

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. Inv. 625.166  
Dulap 181 Lit. D

INSTITUTUL NAȚIONAL DE  
RECHERȘI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNT  
TEHNICI  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ

ing. Laszlo - Zoltan ALMASI

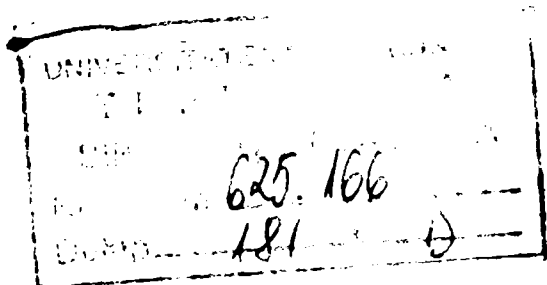
**OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR  
EOLIENE DE POMPARE**

**TEZĂ DE DOCTORAT**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

Conducător științific  
Prof. dr. ing. Francisc GYULAI

Timișoara 1998



## CUVÂNT ÎNAINTE

Energia rezultată din vântul ce suflă pe pământ zi de zi, an de an, este disponibilă tuturor națiunilor ce au înțelepciunea și competența de a o capta și folosi.

Omul, de mult, a folosit vântul în transport, la măcinatul grânelor, la pompatul apei.

Mori de vânt mai mici au fost utilizate în Danemarca încă din 1750. La începutul acestui secol, acestea erau încă utilizate în multe țări din Europa (Danemarca, cca.7000); în unele țări o parte din acestea mai funcționează și astăzi.

Pentru producerea de energie electrică, la sfârșitul secolului al XIX-lea, prof. Paul La Cour a început primele experiențe științifice cu agregate aeroelectrice în Ascov. Profesorul a murit în anul 1909 și abia 50 de ani mai târziu s-au reluat experiențele în Danemarca pentru utilizarea energiei vântului [1].

La sfârșitul anilor 1950, companiile electrice daneze, țară cu mult vânt, au întocmit un program de experimentare în domeniul agregatelor eoliene, program condus de ing. Juul, experiențe ce au fost încheiate cu finalizarea bine cunoscutei Gedser Mill, un agregat de 200 kW, generator asincron care a funcționat circa 10 ani.

Rezultatele acestui program au permis să se tragă concluzia că producerea de energie electrică pe scară industrială, utilizând agregate aeroelectrice, este tehnic posibilă, dar neeconomică în comparație cu prețul petrolului la acea dată. Ca rezultat al acestor concluzii, programele de fabricație și preocupările tehnice și științifice în acest domeniu au fost abandonate. Această stagnare pe plan mondial în acest domeniu a durat până în jurul anilor 70.

Ideea de a relua programele de utilizare a energiei vântului, ca motor primar în centralele electrice, a apărut în 1970 ca urmare a creșterii prețului energiei rezultată din petrol. A apărut, din ce în ce mai pregnantă, necesitatea orientării spre noi surse de energie.

Dezvoltări în fabricația, montarea și exploatarea energiei eoliene s-au produs și în alte țări din lume: Olanda, S.U.A., Marea Britanie, Germania. Câteva exemple apreciez că sunt elocvente.

În anul 1986 erau instalați în Danemarca 50 MW, răspândiți în 1200-1400 unități, iar exportul de agregate aeroelectrice a fost de 1600 unități, cu un total de 100 MW. Industria daneză și-a dezvoltat o capacitate de circa 150-200 MW/an, respectiv 2500 unități cu puteri între 15-340 kW.

Până în anul 1987 erau montate în California - S.U.A. 15.000 agregate aeroelectrice, însumând o putere instalată de peste 1.300 MW, dimensiunea unei centrale nucleare medii [6].

În Marea Britanie și alte țări europene, energia eoliană apare în mod curent ca sursa de energie înlocuitoare ca mai promițătoare, punct de vedere împărtășit atât de furnizorii de energie și producătorii de agregate, cât și de către Comisia Comunității Europene [2,3].

În România primele cercetări privind utilizarea energiei eoliene au fost demarate sub egida INCREST București, în anii 1974-75, vizând traducerea în fapt a prevederilor unor reglementări din 1973 de restrângere a folosirii hidrocarburilor în scopuri energetice și înlocuirea lor treptată cu alte surse mai puțin utilizate până atunci în țară.

Cu toate că au trecut de atunci 23 ani în care aceste cercetări au stat în atenția fostului Consiliu Național pentru Știință și Tehnologie, progresele s-au realizat prea lent față de cele pe plan mondial. Cauzele sunt dificultățile generate de sistemul birocratic centralizat, în care s-a lucrat, precum și lipsa de interes atât a forurilor de decizie energetice cât și a uzinelor producătoare de echipamente energetice, precum și dificultățile în aprovizionarea cu semifabricate.

Referitoare la cele trei etape caracteristice în dezvoltarea noii tehnologii: cercetarea științifică, programe demonstrative și industrializarea, se constată că etapa până în prezent se încadrează în cea mai mare parte în prima categorie de activități (cercetare - proiectare). Au fost înregistrate progrese importante în cercetarea științifică în domeniul agregatelor de putere mică pentru utilizări diverse locale. Contribuții în acest domeniu au avut colectivele de la INCREST, ICPE, ICEMENERG, ICSITMUA Sector Brașov, Universitatea Politehnică Timișoara și Hidrotim Timișoara. În cadrul programului coordonat de fostul CNST acțiunea pentru realizarea de agregate mari racordate la SEN, în concepție și cu tehnologie indigenă demarează în 1982, constând din programe de cercetare, proiectare și acțiuni de inginerie tehnologică pentru omologarea industrială a acestor agregate. Prima etapă a programului s-a desfășurat în anii 1982-1985, iar a doua - subvenționată de această dată de Ministerul Învățământului și Științei - este în curs. Programul pentru realizarea agregatului aeroelectric cu ax orizontal de 300 kW a fost coordonat de Facultatea de Mecanică a Institutului Politehnic Timișoara cu participarea unui număr mare de cadre universitare, institute de proiectări și întreprinderi (CSITEH, IPROTIM, ICM Bucșa, IACM Reșița, Antrepriza Electromontaj Timișoara s.a.). În prezent sunt în fază de testări în amplasamentul Semenice, patru variante constructive ale agregatului aeroelectric de 300 kW.

În cadrul fostului MICM - CITAMA la ICSITMUA Sector Brașov în perioada 1978-1992 ființa unul dintre cele mai puternice laboratoare de profil din țară: Laboratorul de Cercetare pentru Utilizarea Energiei Vântului (LCUEV) care, pe lângă dotările uzuale dispunea și de un poligon experimental (la Ghimbav).

Laboratorul a dezvoltat în special cercetările privind realizarea turbinelor de vânt cu ax vertical, considerând că acest tip de turbină prezintă unele avantaje în ceea ce privește tehnologia de execuție a palelor. Realizările concrete vizează o gamă largă de turbine, destinate utilizărilor locale de la 0,1 la 20 kW, precum și modelul experimental al turbinei tip Darrieus de 100 kW pus în funcțiune în poligonul experimental de la Ghimbav în 1988, fiind cea mai mare instalație eoliană care a funcționat vreodată în România. În 1990 s-a finalizat execuția, la IM Vaslui, a două turbine prototip industrial de 100 kW, în 1991 acestea au fost montate în amplasamentul Dealurile Tulcei, în vederea testării performanțelor și funcționării de

durată. După avarieri repetate cauzate de nerespectarea unor tehnologii de fabricație și de montaj, în 1992 proiectul a fost abandonat datorită lipsei finanțării.

În urma analizei comportamentului agregatelor aeroelectrice în fază de pilot industrial se poate afirma că cercetările și-au atins scopul, dar lipsa tehnologiei implică cooperări cu firme specializate străine pentru realizarea paletelor, generatorului și a instalației de automatizare în vederea realizării unor agregate competitive și fiabile.

Din păcate, colectivele de cercetare din domeniul energiei eoliene, în mare parte, s-au destrămat din lipsa fondurilor de finanțare, ceea ce a condus și la distrugerea bazei materiale.

Programele de cercetare-dezvoltare a tehnologiei eoliene au avut ca scop principal realizarea unor agregate aeroelectrice mari, care să contribuie la producția energetică a țării, prin construirea unor centrale aeroelectrice de sistem, amplasate în zone cu potențial energetic eolian favorabil. Dezvoltarea și realizarea unor agregate eoliene pentru pomparea apei fiind de o importanță mai mică, s-au realizat doar câteva modele experimentale utilizând soluții constructive clasice care erau scumpe, neperformante și nefiabile.

Lucrarea de față își propune să aducă o contribuție la optimizarea convertoarelor eoliene de pompare (CEP) prin mărirea competitivității acestora față de alte sisteme de pompare: motopompe și pompe solare (fotovoltaice) utilizate în zone izolate caracterizate printr-un potențial energetic eolian minim acceptabil.

Este de datoria mea, să exprim recunoștință și mulțumiri tuturor celor care au contribuit într-un fel s-au altul la formarea mea ca specialist în domeniul energiei eoliene.

Tema în sine a fost abordată înainte de înscrierea la doctorat, iar pentru realizările din acea perioadă, cât și pentru consultările ulterioare doresc să-i mulțumesc în mod special conducătorului științific, domnului Prof. dr. ing. Francisc Gyulai.

Timișoara, decembrie 1998

ing. László Almási

## LISTA NOTAȚIILOR

A - arie	- $m^2$
A - lucru mecanic	- Nm
$A_1 \dots A_3$ - coeficienți polinomiali	- (-)
$A_p$ - arie pală, măsurată în lungul corzii	- $m^2$
- arie piston	- $m^2$
a - accelerație	- $m/s^2$
$B_1 \dots B_8$ - coeficienți polinomiali	- (-)
$D_3$ - coeficient polinomial	- (-)
c - coeficient de amortizare	- (-)
c - parametru de scară	- m/s
C - viteză prin orificiu	- m/s
C - coardă profil	- m
$C_a = a_{pmax}/g = \omega^2 r/g$ - coeficient de accelerație	- (-)
$C_m$ - coeficient de moment	- (-)
$C_{mmax}$ - coeficient de moment maxim	- (-)
$C_{mc}$ - coeficient de moment de calcul	- (-)
$C_{mp}$ - coeficient de moment de pornire	- (-)
$C_p$ - coeficient de putere	- (-)
$C_{pm}$ - coeficient de putere la momentul maxim	- (-)
$C_{pmax}$ - coeficient de putere maxim (optim)	- (-)
$\eta C_p$ - eficiență	- (-)
$C_x$ - coeficient de rezistență aerodinamică	- (-)
$C_z$ - coeficient de portanță aerodinamică	- (-)
$C_{zc}$ - coeficient de portanță de calcul	- (-)
$C_1, C_2$ - coeficienți polinomiali	- (-)
D - diametrul rotorului	- m
$D_r = D/D_p$ - diametrul relativ	- (-)
E - modul de elasticitate	- $N/mm^2$
$e_{sist}$ - producție energetică specifică	- (-)
F - forță	- N
f - coeficient de frecare	- (-)
G - aproximare pentru funcția gamma	- (-)
g - accelerația gravitațională	- $9,8 m/s^2$
$g_s$ - grosime supapă	- m
H - sarcină efectivă	- m
- presiune	- Pa
- înălțime	- m
- înălțime de ridicare	- m

$H_1$ - energie hidraulică la nivelul de aspirație	- m
$H_2$ - energie hidraulică la nivelul de refulare	- m
$h$ - cursă, pierdere de presiune	- m
$I$ - inerție	- $\text{kgm}^2$
$i = n_{\text{rot}}/n_p$ - raport de transmitere	- (-)
$i$ - pantă hidraulică	- mm/m
$K_c = K_m \bar{M}_p/M_{\text{max}}$ - coeficient	- (-)
$K_E$ - factor de formă energie	- (-)
$K_m = C_{\text{mp}}/C_{\text{mmax}}$ - coeficient	- (-)
$k$ - coeficient	- (-)
$k$ - factor de formă	- (-)
$k$ - constantă elastică	- N/m
$k_c$ - coeficient de recirculare	- (-)
$k_h$ - coeficient de presiune	- (-)
$k_s$ - coeficient de siguranță	- (-)
$L$ - lungime	- m
$M$ - moment (cuplu)	- Nm
$m$ - masă	- kg
$n$ - turația	- rot/min
$n'_q = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = \sqrt{\Phi_0} / \Psi_0^{3/4}$ - turație specifică adimensională	- (-)
$N$ - număr de pale	- (-)
$P$ - putere	- W
- presiune	- Pa
- forță de portanță aerodinamică	- N
$p$ - presiune	- Pa
$Q$ - debit volumic	- $\text{m}^3/\text{s}$
$q$ - volum pompat pe o rotație a pompei	- $\text{m}^3/\text{rot}$
$R$ - rezistență conductă	- $\text{s}^2/\text{m}^5$
- rază rotor	- m
- forță de rezistență aerodinamică	- N
$Re = nD_p^2/\nu$ - număr Reynolds pentru pompă	- (-)
$r$ - rază de manivelă	- m
- rază curentă (locală)	- m
$s$ - cursă	- m
$T$ - timp	- s
- durata perioadei	- s (ore)
$T = \omega_0 t$ - timp adimensional	- (-)
$t$ - timp	- s
$V$ - viteză	- m/s
$\bar{V}$ - viteză vânt medie energetică	- m/s
$\bar{v}$ - volum	- $\text{m}^3$

$W$ - viteză aerodinamică (relativă)	- m/s
$w$ - viteză în conducte	- m/s
$v_s$ - cilindree	- $m^3$
$\alpha$ - unghi de incidență	- grad
$\beta = C/2m\omega_0$ - coeficient de amortizare adimensional	- (-)
- unghi de calare	- grad
$\Gamma$ - coeficient de tracțiune	- (-)
$\Gamma_{(\lambda)}$ - funcția gamma	- (-)
$\gamma$ - exponent	- (-)
- greutate specifică	- $N/m^3$
$\Delta = P/(\rho n^3 D_p^5)$ - putere adimensională	- (-)
$\Delta_0$ - putere adimensională la randament maxim	- (-)
$\delta = D_p(gH)^{1/4}/Q^{1/2}$ - diametru specific	- (-)
$\delta = M_{pmax}/\bar{M}_p$ - grad de neuniformitate a cuplului	- (-)
$\xi$ - coeficient de rezistență locală	- (-)
$\eta$ - randament	- (-)
$\theta$ - unghi de poziție manivelă	- (-)
$\lambda = \omega R/V_x$ - viteză specifică (raport de viteză)	- (-)
$\lambda_r$ - viteză specifică locală	- (-)
$\lambda_{rc}$ - viteză specifică locală de calcul	- (-)
$\mu$ - coeficient de curgere prin orificiu	- (-)
$\mu$ - coeficient de frecare	- (-)
$\nu$ - coeficient de vâscozitate cinematică	- $m^2/s$
$\rho$ - densitate aer	- $kg/m^3$
$\rho_h$ - densitate hidraulică (apă)	- $kg/m^3$
$\rho_s$ - densitate supapă	- $kg/m^3$
$\tau = (I/M_c)^{1/2}$ - constantă de timp	- (-)
$\Phi = Q/nD_p^3$ - debit adimensional	- (-)
$= 2\pi Q/\omega_0 v_s$ - debit adimensional pentru pompă cu piston	- (-)
- unghiul vitezei relative ( $W$ )	- grad
$\sigma$ - eroare standard	- (-)
$= Na_p/A$ - soliditate rotor	- (-)
$\Psi = gH/n^2 D_p^2$ - înălțime de pompare adimensională (turbopompe)	- (-)
$\Psi_0$ - înălțime de pompare adimensională la randament maxim	- (-)
$\Psi = [g(H/L)/\omega^2 r](A/A_p)$ - înălțime de pompare adimensională (pompe cu piston)	- (-)
$\omega$ - viteză unghiulară rotor	- rad/s
$\omega_i$ - viteză unghiulară indusă	- rad/s
$\omega_c$ - viteză unghiulară critică	- 1/s
- frecvență de rezonanță unghiulară	- (-)
$x$ - coordonată	- m
$x = V'/\bar{V}$ viteză vânt redusă	- (-)

$x_r = - r/R$	rază relativă	- (-)
$y$	coordonată	- m
$Z = \zeta \frac{w^2}{2} \rho_i$	pierdere de presiune în rezistențe locale	- m
$z$	coordonată, deplasare, deschidere	- m
$z_o$	înălțime de rugozitate	- m
$\zeta$	coeficient de pierdere locală de presiune	- (-)

## LISTA INDICILOR

a - arhimedic, amorsare  
 as - aspirație  
 at - atmosferic  
 c - calcul, recirculare  
 ca - cameră de aer  
 cil - cilindru  
 d - dinamic  
 h - hidraulic, presiune, intrare  
 g - geodezic  
 i - inerție, intrare, inferior, întrestițiu  
 id - ideal  
 inst - nestaționar  
 intr - intrare  
 î - închidere  
 M - putere maximă absorbită  
 m - încărcare mecanică tijă  
 max - maxim  
 mec - mecanic  
 mf - maxim de funcționare  
 min - minim  
 n - nominal  
 o - orificiu  
 0 - zero, optim, maxim, atmosferic, critic  
 p - piston, piezometric, pornire, pompă  
 r - rezistent, relativ  
 re - refulare  
 ref - refulare  
 rf - rezistent de frecare  
 rn - relativ nominal  
 rot - rotor  
 rotp - pornire rotor  
 rv - reglare viteză  
 s - supapă, static, superior



st - static  
t - total, turbopompă, tijă  
tf - frecare turbopompă  
tn - nominal turbopompă  
to - turbopompă, debit zero la viteză nominală  
tr - transmisie  
tu - util turbopompă  
teor - teoretic  
v - volant  
vol - volumic  
 $\infty$  - neperturbat

## PRESCURTĂRI

CWD : Consultancy Services, Wind Energy, Developing Countries, 1984 →  
- *Servicii Consultative, Energia Vântului, Țări în curs de dezvoltare*  
P.O. Box 85  
3800 AB Amersfoort  
The Netherlands

CWD Participants: DHV Consulting Engineers  
Eindhoven University of Technology  
Twente University of Technology

ESCAP: Economic and Social Commission for Asia and the Pacific

I.E.A.: International Energy Agency

ITDG: Intermediate Technology Development Group  
(Anglia Reading, London)

ITP: Intermediate Technology Power Limited  
(Anglia, Hampshire)

NACA: National Advisory Committee for Aeronautics  
*Comitetul Național Consultativ pentru Aerodinamică*

NASA: National Aeronautics and Space Administration  
*Administrația Națională Aeronautică și Spațială*

ODA: Overseas Development Administration

ORP: Labour Organisation of the Rural Poor  
(India - New Delhi)

SWD : Steering Committee, Wind Energy, Developing Countries, 1975-1984  
*Comitetul de Organizare, Energia Vântului, Țări în curs de dezvoltare*

UNDP: United Nations Development Programme

USAID: United States, Agency for International Development

VITA: Volunteers in Technical Assistance  
(SUA - Arlington)

WEU: Wind Energy Unit, Water Resources Board  
(Sri Lanka - Colombo)

WMO: World Meteorological Organisation

WOT: Working Group on Development Technology  
(Olanda - Enschede)



## CUPRINS

### Capitolul 1

INTRODUCERE .....	1
-------------------	---

### Capitolul 2

ACTUALITATEA VALORIFICĂRII ENERGIEI EOLIENE .....	4
2.1. SURSELE DE ENERGIE ȘI NIVELUL DE DEZVOLTARE .....	4
2.2. VÂNTUL, CA ALTERNATIVĂ PENTRU ENERGIE .....	5
2.2.1. ORIENTĂRI PE PLAN MONDIAL .....	5
2.2.2. REALIZĂRI ÎN ROMÂNIA .....	7
2.3. VÂNTUL CA SURSĂ DE ENERGIE .....	9
2.3.1. POTENȚIALUL ENERGETIC AL VÂNTULUI .....	9
2.3.1.1. Definiții și relații .....	9
2.3.1.2. Calculul potențialului eolian .....	13
2.3.2. RESURSELE ENERGETICE DIN VÂNT .....	14
2.3.2.1. Distribuția energiei eoliene pe Glob .....	14
2.3.2.2. Evaluări cu privire la potențialul energetic eolian al României .....	17
2.4. DOMENIUL DE UTILIZĂRI ȘI TIPURILE GENERICE DE CONVERSIE A ENERGIEI VÂNTULUI .....	20

### Capitolul 3

POMPAREA APEI, APLICAȚIE PARTICULARĂ A UTILIZĂRII ENERGIEI EOLIENE .....	23
3.1. ISTORICUL POMPELOR EOLIENE .....	23
3.2. SITUAȚIA ACTUALĂ A TEHNOLOGIEI .....	30
3.3. PARTICULARITĂȚILE UTILIZĂRII ENERGIEI EOLIENE PENTRU POMPAREA APEI .....	32
3.3.1. POMPE EOLIENE PENTRU ADĂPAREA ANIMALELOR .....	32
3.3.2. POMPE EOLIENE PENTRU ALIMENTĂRI CU APĂ .....	33
3.3.3. POMPE EOLIENE PENTRU IRIGAȚII .....	36

### Capitolul 4

ANALIZA CRITICĂ A PIETII ȘI CONCEPȚIEI AGREGATELOR EOLIENE DE POMPARE .....	41
4.1. PIAȚA MONDIALĂ DE POMPE EOLIENE .....	41
4.2. SITUAȚIA ACTUALĂ A TEHNOLOGIEI POMPELOR EOLIENE .....	42
4.2.1. INDUSTRIA POMPELOR EOLIENE ÎN LUME .....	42
4.2.2. Pompe eoliene autonome .....	43
4.2.2.1. Tipuri de pompe eoliene .....	43
4.2.2.2. Analiza pompelor eoliene comerciale .....	47
4.2.2.3. Rezumarea caracteristicilor pompelor eoliene comerciale .....	48

4.2.3. AGREGATE DE POMPARE ASISTATE DE VÂNT.....	52
4.3. VIABILITATEA ECONOMICĂ A AGREGATELOR EOLIENE .....	53
4.3.1. DOMENII DE UTILIZARE ȘI COMPARAREA CU ALTE SOLUȚII... ..	53
4.3.2. MODELUL ECONOMIC .....	54
4.3.3. MODELE DE REFERINȚĂ .....	55
4.3.4. ANALIZA INFLUENȚELOR.....	58
4.3.5. CONCLUZII GENERALE ASUPRA ASPECTELOR ECONOMICE ....	63
4.4. PROBLEME TEHNICE LA PROIECTAREA AGREGATELOR EOLIENE.	64
4.4.1. PROTECȚIA ROTOARELOR LA FURTUNĂ ȘI SUPRATURARE .....	64
4.4.2. INTEGRITATEA STRUCTURALĂ.....	72
4.4.3. INTEGRITATEA MECANICĂ.....	73

## Capitolul 5

PROBLEMATICA OPTIMIZĂRII CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ..	74
5.1. GENERALITĂȚI PRIVIND OPTIMIZAREA ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI .	74
5.2. PARTICULARITĂȚI ALE OPTIMIZĂRII ÎN CAZUL AGREGATELOR EOLIENE DE POMPARE.....	75
5.3. MĂRIREA RANDAMENTULUI DE ADAPTARE ÎNTRE ROTORUL EOLIAN ȘI POMPA. METODE ȘI RESTRICȚII .....	77

## Capitolul 6

SISTEMATIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE.....	81
6.1. CLASIFICAREA CAPTATORILOR EOLIENI.....	81
6.1.1. CRITERIUL CINEMATIC .....	81
6.1.2. CRITERIUL POZIȚIEI AXULUI.....	82
6.1.3. CRITERIUL PRINCIPIULUI DE FUNCȚIONARE .....	82
6.1.3.1. Mașini eoliene cu ax vertical .....	82
6.1.3.2. Mașini eoliene cu ax orizontal .....	83
6.1.3.3. Captatorii eolieni statici.....	85
6.1.4. CRITERIUL TIPULUI.....	85
6.1.5. CRITERIUL ORIENTĂRII .....	86
6.1.6. CRITERIUL CONSTRUCTIV .....	86
6.1.7. CRITERIUL FORȚEI MOTOARE.....	86
6.1.8. CRITERIUL DENUMIRII.....	87
6.2. SOLUȚII CONSTRUCTIVE DE ROTOARE EOLIENE PENTRU CONVERTOARE EOLIENE DE POMPARE .....	89
6.2.1. ROTOARE CU AX ORIZONTAL .....	89
6.2.2. ROTOARE CU AX VERTICAL .....	95
6.2.3. SOLUȚII CONSTRUCTIVE NECONVENȚIONALE .....	98
6.3. ANALIZA COMPARATIVĂ A DIFERITELOR ROTOARE EOLIENE .....	100

**Capitolul 7****SISTEMATIZAREA POMPELOR DESTINATE CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE.....**

7.1. POMPE CONSTRUITE LOCAL ACȚIONATE DE TURBINE EOLIENE.....	110
7.1.1. POMPE ALTERNATIVE (CU PISTON).....	110
7.1.2. POMPE ROTATIVE.....	111
7.2. CARACTERISTICILE POMPELOR.....	119
7.2.1. GENERALITĂȚI.....	119
7.2.2. POMPE CU PISTON.....	123
7.2.2.1. Comportamentul pompei ideale.....	124
7.2.2.2. Comportamentul pompei reale.....	125
7.2.2.3. Efectele accelerației.....	126
7.2.2.4. Comportamentul supapei.....	133
7.2.3. TURBOPOMPE.....	139
7.2.3.1. Caracteristicile mecanice ale turbomașinilor.....	139
7.2.3.1.1. Funcționarea turbomașinii cu o rețea de transport oarecare.....	139
7.2.3.1.2. Funcționarea turbomașinii cu o rețea de transport fără înălțime statică.....	143
7.2.3.1.3. Funcționarea turbomașinii cu o rețea de transport cu înălțime statică.....	145
7.2.3.2. Graficele caracteristicilor mecanice.....	148
7.2.3.2.1. Pornirea turbomașinilor în stare descărcată.....	148
7.2.3.2.2. Pornirea turbomașinilor în stare încărcată.....	148
7.2.3.2.3. Dependența caracteristicii mecanice a turbomașinii de înălțimea statică a rețelei de transport.....	150

**Capitolul 8****PROBLEMATICA AGREGĂRII TURBINEI EOLIENE CU POMPA VOLUMICĂ ....**

8.1. RELAȚII FUNDAMENTALE.....	151
8.2. CUPLAREA POMPEI CU PISTON CU ROTORUL EOLIAN.....	153
8.2.1. CALCULUL VOLUMULUI POMPAT ȘI AL RAPORTULUI DE TRANSMITERE. RELAȚII DE DIMENSIONARE.....	153
8.3. EXPRESIA MATEMATICĂ A SARCINII ROTORULUI EOLIAN.....	158
8.3.1. CALCULUL VITEZEI VÂNTULUI DE AMORSARE.....	158
8.3.2. CALCULUL VARIAȚIEI PUTERII UTILE ÎN FUNCȚIE DE VITEZA VÂNTULUI.....	160
8.3.3. CALCULUL VARIAȚIEI COEFICIENTULUI DE PUTERE ÎN FUNCȚIE DE VITEZA VÂNTULUI.....	160
8.4. REGIMUL DE PORNIRE ȘI OPRIRE.....	162
8.4.1. REGIMUL DE PORNIRE STATIC. CALCULUL VITEZEI VÂNTULUI DE PORNIRE.....	164
8.4.2. REGIMUL DE PORNIRE DINAMIC.....	165

**Capitolul 9****OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE FĂRĂ ADAPTAREA CARACTERISTICII POMPEI.....**

9.1. OPTIMIZAREA ADAPTĂRII CARACTERISTICII DE PUTERE LA REGIMUL DE VÂNT CARACTERISTIC AMPLASAMENTULUI.....	168
9.1.1. OPTIMIZAREA VITEZEI VÂNTULUI DE CALCUL.....	168

9.1.2. OPTIMIZAREA CORELĂRII VITEZELOR CARACTERISTICE ALE CURBEI DE PUTERE CU DATELE AEROENERGETICE ALE AMPLASAMENTULUI .....	170
9.1.3. CONCLUZII PRIVIND ADAPTAREA CARACTERISTICII DE PUTERE LA REGIMUL DE VÂNT CARACTERISTIC AMPLASAMENTULUI.....	178
9.2. OPTIMIZAREA POMPEI PENTRU MICȘORAREA MOMENTULUI DE PORNIRE.....	179
9.2.1. POMPA CU PISTON CU ORIFICIU DE SCURGERE .....	179
9.2.2. PORNIREA, INCLUZÂND EFECTUL ORIFICIULUI DE SCURGERE...	185
9.2.3. TEORIA SIMPLIFICATĂ A ORIFICIULUI DE SCURGERE .....	186
9.2.4. ORIFICIU DE SCURGERE COMANDAT .....	187
9.3. OPTIMIZAREA POMPEI PENTRU UNIFORMIZAREA MOMENTULUI ..	193
9.3.1. POMPĂ CU PISTON CU AMORTIZOR PNEUMATIC.....	193
9.3.1.1. Generalități.....	193
9.3.1.2. Frecvența de rezonanță .....	193
9.3.1.3. Variația volumului .....	195
9.3.1.4. Analogia cu sisteme masă - resort amortizate.....	198
9.3.1.5. Comportamentul dinamic al camerei de aer.....	200
9.3.1.6. Soluții constructive de camere de aer.....	202
9.3.2. POMPĂ CU PISTON CU DUBLU EFECT .....	204
9.3.2.1. Compararea între pompa cu simplu efect și cu dublu efect .....	205
9.3.2.2. Pompă cu piston cu simplu efect echilibrat.....	213
9.3.3. COMPARAȚIA PRODUCTIVITĂȚII ENERGETICE .....	216
9.4. OPTIMIZAREA TRANSMISIEI .....	217
9.4.1. SIMPLIFICAREA TRANSMISIEI MECANICE .....	217
9.4.2. TRANSMISIA MECANICĂ PENTRU UNIFORMIZAREA MOMENTULUI..	221
9.4.3. TRANSMISIA HIDRAULICĂ .....	224
9.4.4. TRANSMISIA PNEUMATICĂ.....	230
9.4.5. ALEGEREA SOLUȚIEI OPTIME.....	234

## Capitolul 10

OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE, PRIN ADAPTAREA CARACTERISTICII POMPEI .....	235
10.1. VARIATOARE DE CURSĂ AUTOMATE .....	236
10.1.1. VARIATORUL DE CURSĂ AUTOMAT CU ARC .....	236
10.1.2. VARIATORUL DE CURSĂ AUTOMAT AERODINAMIC .....	237
10.1.3. VARIATOARE DE CURSĂ HIDRAULICE .....	238
A. Variatorul de cursă cu amortizor hidraulic .....	238
B. Variatorul de cursă automat hidraulic cu cursor.....	239
C. Variatorul de cursă automat pentru compresoare.....	243
D. Variatorul de cursă automat cu regulator hidraulic și element de execuție mecanic .....	243
E. Variatorul de cursă automat hidraulic cu drosel.....	244
10.1.4. VARIATORUL DE CURSĂ AUTOMAT CENTRIFUGAL.....	244

10.1.5. VARIATOARE DE CURSĂ AUTOMATE INERȚIALE .....	246
A. Variator de cursă cu vibrator inerțial.....	246
B. Pompă volumică cu debit variabil.....	247
C. Pompă volumică cu cilindru mobil .....	249
D. Variatorul de cursă automat cu volant.....	262
10.1.6. VARIATOR DE CURSĂ AUTOMAT CU SESIZOR $\lambda$ .....	263
10.1.7. VARIATOARE DE CURSĂ AUTOMATE COMBINATE .....	265
10.1.8. CONCLUZII PRIVIND VARIATOARELE DE CURSĂ AUTOMATE .....	266
10.2. VARIATOARE DE TURAȚIE AUTOMATE.....	267
10.2.1. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT HIDRAULIC.....	267
10.2.2. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT MECANO-HIDRAULIC.....	268
10.2.3. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT CU CUREA TRAPEZOIDALĂ .....	270
10.2.4. VARIATOARE DE TURAȚIE AUTOMATE INERȚIALE.....	278
A. Variatoare de turație automate inerțiale hidraulice.....	278
B. Variatoare de turație automate inerțiale mecanice.....	279
10.2.5. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT MECANIC CU MECANISME PLANETARE .....	281
10.2.6. CONCLUZII PRIVIND VARIATOARELE DE TURAȚIE AUTOMATE .....	281
10.3. CONCLUZII PRIVIND ADAPTAREA CARACTERISTICII POMPEI VOLUMICE LA CARACTERISTICA ROTORULUI EOLIAN.....	282

## Capitolul 11

OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU TURBOPOMPE .....	284
11.1. REGIM DE FUNCȚIONARE CU TURAȚIE VARIABILĂ .....	285
11.1.1. TURBINA EOLIANĂ.....	285
11.1.2. TURBOPOMPA .....	286
11.1.3. CUPLAREA MECANICĂ A TURBINEI EOLIENE CU TURBOPOMPA.....	289
11.1.3.1. Modelul de calcul simplificat cu puterea adimensională constantă $\Delta = B_5$ .....	290
11.1.3.2. Modelul de calcul exact .....	292
11.1.4. CUPLAREA ELECTRICĂ A TURBINEI EOLIENE CU TURBOPOMPA.....	301
11.1.5. CONCLUZII PRIVIND POMPELE EOLIENE CU TURAȚIE VARIABILĂ ECHIPATE CU TURBOPOMPE.....	304
11.2. REGIM DE FUNCȚIONARE CU TURAȚIE CONSTANTĂ.....	305
11.2.1. CONCLUZII PRIVIND POMPELE EOLIENE CU TURAȚIE CONSTANTĂ ECHIPATE CU TURBOPOMPE .....	309
11.3. CONCLUZII PRIVIND OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU TURBOPOMPE .....	309



**Capitolul 12**

OPTIMIZAREA ROTORULUI EOLIAN.....	311
12.1. ROTOARE PENTRU CONVERTOARE EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE FĂRĂ ADAPTAREA CARACTERISTICII .....	311
12.1.1. ROTOARE CU AX ORIZONTAL. ....	311
12.1.1.1. Optimizarea orientării rotorului pe direcția vântului .....	318
12.1.2. ROTOARE CU AX VERTICAL .....	319
12.2. ROTOARE PENTRU CONVERTOARE EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE CU ADAPTAREA CARACTERISTICII SAU CU TURBOPOMPE .....	323
12.3. CALCULUL AERODINAMIC AL ROTORULUI .....	323
12.3.1. GENERALITĂȚI.....	323
12.3.2. PUTERE, CUPLU ȘI VITEZĂ .....	323
12.3.3. PROFILE ȘI FORȚE AERODINAMICE .....	326
12.3.4. COEFICIENTUL DE PUTERE MAXIM.....	330
12.3.5. CALCULUL ROTORULUI CU AX ORIZONTAL .....	332
12.4. EXEMPLE DE ROTOARE EOLIENE OPTIMIZATE .....	340
12.5 OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A POMPELOR EOLIENE ÎN FUNCȚIE DE TIPUL ROTORULUI EOLIAN.....	344

**Capitolul 13**

MĂRIREA COMPETITIVITĂȚII POMPELOR EOLIENE PRIN FABRICAȚIE LOCALĂ .....	346
---	-----

**Capitolul 14**

SISTEMATIZAREA AGREGATELOR DE POMPARE ASISTATE DE VÂNT... ..	353
14.1. AGREGATE DE POMPARE AUTONOME ASISTATE DE VÂNT.....	357
14.2. ELECTROPOMPE ALIMENTATE DE LA REȚEA, ASISTATE DE VÂNT ..	359
14.3. AGREGAT DE POMPARE HIBRID ASISTAT DE VÂNT .....	360
14.4. CARACTERISTICILE AGREGATELOR DE POMPARE ASISTATE DE VÂNT .....	367

**Capitolul 15**

REZULTATE EXPERIMENTALE .....	364
A. DESCRIEREA POMPEI EOLIENE.....	368
1. Destinația instalației .....	368
2. Descrierea instalației de pompare .....	368
3. Captarea.....	371
4. Instalația hidraulică .....	371
5. Bazinul de acumulare .....	371
B. ECHIPAMENTUL DE MĂSURĂ .....	371
C. MODUL DE LUCRU .....	371
D. REZULTATELE MĂSURĂTORILOR.....	371
E. INTERPRETAREA REZULTATELOR.....	372
F. CONCLUZII .....	372

---

<b>Capitolul 16</b>	
SINTEZĂ ȘI CONCLUZII .....	373
<b>Capitolul 17</b>	
CONTRIBUȚII ORIGINALE .....	384
<b>Bibliografia</b> .....	386
<b>Anexa A</b>	
<b>Anexa B</b>	
<b>Listele bibliografice 1, 2, 3, 4.</b>	



# Capitolul 1

## INTRODUCERE

Prezenta teză de doctorat își propune să aducă o contribuție la optimizarea convertoarelor eoliene de pompare având ca urmare mărirea competitivității acestora față de alte sisteme de pompare: motopompe și pompe solare (fotovoltaice).

**Tematica tezei** se referă la îmbunătățirea performanțelor prin optimizarea constructivă și funcțională a pompelor eoliene destinate micilor utilizatori, în special pentru ridicarea apei din fântâni sau puțuri forate, situate în amplasamente izolate, cu potențial energetic eolian acceptabil.

**Obiectivele tezei** sunt următoarele:

- argumentarea actualității valorificării energiei eoliene pentru pomparea apei;
- prezentarea caracteristicilor tehnice și economice ale convertoarelor eoliene de pompare actuale;
- stabilirea deficiențelor convertoarelor eoliene de pompare actuale;
- stabilirea căilor de eliminare a deficiențelor convertoarelor eoliene de pompare actuale, prin optimizare;
- elaborarea metodelor de calcul și soluțiilor constructive care să mărească competitivitatea convertoarelor eoliene de pompare față de alte sisteme de pompare;
- prezentarea rezultatelor experimentale care justifică metoda de calcul și soluția constructivă propusă.

Actualitatea domeniului este justificată prin următoarele motivații:

- a) Motivația istorică. În anii 1920 în SUA erau în folosință cam 6 milioane de pompe eoliene de fermă și se estimează că și astăzi, la nivel global, numărul pompelor eoliene aflate în folosință atinge cifra de 1 milion din care 150.000 în SUA și 600.000 în Australia;
- b) Motivația de oportunitate este caracterizată prin următoarele:
  - jumătate din populația globului locuiește în zone neelectrificate;
  - existența necesității dezvoltării economice a zonelor rurale în special în țările slab dezvoltate prin asigurarea acestora cu surse de energie conform Conferinței Națiunilor Unite "ENERG" de la Nairobi în 1981;
  - în 1981, Programul de dezvoltare ONU și Banca Mondială, în cadrul Deceniului Internațional ONU al Apei Potabile și Salubrității (1981-1990), au inițiat un Proiect-program în încercări de laborator și în teren, împreună cu proiectarea tehnologică a unor sisteme neconvenționale de furnizare a apei;

- extinderea activității de creștere a vitelor în țările în curs de dezvoltare situate în zonele aride, utilizând pentru pășunat terenuri marginale care nu pot fi utilizate pentru cultura plantelor.
- c) Motivația economică este caracterizată prin:
- extinderea distribuției energiei electrice în zonele rurale este neeconomică din cauza puterilor instalate mici;
  - dezvoltarea rețelei de alimentare cu hidrocarburi nu este viabilă pe termen lung din cauza tendințelor de creștere a costurilor hidrocarburilor și serviciilor din cauza epuizării resurselor de hidrocarburi;
  - viabilitatea economică a pompelor eoliene actuale este comparabilă, în anumite condiții, cu cea a altor sisteme de pompare (în special cu a motopompelor);
  - costul investiției pompelor eoliene comerciale este mare în comparație cu cel al motopompelor.
- d) Motivația de piață este caracterizată prin următoarele:
- producția anuală mondială de pompe eoliene se estimează la 5000 de unități pe an realizată de circa 50 de fabricanți (la nivelul anului 1982);
  - potențialul de vânzare a pieței va fi de circa 2500 buc / an la o valoare de aproape 50 milioane USD, dacă pompele eoliene existente expirate, vor fi înlocuite tot cu pompe eoliene și nu cu alte sisteme energetice.
- e) Motivația tehnică este determinată de următoarele:
- majoritatea pompelor eoliene comerciale sunt fabricate și azi după proiecte datând din anii 1930;
  - performanțele pompelor eoliene comerciale sunt destul de modeste;
  - este necesară elaborarea unor proiecte noi pentru realizarea unor pompe eoliene cu performanțe superioare în scopul creșterii competitivității acestora față de alte sisteme de pompare.

**Metoda de lucru** la întocmirea tezei de doctorat a constat din următoarele:

- documentarea exhaustivă a experienței existente;
- analiza critică a realizărilor din domeniu;
- detalierea căilor de optimizare;
- stabilirea metodelor de calcul și descrierea soluțiilor constructive de optimizare.

### **Concepția generală a tezei de doctorat**

Pentru realizarea obiectivelor sunt tratate în amănunt următoarele subiecte:

- argumentarea actualității valorificării energiei eoliene;
- prezentarea particularităților de aplicare și de utilizare a energiei eoliene pentru pomparea apei;
- analiza critică a pieței și a concepției agregatelor eoliene de pompare;
- descrierea problematicii optimizării convertoarelor eoliene de pompare;
- sistematizarea convertoarelor eoliene;
- sistematizarea pompelor destinate convertoarelor eoliene de pompare;
- analiza problematicii agregării turbinei eoliene cu pompa volumică;

- rezolvarea problematicei agregării turbinei eoliene cu pompa volumică prin optimizare;
- rezolvarea problematicei agregării turbinei eoliene cu turbopompa prin optimizarea raportului de transmisie;
- rezolvarea problematicei agregării turbinei eoliene cu pompa prin adoptarea tipului optim de rotor eolian;
- mărirea competitivității pompelor eoliene prin adoptarea unei metode de implementare adecvate;
- sistematizarea agregatelor de pompare asistate de vânt;
- prezentarea rezultatelor experimentale;
- sinteza generală și concluzii;
- expunerea contribuțiilor originale.

Ultimele îmbunătățiri în dezvoltarea tehnologiei pompelor eoliene, ca urmare a unui proces empiric de selecție naturală s-a realizat în anii 1890 iar ca urmare a unui proces de inginerie tehnologică este în curs, începând din anii 1980.

Îmi exprim speranța că prin prezenta lucrare, voi reuși și eu să-mi aduc raportul la mărirea competitivității pompelor eoliene față de alte sisteme de pompare prin metodele de calcul și soluțiile constructive propuse.

## Capitolul 2

### ACTUALITATEA VALORIFICĂRII ENERGIEI EOLIENE

#### 2.1. SURSELE DE ENERGIE ȘI NIVELUL DE DEZVOLTARE

Pare surprinzător că deși suntem aproape de sfârșitul secolului XX, aproape jumătate din populația Globului, deci două miliarde de oameni locuiesc în zone neelectrificate. Datorită neeconomicității utilizării distribuiri energiei electrice produse centralizat, în zone rurale cu puteri instalate mici, simpla extindere a rețelelor de electricitate nu poate rezolva în mod economic acoperirea nevoilor locale de putere cu energie electrică. Nici dezvoltarea rețelei de alimentare cu hidrocarburi nu oferă o soluție pe termen lung din diverse motive. Fără soluții noi în acest domeniu, dezvoltarea zonelor rurale va fi în mod sever încetinită.

Există o bună corelare între puterea instalată și bunăstare, deoarece, fără sursă de energie nici nu ne putem gândi la o activitate economică aducătoare de bunăstare; de fapt se și observă că jumătatea "neconectată" a populației Globului este și cea mai săracă, așa că furnizarea de energie este un element vital în dezvoltare, iar absența ei este una din cele mai mari cauze ale înapoierii economice.

În ultima vreme s-a vorbit mult despre energia pentru țările slab dezvoltate, în special la Conferința Națiunilor Unite "ENERG" de la Nairobi din 1981 și cu toate acestea încă nu prea există opțiuni viabile pentru surse de energie în aceste zone izolate energetic. Principala sursă de energie pentru aceste zone este încă motorul cu ardere internă bazat pe hidrocarburi, deoarece alte mijloace nu sunt încă disponibile. Acest lucru trebuie să pună pe gânduri multe din aceste țări, deoarece deja cheltuiesc o cotă importantă a rezervelor valutare pentru importul de petrol.

Energia eoliană a fost citată frecvent ca un contracandidat principal al motoarelor cu ardere internă la aplicațiile descentralizate din zonele izolate și deci, putând avea o importanță în dezvoltare. Spre deosebire de alte opțiuni principale în domeniul noilor surse de energie, utilizarea energiei eoliene are o istorie impresionantă, dar prea puțin cunoscută. Energia eoliană a avut o contribuție importantă în dezvoltarea "Marilor Câmpii" din S.U.A. și a zonei "Outback" din Australia; industriile importante ale acestor două țări nu ar fi putut ajunge ce sunt azi fără contribuția "roții fermierului" americane care a permis irigarea pășunilor ce duceau lipsă de suficientă apă de suprafață. Pompele eoliene au fost utilizate cu milioanele (șase milioane în S.U.A. în anii 1920) și încă sunt utilizate pe larg în ambele țări (probabil între jumătate de milion și un milion de unități în total, în funcțiune astăzi) cu o piață internațională estimată în momentul de față la un potențial de 25.000 de unități pe an, la o valoare de aproape 50 milioane dolari.

## 2.2. VÂNTUL, CA ALTERNATIVĂ PENTRU ENERGIE

Diferit de combustibil fosil, în special petrolul, cu rezerve finite, energia vântului va fi disponibilă atâta timp cât soarele va străluci; aceasta sursă este inepuizabilă, eficientă ca preț și poate fi folosită aplicând tehnologia actuală.

Global, energia vântului este constantă de la an la an; deși distribuția sa pe planetă variază de la un anotimp la altul și de la an la an, valoarea totală este nevariabilă, permițând programe de lungă durată.

Evaluarea de către unele țări a potențialului energetic rezultat din vânt a pus în evidență această importantă și inepuizabilă sursă de energie. Evaluările la nivelul fostei U.R.S.S. au arătat că, numai în această țară, desigur mare, potențialul energetic reprezentat de vânt, cu un coeficient de utilizare de 0,5 (evaluare ținând cont și de limitările tehnice și ecologice) asigură o putere tehnic exploatabilă de  $1,5 \cdot 10^7$  [4]. Comparativ cu potențialul hidroenergetic al fostei U.R.S.S., țară cu resurse hidroenergetice deosebite, potențialul rezultat din vânt este de 15 ori mai mare.

Centralele eoliene utilizează tehnologii de generare, cuplare și transmitere mai simple, față de cele utilizate în centralele energetice mari. Realizarea și exploatarea lor nu necesită calificări puternic specializate. Producția de energie scontată, atinsă astăzi de către centralele eoliene în exploatare [1,5], confirmă valabilitatea actualei tehnologii de fabricație a agregatelor aeroelectrice.

Energia eoliană este modulară și flexibilă; modularea constă în faptul că în cazul unei centrale (mai multe grupuri) poate crește după necesități; de asemenea, fiind formată din mai multe grupuri, oprirea unui grup sau mai multe nu are același efect asupra capacității de generare a energiei ca în cazul celor clasice; în aceasta constă flexibilitatea lor.

Energia eoliană este curată, ea generează direct electricitate, nu poluează, nu necesită apă de răcire, nu emană căldură, oferă o alternativă față de costul și transportul combustibilului convențional care este mare.

Nici o țară sau regiune a lumii nu poate monopoliza această sursă, nu există cartel care să controleze distribuția vântului, iar importul ei nu necesită valută, deoarece energia vântului este indigenă.

### 2.2.1. ORIENTĂRI PE PLAN MONDIAL

Față de prognozele pe plan mondial ale anilor '70, trei din sursele noi (geotermală, soarele și vântul) s-au apropiat mai rapid de maturizare, în mare parte din cauza dificultăților în valorificarea unor surse clasice și a celei nucleare. Studiile recente ale Institutului Worldwatch arată că în ultimii ani, în unele țări, forța vântului a trecut în primele rânduri ale surselor reînnoibile [6].



După incertitudinile anilor 1945-75, revenirea în actualitate a sursei eoliene se produce sub presiunea crizelor petrolului; preocupările pornesc din țările industrializate unde presiunea crizei este mai puternică și unde se dispune de competențe științifice și tehnologice. Saltul în concepție apare ca urmare a antrenării la programe a unui număr mare de specialiști. În studiul "Energia viitorului", elaborat în S.U.A. în 1973, se citează o estimare pentru coasta de est a S.U.A. a unui potențial de  $1,5 \cdot 10^{12}$  kWh/an și o propunere a Universității Massachusetts pentru 300.000 de agregate de vânt cu o putere instalată de aproape 200.000 MW. La consfătuirea "Wind Energy Conversion Systems" - Washington - S.U.A. - 1973, N.A.S.A. prezintă un program de identificare și de studiu al aplicațiilor pentru sursa eoliană, constând într-un program general pe cinci ani, însoțit de un grafic de acțiune amplu, de un program de studii meteorologice și unul pentru sistemele de stocare. Urmează un șir de programe naționale și internaționale de sprijinire masivă a maturizării tehnologiilor de valorificare în întreaga lume.

Deceniul al nouălea al secolului ne-a surprins prin progresele rapide în domeniul agregatelor mari aero-electrice și prin apariția primelor centrale aero-electrice, a "fermelor" cu sute de agregate. Agregatele MOD 1 și MOD 2 (1980) de 2 respectiv 2.5 MW în S.U.A. GROWIAN 1 (1981) de 3 MW în Germania, Kamewa de 2 MW (1982) în Suedia, TWIND de 2 MW și centrala experimentală NIBE în Danemarca (1981) sunt soluții tehnice spectaculoase, dar nefinalizate încă pentru o producție de serie eficientă. Costurile și fiabilitatea ridică probleme care au dus la stagnarea tendinței de mărire a puterii unitare. Au apărut soluțiile industriale în zona puterilor mijlocii de 100-300kW, fără a fi părăsită însă definitiv zona puterilor mai mari.

Primele centrale aeroelectrice mari, compuse din mii de agregate, au fost realizate în California - S.U.A., dovedind maturizarea industrială și comercială a noii surse. Maturizarea comercială este de fapt mai largă, publicația "Modern Power Systems" 1987 - septembrie, din Londra, prezintă o listă de circa 85 agregate comercializabile, produse de 41 firme. La centralele din California au participat, de altfel, mai multe firme europene.

În "Starea lumii" - 1984 [6], Christopher Flaviu și Sanda Postel aseamănă explozia fermelor eoliene din California cu goana după aur din 1849. În anii 1981-84 au fost instalate 8.469 agregate cu o putere instalată totală de peste 600 MW. Până în 1990 urmau să mai intre în funcțiune 8.600 agregate cu putere totală de 1.500 MW. Comisia pentru energie a Californiei își propune pentru 2.000 o putere instalată de 4.000 MW și o producție de energie de 8% din totalul energiei electrice a Californiei. Această experiență constituie un stimulent puternic pentru industria turbinelor de vânt din întreaga lume.

În 1980 puterea instalată în lume era estimată la 30 MW [7]; în ultimii ani aceasta a crescut la peste 2.000 MW.

În lume se găsesc, în diferite faze, numeroase proiecte, din care citez una dintre cele mai recente: Egiptul cu sprijinul PNUD și ONUDI își propune, pe o fâșie de 250 km de-a lungul țărmului Mării Roșii, realizarea unei centrale aeroelectrice de 5.000 MW până în anul 2005, din care primele 100 turbine până în 1992. Ponderea acestei surse în balanța energiei electrice a țării va ajunge la 16%.

Eficiența economică a agregatelor mari poate fi considerată dovedită; oscilațiile părerilor unor specialiști nu mai pot întârzia deciziile necesare pentru această direcție de acțiune.

### 2.2.2. REALIZĂRI ÎN ROMÂNIA

Cu mult înaintea declanșării crizelor energetice mondiale din anii '70, în România este prezentă a concepției științifice privind dezvoltarea energeticii, în corelație strânsă cu industrializarea și rolul științei în rezolvarea ei în perspectivă. Se stabilește în 1965 un program de 10 ani de dezvoltare a bazei energetice prin creșterea producției de cărbune, dezvoltarea amenajărilor hidroelectrice și economisirea resurselor de hidrocarburi. [În continuare, se iau măsuri pentru mecanizări în mine, foraje adânci pentru petrol și foraje în Marea Neagră, creșterea randamentelor de extragere, valorificarea șisturilor bituminoase, promovarea sursei nucleare, perfecționarea tehnologiilor pentru sursele regenerabile (soare, vânt, biomasă, energia geotermală, valorificarea deșeurilor), deci se apelează la toate tipurile de resurse primare. Efortul pentru promovarea progresului tehnic în energetică pe baza cercetării științifice este prezent ca punct strategic în programe de cercetare pentru utilizarea noilor surse de energie. Literatura științifică din țara noastră reflectă preocupările temeinice declanșate de această orientare [8, 9, 10, 11, 12].

În țara noastră, un prim studiu cadru de acest fel este întocmit de ICEMENERG, în 1976, pe baza ideilor din Decretul nr.620/73 și Legea 170/73 privind restrângerea folosirii hidrocarburilor în scopuri energetice și înlocuirea lor treptată cu alte surse mai puțin sau deloc utilizate până în prezent în țara noastră.

În ultimii douăzeci de ani, în România au fost înregistrate progrese importante în cercetarea științifică și pe calea maturizării tehnologiilor în domeniul agregatelor de putere mică pentru utilizări diverse locale. Contribuții importante au avut în acest domeniu colectivele de cercetare din București (INCREST, ICPE și ICEMENERG - [Lista 1]), Brașov (ICSITMUA Sector Brașov [Lista 2] și Universitatea din Brașov) și Timișoara (Universitatea Politehnică și Hidrotim [Lista 3]).

Ca realizări de agregate eoliene, grupate pe tipodimensiuni se pot menține următoarele după cum urmează:

#### a. Cu ax orizontal agregate mici

ICEMENERG a efectuat primele experiențe (1980) pe un agregat model de 20 kW amplasat în zona montană, după care s-a proiectat agregatul de 55 kW executat la IUT Bistrița și montat la Sibioara - Constanța.

ICPE a dezvoltat o serie de agregate aeroelectrice de mică putere de 0,2-0,4 kW experimentate în zona litoralului, urmând a fi produse în serie de Întreprinderea de contactoare Buzău. În paralel s-au dezvoltat turbinele multipală de 1,5 și 3 kW pentru producerea energiei electrice, pentru acționări mecanice și pentru pompare experimentate pe litoral, urmând a se fabrica de Întreprinderea "Energia" Constanța.

La Timișoara, Institutul Politehnic și CCSITEM, fiecare a realizat câte un model experimental de agregat aeroelectric de 30 kW cu caracteristici asemănătoare.

La Cluj ICPET a realizat un model experimental de agregat aeroelectric de 30 kW. asemănător tipurilor realizate la Timișoara, care a fost amplasat în munții Vlădeasa, județul Cluj.

#### **b. Cu ax orizontal agregate mari**

La Timișoara, Universitatea Politehnică și Hidrotim au proiectat și realizat agregate aeroelectrice de 300 kW, modele experimentale, fabricate de ICM Bocșa și montate de Trustul Electromontaj - Antrepriza Timișoara, în amplasamentul din munții Semenic, județul Caraș-Severin.

#### **c. Cu ax vertical agregate mici**

La București INCREST în 1985 a realizat modelul experimental al agregatului cu rotorul tip Savonius de 10 kW pentru producerea energiei electrice și pentru pompare. Agregatul a fost fabricat la IJPIPS Slobozia și experimentul într-un amplasament la Măgurele și altul în Delta Dunării.

La Brașov, ICSITMUA Sector Brașov în perioada 1978-1987 a dezvoltat agregatele eoliene de 1 și 4 kW cu rotor tip Savonius pentru producerea curentului electric și pentru pompare și aerogeneratoarele de 6,20 și 50 kW cu rotor tip Darrieus. Ambele tipuri s-au fabricat în serie mică la IMA București.

#### **d. Cu ax vertical agregate mari**

În 1988 a fost instalat în poligonul experimental de la Ghimbav modelul experimental al aerogeneratorului de 100 kW cu rotor tip Darrieus dezvoltat de ICSITMUA Sector Brașov Laboratorul de Cercetare pentru Utilizarea Energiei Vântului. În perioada 1991-1992 funcționau două prototipuri industriale cu puterea nominală de 134 kW, în amplasamentul Dealul Redi - zona Babadag - Tulcea. Acest tip urma să fie fabricat în serie la I.M. Vaslui.

Referitor la cele trei etape în dezvoltarea noii tehnologii: cercetarea științifică, programe demonstrative și industrializarea, se constată că etapa parcursă până în prezent se încadrează în cea mai mare parte în prima categorie de activități (cercetare - proiectare).

Detalii în legătură cu problematica cercetării și caracteristicile tehnice ale agregatelor dezvoltate sunt date în lucrările [13 și 14].

În urma analizei comportamentului agregatelor aeroelectrice în fază de pilot industrial se poate afirma că cercetările și-au atins scopul, dar lipsa tehnologiei implică cooperări cu firme specializate străine pentru realizarea paletelor, generatorului și a instalației de automatizare în vederea realizării unor agregate competitive și fiabile.

Din păcate, în prezent colectivele de cercetare din domeniul energiei eoliene, în mare parte, sunt destrămate din lipsa fondurilor financiare, ceea ce a condus și la distrugerea bazei materiale.

Problematica actuală a promovării energiei eoliene în România este analizată mai pe larg în lucrarea [15].

## 2.3. VÂNTUL CA SURSĂ DE ENERGIE

### 2.3.1. POTENȚIALUL ENERGETIC AL VÂNTULUI [16]

#### 2.3.1.1. Definiții și relații

##### Puterea disponibilă a vântului

Masa de aer deplasându-se cu o viteză  $V$ , printr-o arie  $A$ , rezultă debitul masic:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V, \quad [\text{kg/s}] \quad (2.1)$$

și prin urmare energia cinetică pe secundă, sau puterea cinetică este:

$$P_{cin} = \frac{1}{2} \cdot (\rho \cdot A \cdot V) \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad [\text{W}] \quad (2.2)$$

în care avem:

$\rho$  - densitatea aerului [ $\text{kg/m}^3$ ]

$A$  - aria interceptată din vânt de către palele rotorului [ $\text{m}^2$ ]

$V$  - viteza neperturbată a vântului [ $\text{m/s}$ ]

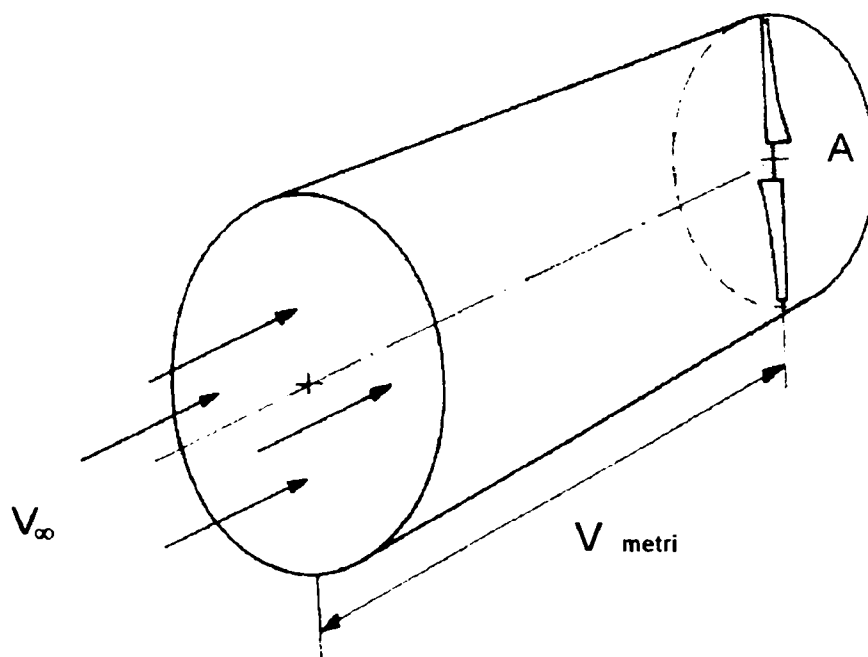


Fig.2.1. Volumul de aer  $V \times A$  care se deplasează în fiecare secundă prin aria  $A$ , reprezintă debitul masic  $\rho A V$  [ $\text{kg/s}$ ]

Analizând această relație se constată trei lucruri:

1. Puterea eoliană este proporțională cu densitatea aerului. Aceasta înseamnă că înălțimea din munți oferă mai puțină putere la aceeași viteză a vântului. Densitatea aerului la diferite temperaturi și înălțimi este dată în Anexa "A".

2. Puterea eoliană este proporțională cu aria interceptată din vânt de către palele rotorului, sau este proporțională cu **pătratul** diametrului rotorului (la turbinele cu ax orizontal).

3. Puterea eoliană este proporțională cu **cubul** vitezei vântului, deci trebuie ales cu grijă un amplasament bun pentru instalația eoliană: o creștere cu 10% a vitezei vântului determină o creștere cu 33% a puterii.

**Densitatea de putere a vântului** exprimă puterea specifică a unității de suprafață normală pe direcția vântului.

$$p = \frac{P}{A} = \frac{1}{2} \rho V^3 \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.3)$$

Pentru a ilustra variația densității de putere în funcție de viteze vântului, pe baza relației (2.3) se întocmește tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Densitatea de putere a vântului în funcție de viteza vântului									
Viteza vântului	m/s	2,5	5	7,5	10	15	20	30	40
	km/h	9	18	27	36	54	72	108	144
Densitatea de putere	kW/m <sup>2</sup>	0,01	0,08	0,27	0,64	2,2	5,1	17,3	41,0

Valorile sunt reprezentate grafic în fig.2.2.

Densitatea de putere a vântului variază foarte puțin în domeniul vitezelor mici, având valoarea de 10 W/m<sup>2</sup> corespunzătoare unei brize ușoare. La valorile mai mari a vitezei vântului de exemplu în cazul unui hurican care poate atinge 40 m/s, densitatea de putere atinge valoarea de 41.000 W/m<sup>2</sup>, această valoare fiind un caz extrem, care prezintă o frecvență de repetabilitate relativ redusă. În comparație, densitatea de putere a radiației solare variază de la 100 W/m<sup>2</sup> la 11.000 W/m<sup>2</sup>. Cu alte cuvinte densitatea de putere a vântului poate varia în proporție de 500:1, față de variația densității de putere solară care variază în proporție de 10:1 și față de variația de până la câteva zeci de procente la biomasă și la combustibilii fosili. Această variație extremă a densității de putere a vântului influențează semnificativ proiectarea, construcția, amplasarea și economicitatea sistemelor de conversie a energiei eoliene.

O sintetizare a variabilității și a randamentului de conversie a energiei pentru diferite surse de energie este reprezentată în tabelul 2.2.

**Densitatea de putere medie** se definește prin relația:

$$\bar{p}_t = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.4)$$

unde T - intervalul de mediere (de obicei un an).

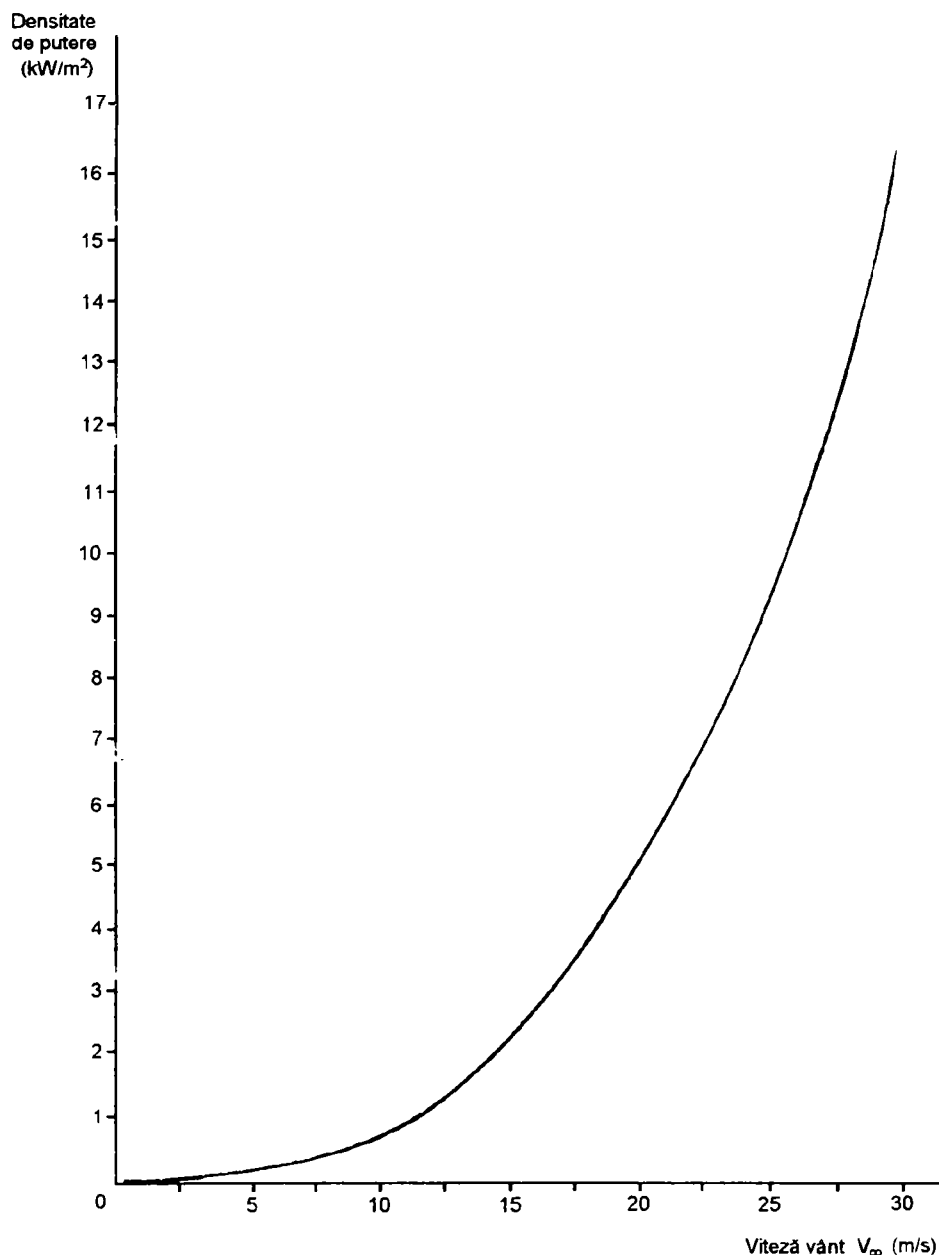


Fig.2.2. Densitatea de putere în funcție de viteza vântului.

Tabelul 2.2

<b>Comparația diferitelor resurse energetice</b>				
Resursa energetică	Procedeele conversiei	Densitatea de putere caracteristică kW/m <sup>2</sup>	Variabilitatea caracteristică	Randamentul conversiei %
vânt	turbine	0,1-2	500 la 1	25-40
solar	celule fotovoltaice	0,2-1	5 la 1	10-12
țiței	motoare cu motorină	-	neglijabilă	10-35
	- benzină	-	neglijabilă	5-25
cărbune biomasă	mașini cu aburi sau gazeficare	- -	2 la 1	1-15

**Potențialul eolian** se definește prin densitatea de energie medie anuală

$$\varepsilon = \int_0^T p(t) dt \quad [\text{Wh/m}^2] \quad (2.5)$$

$$T = 8760 \text{ h} = 1 \text{ an}$$

Relația dintre potențialul eolian și media anuală a fluxului de putere:

$$\varepsilon = \bar{p}_T T \quad (2.6)$$

**Funcția de distribuție a vitezelor vântului**  $F(V)$  reprezintă probabilitatea ca viteza vântului să fie mai mare decât  $V$

$$F(V) = \text{Prob}(V' > V) \quad (2.7)$$

În particular  $F(0) = 1$ ;  $F(\infty) = 0$

**Curba vitezelor clasate/curba de durată-viteză**

Sub această denumire este cunoscută în general funcția:

$$F_T(V) = T \cdot F(V) \quad (2.8)$$

**Densitatea de distribuție a vitezelor**  $f(V)$  se definește prin:

$$f(V) = \frac{dF(V)}{dV} \quad (2.9)$$

Există relațiile:

$$\int_0^V f(x) dx = 1 - F(V) \quad (2.10)$$

și

$$\int_0^{\infty} f(x) dx = 1 \quad (2.11)$$

Curba duratelor anuale pe praguri de viteză  $\Delta F(V_1; V_2)$  pe domeniul de viteze  $V_1 < V < V_2$  se definește prin:

$$\Delta F(V_1; V_2) = F_T(V_1) - F_T(V_2) = T [F_{(V_1)} - F_{(V_2)}] \quad (2.12)$$

și avem relația:

$$\Delta F(V_1; V_2) = T \int_{V_1}^{V_2} f(V) dV \quad (2.13)$$

### 2.3.1.2. Calculul potențialului eolian

#### a) Generalități

Calitatea unui amplasament în ceea ce privește resursele sale de vânt se exprimă prin potențialul eolian al locului (2.5) sau echivalent prin media anuală a fluxului de putere total (2.4) al vântului.

Evaluarea potențialului eolian al unui amplasament depinde în mare măsură de cantitatea și calitatea datelor de viteză a vântului. Pentru estimarea potențialului eolian sunt necesare date de viteză a vântului multianuale sau cel puțin anuale.

Se pot considera ca oferind nivele de încredere bune ( $>0,9$ ) estimațiile potențialului eolian obținute pe baza datelor de viteză a vântului măsurate la intervale de o oră, timp de un an.

Pentru estimări preliminare, având caracter informativ sau pentru aplicații nepretențioase se pot considera și selecții de date de volum mai mic.

#### b) Estimarea potențialului eolian pe baza unei selecții anuale de viteze ale vântului

Având la dispoziție un set de date de viteze ale vântului prelevate regulat la un interval  $\tau[h]$ , timp de un an  $\{V_i\}$   $i = 1 \dots, N$  unde volumul selecției ( $N$ ) este dat de:

$$N = \frac{T}{\tau} \quad T = 8760 \text{ ore (8784 pentru an bisect)} \quad (2.14)$$

potențialul eolian se determină cu relația:

$$\varepsilon = 0,0005 \bar{\rho} \tau \sum_{i=1}^N V_i^3 \quad [\text{kWh/m}^2] \quad (2.15)$$

unde:

$\bar{\rho}$  - densitatea medie a locului

$\tau$  - intervalul de samplare în [h]

$V_i$  - vitezele vântului [m/s]

Iar fluxul de putere mediu se obține din relația (2.16):

$$\bar{p} = 1000 \frac{\varepsilon}{N\tau} = 1000 \frac{\varepsilon}{T} = \frac{\varepsilon}{8,76} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.16)$$

#### c) Estimarea potențialului eolian dacă se cunosc duratele anuale pe praguri de viteze $[\Delta F(V_1, V_2)]$

$$\varepsilon = 0,0005 \bar{\rho} \sum_{i=1}^{i_{\max}} \Delta F(V_{i-1}, V_i) \left( \frac{V_{i-1} + V_i}{2} \right)^3 \quad (2.17)$$

- $\Delta F(V_{i-1}, V_i)$  durata în ore în care vântul a bătut cu viteze cuprinse între  $V_{i-1}$  și  $V_i$  în [h]. Dacă se cunoaște curba durată-viteză  $F_T(V)$ , curba duratelor pe praguri de viteză se poate obține cu relația (2.12).



### d) Estimarea potențialului eolian decă se cunoaște doar viteza medie anuală

Se poate aproxima densitatea de distribuție a vitezelor, reală cu ajutorul distribuției Reyleigh:

$$f(V) = \frac{\pi V}{2 \bar{V}^2} \exp\left[-\frac{\pi}{4} \left(\frac{V}{\bar{V}}\right)^2\right] \quad (2.18)$$

În ipoteza că distribuția reală a vitezelor vântului urmează o distribuție Reyleigh, potențialul eolian se poate obține cu relația:

$$\varepsilon = 8.365 \bar{\rho} (\bar{V})^3 \quad (2.19)$$

Densitatea medie anuală a aerului se poate calcula cu relația:

$$\bar{\rho} = \rho_0 \left(\frac{273}{273 + \bar{t}}\right) \left(\frac{\bar{p}}{1014}\right) \quad (2.20)$$

$$\rho_0 = 1293 \text{ kg/m}^3$$

$\bar{t}$  - temperatura absolută medie anuală a amplasamentului

$\bar{p}$  - presiunea atmosferică medie anuală în [mbar]

Pentru datele de viteză ale vântului se vor utiliza vitezele vântului la înălțimea de referință de 10 m sau 50 m, ceea ce asigură alinierea și la practicile internaționale recomandate de Agenția Internațională pentru Energie (I.E.A).

Dacă viteza vântului este măsurată la alte înălțimi deasupra solului decât cea de referință, reducerea la înălțimea de referință se face cu relația [17]:

$$V_0 = V_{10} \left(\frac{h_0}{h_{10}}\right)^\beta \quad (2.21)$$

$\beta$  - un coeficient cuprins în general între 0,07 și 0,4. Pentru amplasamente bune în absența datelor pentru estimarea lui  $\beta$ , se va lua  $\beta = 1/7$  (I.E.A.)

## 2.3.2. RESURSELE ENERGETICE DIN VÂNT

### 2.3.2.1. Distribuția energiei eoliene pe Glob

Deși disponibilitatea totală a energiei vântului este în mare în exces față de necesarul previzibil de energie umană, distribuția sa este inegală și nesigură în multe regiuni. Sa arată în Cap.4 că sistemele de pompare eoliene în zilele noastre necesită viteze în exces de 2,5 la 5 m/s în timp de aerogeneratoarele de putere medie și mică necesită viteze minime ale vântului în domeniul 3 la 4 m/s, pentru a fi atractive din punct de vedere economic.

În consecință sistemele eoliene sunt departe de a fi economice (sau practice) pentru viteze ale vântului mult sub viteza medie de 3 m/s în luna cea mai defavorabilă, dar dimpotrivă viteze medii mai mari de 4,5-5 m/s în luna cea mai nefavorabilă ele sunt deseori probabil mai economice metode de producere a puterii mecanice la arbore,

pentru pompare sau pentru generare de electricitate. Zone largi ale lumii au viteze medii ale vântului sub 3 m/s, și în general nu sunt potrivite, pentru sisteme energetice eoliene și aproape în mod egal zone largi au viteze ale vântului în domeniul intermediar unde energia vântului poate sau nu poate fi o opțiune atractivă. În plus, zone importante și proporții întinse ale oceanului au viteze medii ale vântului ce depășesc 4,5 m/s unde energia vântului ar putea fi cel mai sigur competitiv din punct de vedere economic.

Din păcate, este dificilă înregistrarea reală a vântului și datele rezultate sunt dificile de a fi procesate într-o formă pe-nțeleasă în scopul de a analiza regimul vântului. Numai în ultimii ani s-au făcut demersuri pentru a atinge un fel de standarde internaționale pentru monitorizarea vântului cu referire la estimarea energiei. WMO (organizația Mondială de Meteorologie), în particular a căutat să îmbunătățească standardele de monitorizare a energiei vântului (și solare) printre țările ei membre și a sponsorizat producția unei Note Tehnice detaliate (No.175) [18] având ca subiect energia vântului. WMO a elaborat o hartă globală cu disponibilitatea anuală a energiei vântului în lume (fig.2.3):

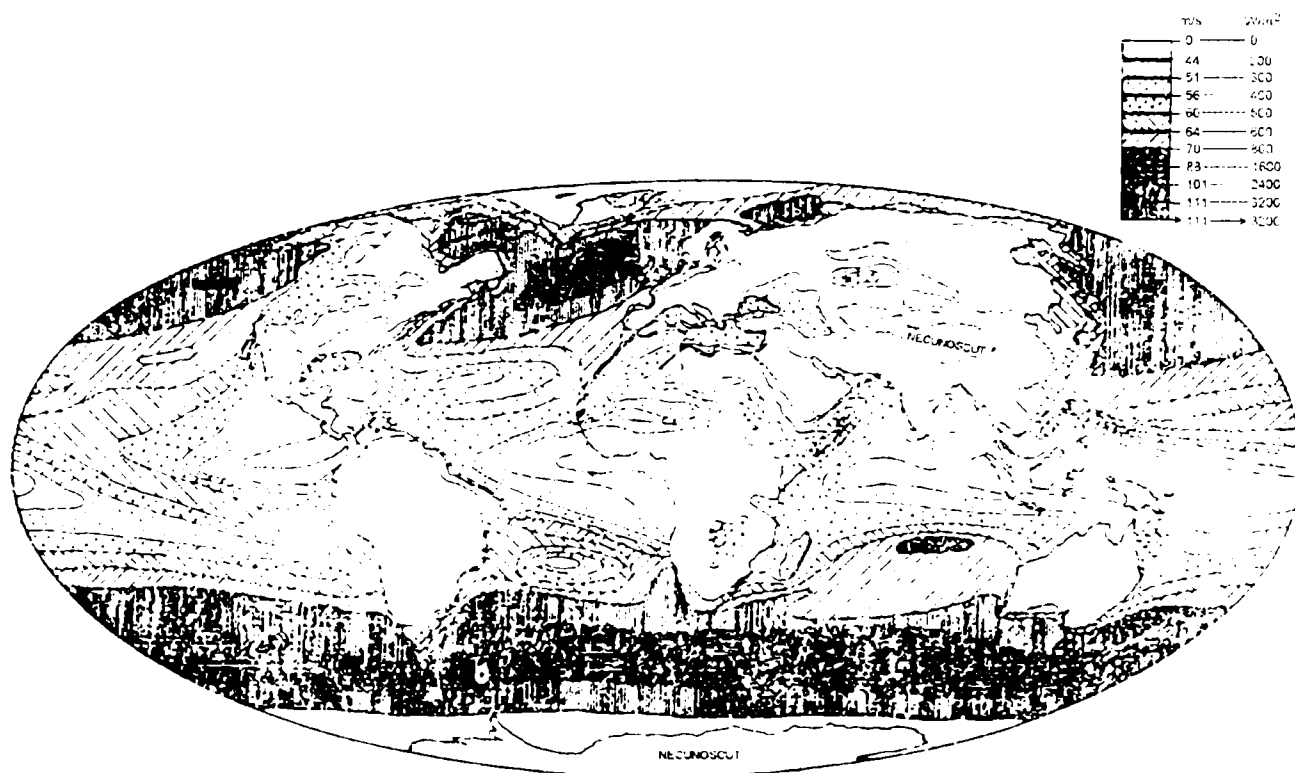


Fig 2.3. Harta densităților de energie eoliană pentru întregul Glob

Această hartă a fost cercetată de Batelle Pacific Northwest Laboratories (S.U.A.), utilizând o colecție națională de date plus datele atmosferice înalte și a corelat aceste date cu influențele topografice și cu alte influențe pentru viteza vântului la nivelul solului. Oricum, Harta Globală este bazată pe date nereale și disperse, în particular pentru Africa, și poate fi doar folosită ca un indiciu pentru zone vântoase. Isovântul minim de pe Harta WMO reprezintă o viteză medie anuală a vântului de 4,4 m/s care poate fi luată reprezentativă pentru viteza medie în luna cea mai nefavorabilă, de 2,5 la

3 m/s. Făcând o comparație a zonelor din lume cu viteze ale vântului mai mari de 4,4 m/s cu regiunile aride ale Globului se constată că există o corelare bună între regiunile aride și zonele mai vântoase ale Globului. Deci, în general în regiunile aride ale Globului există premise pentru utilizarea economică a pompelor eoliene.

A fost întocmită o listă cu țările în curs de dezvoltare cu suprafețe semnificative având viteze medii ale vântului adecvate (tabelul 2.3). Informațiile din acest tabel au fost obținute din lucrarea [18] și experiența proprie a consultantului. Se poate vedea că regiuni vântoase adecvate sunt disponibile într-un număr considerabil de țări în curs de dezvoltare unde este evident că există o necesitate specifică. Sunt anumite țări care au viteze adecvate ale vântului în anumite zone, pentru utilizări energetice, dar pentru care nu sunt date suficiente pentru a le include în tabelul de mai sus. Printre aceste țări sunt: Antigua, Barbados, Botswana, China, Egipt, India, Iran, Kenya, Mali, Mauritius, Mexico, Mongolia, Oman, Sri Lanka și multe insule și arhipelaguri exceptând zonele de calm ecuatorial.

Tabelul 2.3

Țările cu suprafețe semnificative de teren având viteze medii de vânt adecvate exploatării energiei vântului	
Țara	% din suprafață cu $\bar{V} > 3,5$ m/s
Algeria	38
Argentina	70
Insulele Capului Verde	100
Chile	93
Cipru	79
Ecuador	37
Etiopia	18
Iordania	56
Lesotho	87
Libia	45
Madagascar	68
Malta	100
Mauritania	24
Maroc	59
Mozambic	50
Namibia	41
Nigeria	13
Pakistan	49
Peru	30
Senegal și Zambia	23
Somalia	68
Sudan	60
Siria	85
Tanzania	48
Thailanda	4
Tonga	100
Tunisia	56
Uruguay	34
Zimbabwe	46

Se estimează că pe întregul Glob potențialul eolian se situează între  $13 \cdot 10^{12}$  și  $15 \cdot 10^{12}$  MWh/an, iar pentru suprafața uscatului la cca.  $1,7 \cdot 10^{12}$  MWh/an.

### 2.3.2.2. Evaluări cu privire la potențialul energetic eolian al României

România situată într-o zonă de interferență a maselor de aer în contraste termobarice mari (anticicloul siberian și azoric, ciclonele mediteraneene, cicloul irlandez, anticicloul scandinav etc.) dispune în ansamblu de un potențial energetic eolian relativ ridicat. Configurația reliefului care compartimentează puternic teritoriul țării, imprimă modificări evidente în mărirea acestuia de la o regiune la alta, determinând o repartitie neuniformă a sa.

Pe baza unor studii elaborate de Institutul de Meteorologie și Hidrologie și în conformitate cu cele prezentate la punctul 2.3.1.2 a fost realizată de zonare energetică eoliană a României reprezentată în fig.2.4 [19].



Fig.2.4 Variantă de zonare energetică eoliană a României

Deși datele meteorologice statistice asupra vântului, disponibile pe teritoriul țării noastre sunt cantitativ insuficiente, iar calitativ multe din ele nesatisfăcătoare, s-au încercat diferite evaluări globale sau locale pentru stabilirea potențialului eolian al țării.

Pornind de la datele meteorologice puse la dispoziție de Institutul de Meteorologie și Hidrologie, ICEMENERG a efectuat în 1984 cele mai complete calcule de potențial de până acum, repartitia potențialului pe principalele zone de interes fiind următoarea:

625.166 / 151 L

Tabelul 2.4

Zona	% din suprafața țării	Viteza medie a vântului (m/s)	Puterea medie posibilă de instalat (MW/km <sup>2</sup> )	Energia productibilă	
				% din total România	mil. kWh/km <sup>2</sup> /an
Creste montane cu altitudini peste 1500 m	0,1	6-10	5,63	1,3	11,41
Masive montane cu altitudini depășind 1000 m. crestele exceptate	1,1	4-6	1,10	24,5	2,13
Litoralul Mării Negre și Delta Dunării	3,6	4-7	1,27	9,1	2,45
Platforma continentală a Mării Negre, cu adâncimi ale apei sub 20 m	2,3	5-7	2,98	13,0	5,57
Restul țării	92,9	sub 4	0,30	52,1	0,61
Media pe țară			0,41		0,82

Constatăm că două zone prezintă interes major pentru amenajări energoeoliene:

- zona înaltă montană, unde densitatea de putere este ridicată și durata de funcționare a instalațiilor poate atinge 3000 ore/an;
- litoralul Mării Negre, cuprinzând și platforma continentală, care are o densitate de putere ceva mai redusă și o durată de funcționare de circa 2000 ore/an.

Cele două zone se diferențiază prin condițiile climatice generale (temperaturi, umidități, fenomene de chiciură, etc.) și vânturi extreme, ceea ce impune criterii diferite pentru dimensionarea echipamentelor.

În zonele cu potențial ridicat se pot instala aerogeneratoare însumând câteva mii de megawați, cu o producție anuală de ordinul câtorva miliarde kWh, adică acest potențial este de același ordin de mărime cu potențialul hidroenergetic al României

În ceea ce privește potențialul economic amenajabil, acesta este mai mic având în vedere exigențele promovării implementării în zonele de eficiență economică maximă.

Restul teritoriului are în ansamblu un potențial scăzut, care poate fi în mică măsură valorificabil, prin instalații individuale.

Puterea instalabilă în centralele aeroelectrice și în agregate mici, pe termen mediu, este 2200 - 3500 MW. Acest nivel al puterii instalate realizabil în următorii 20 de ani, comparat cu actuala putere a sistemului electroenergetic de circa 22000 MW reprezintă 10 - 15 %. Comparând această estimare cu nivelul Californiei (populația: 28 milioane) de 1500 MW putere instalată în centrale aeroelectrice în 1989, ea apare ca realistă. Piata Comună va atinge în 2010, 12000 MW. Egiptul își propune pentru anul 2005 nivelul de 5000 MW. Deci alinierea României la orientările mondiale în acest domeniu cere realizarea unor puteri instalate de 2000 - 3000 MW aproximativ în

următorii 20 de ani. Aceasta ar însemna un decalaj doar de 30 de ani față de California și de circa 10 ani față de Egipt (dacă se realizează programele propuse).

Tabelul 2.5

Nr. crt.	Centrala	Poziția geografică	Puterea instalată (MW)	Energia productibilă în anul mediu (mil.kWh)	Prețul (valori 1989) de producere a energiei (lei/kW)
0	1	2	3	4	5
1	Făgăraș	Munții Făgăraș între Șaua Paltin și Șaua Capra - jud.Argeș	20,7	27,2	-
2	Micala-Negovanu	Munții Căpățâanii, Vârful Micala - jud.Gorj	20,0	35,5	0,99
3	Constanța-Dig	Digul de larg al portului maritim - jud.Constanța	16,0	28,7	0,86
4	Sibioara	Dealul Sibioara - jud.Constanța	0,93	1,3	1,33
5	Dealurile Tulcei	Dealurile Tulcei - jud.Tulcea	88,8	155	0,71
6	Periprava	Delta Dunării între Periprava și brațul Sulina - jud.Tulcea	25,2	52	0,86
7	Podișul Babadag	Estul Podișului Babadag - jud.Tulcea	127,5	268	0,74
8	Podișul Casimcea	Casimcea Dorobanțu, Corugea - jud.Tulcea	60,5	110,9	0,83-0,99
9	Colinele Tutovei	Lunca, Bogdănești, Dealul Taberei - jud.Vaslui	35,9	57,5	0,73-0,76
10	Carpații de Curbură	Vârfurile Baiul Mare, Neamțu, Bobu, Penteleu, Stoleru - jud.Prahova, jud.Brașov, jud.Buzău	89,7	162,1	0,77-0,96
11	Semenic	Platoul munților Semenic - jud.Caraș Severin	93,0	206,7	0,90
Centrala în platforma continentală a Mării Negre (până la 20 m adâncime)					
1	Sulina	Baia de Sud	72	197	-
2	Sfântu Gheorghe		385	887	0,76
3	Sacalin		1120	2580	0,86
4	Midia		510	1174	1,00

## 2.4. DOMENIUL DE UTILIZĂRI ȘI TIPURILE GENERICI DE CONVERSIE A ENERGIEI VÂNTULUI

În conversia vântului în alte forme de energie se disting următoarele etape: extragerea, conversia, stocarea și consumul. Etapa de stocare poate să fie eliminată, dar, ținând seama de caracterul vântului, aceasta nu este posibilă în toate cazurile.

În fig.2.5 este prezentată schema generală de conversie a energiei vântului în alte forme de energie [19].

În prima etapă, cea de extragere a energiei din vânt, în funcție de tipul de instalație de extracție se obține energie mecanică sub formă de mișcare de rotație, translație sau oscilație. Această mișcare poate fi folosită în cea de-a doua etapă pentru convertirea în altă formă de energie. Astfel, poate fi folosită pentru a pompa lichide sau poate fi convertită în electricitate sau ă.d.ă. Unele aplicații eficiente vor putea folosi energia obținută fără a o mai stoca. Totuși, energia obținută poate fi înmagazinată în diferite sisteme prin utilizarea de aer comprimat, sisteme hidro, baterii electrice, căldură, hidrogen, volanți etc. Aceasta constituie etapa a treia, și, în sfârșit, cea de-a patra etapă, de consum permite alimentarea consumatorilor cu energia dorită: căldură, curent electric, apă etc.

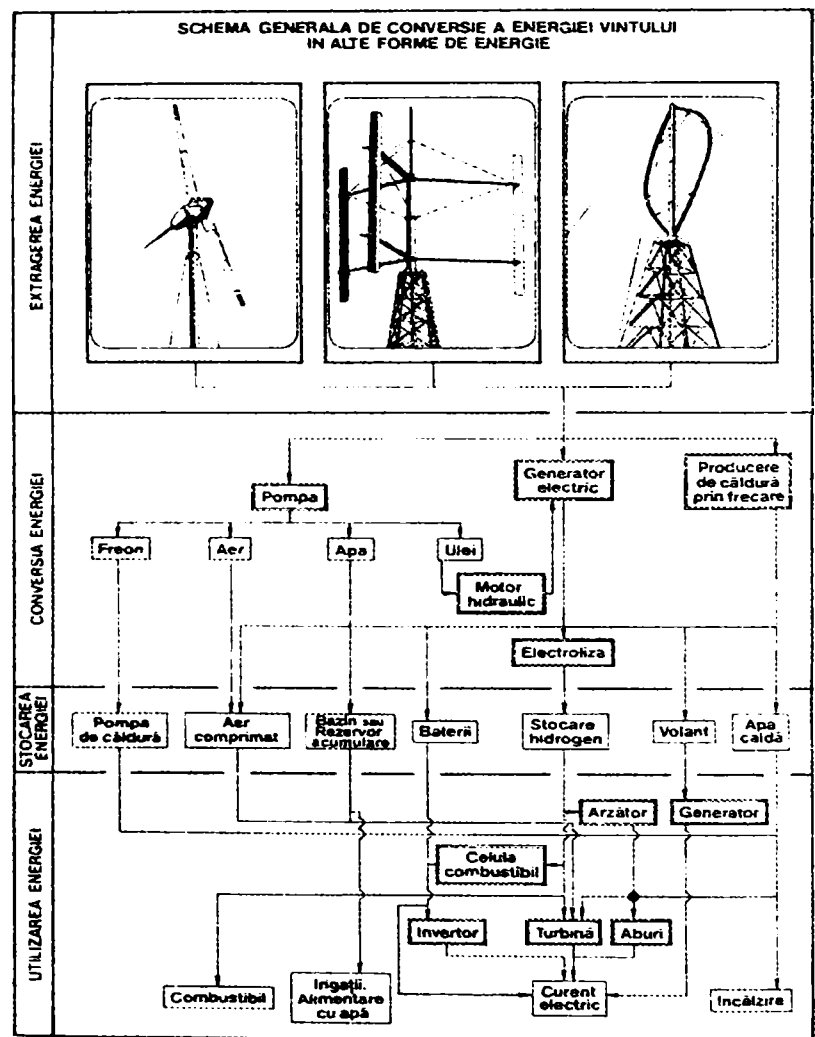


Fig. 2.5. Schema de conversie a energiei vântului în alte forme de energie.

Tabelul 2.6 constă dintr-o matrice a principalelor tipuri de turbine eoliene și o listă a actualelor și potențialelor utilizări la care acestea pot fi aplicate.

Tabelul 2.6

EVALUAREA SOLUȚIEI (legendă)	Sisteme de conversie		Moduri de stocare										POTENȚIALUL PIEȚII (legendă)								
	Ax orizontal		Ax vertical																		
1 - Bine demonstrat și în fabricație 2 - Utilizare redusă și/sau demonstrat 3 - În dezvoltare reală 4 - Este cercetat / de viitor 5 - Necesită studii 6 - Inprobabil dar posibil	lent 2m	lent 2m	rapid 2m	rapid 2m	arrius	icloturbin	com variabil	lux transversal	Savonius	ori c	Stocare imposibil	Stocare necesar	antrenare direct	acumulat electric	rezervor ap sau lac	acumulat hidraulic	pneumatic rez. aer	termic	inerțial volant		
<b>UTILIZĂRI FINALE</b>																					
<b>a) pompare apă</b>																					
din - puțuri de suprafață (irigații)	1	1	2		5	3	6	6	6			X	X							A	
- râuri																					
puțuri forate (alimentări cu apă)	1	1	5		5	4	6	6				X	X							A	
deseccare	1	1	5		5	5	6	6				X								C	
extragerea sării (din apa mării)	1	1										X								C	
sistem de acumulare prin pompare		5	5	5	5	5														D	
desalinizarea apei (circulație)	5	5				5		5				X	X							?	
propulsie navală		5	5			4		6				X								B?	
eleșteu (acrare)	2	2	2	2								X	X		X					C	
<b>b) pompare (altele)</b>																					
desalinizare		5	5			5						X	X		X	X				B?	
refrigerare		5	5			5						X						X		B?	
încălzire (horticultură)		5	4			5												X		C	
de acționare (pneumatică/hidraulică)		5	5	5	5	5						X	X	X	X	X	X	X		D	
<b>c) generare de electricitate</b>																					
iluminare și electronică (< 200 W)	1	1	1			1	6					X	X							A	
iluminare și motoare mici (200 - 1000 W)	1	1	1	3	1									X	X					A	
c.a. / inverter / baterie (1 - 5 kVA)			1	1	3							X	X	X						A	
c.a. / diesel (vânt-diesel) (5 - 100 kVA)		1	1	3	3							X	X							A	
c.a. / racordat la sistem (> 100 kVA)			2	2	2	2					X									A	
<b>d) acționări mecanice</b>																					
măcinare semințe		2	5			5	6												X	C	
tăiere cu ferăstrăul (lemn)		5	5			5														D?	
acționări în ateliere		5	5			5						X	X			X			X	C	
alungare păsări	2	2	2					1	2		X									A	
<b>SITUAȚIA SISTEMULUI</b>																					
în fabricație și utilizare	X	X	X	X	X	X	X		X					X	X	X	X	X			
în dezvoltare																			?	?	
fără dezvoltare								X	X												

Fig 2.6 reprezintă mărimea, puterea și domeniul aproximativ de cost pentru diferitele utilizări finale mai importante [20].

În practică, în țările în curs de dezvoltare, există două utilizări finale principale cu o răspândire potențială ridicată și anume:

1. pomparea apei pentru:

- adăparea animalelor
- furnizarea apei potabile
- irigații.

2. producerea de energie electrică la nivel redus pentru încărcarea bateriilor de acumulare cu scopul final de:

- iluminare
- comunicații radio
- alte utilizări de putere mică dar valoare mare a utilității (gard electric)

Majoritatea pompelor eoliene și aerogeneratoarelor aflate în prezent în folosință sunt de tipul cu ax orizontal cu rotorul în amonte de stâlp.



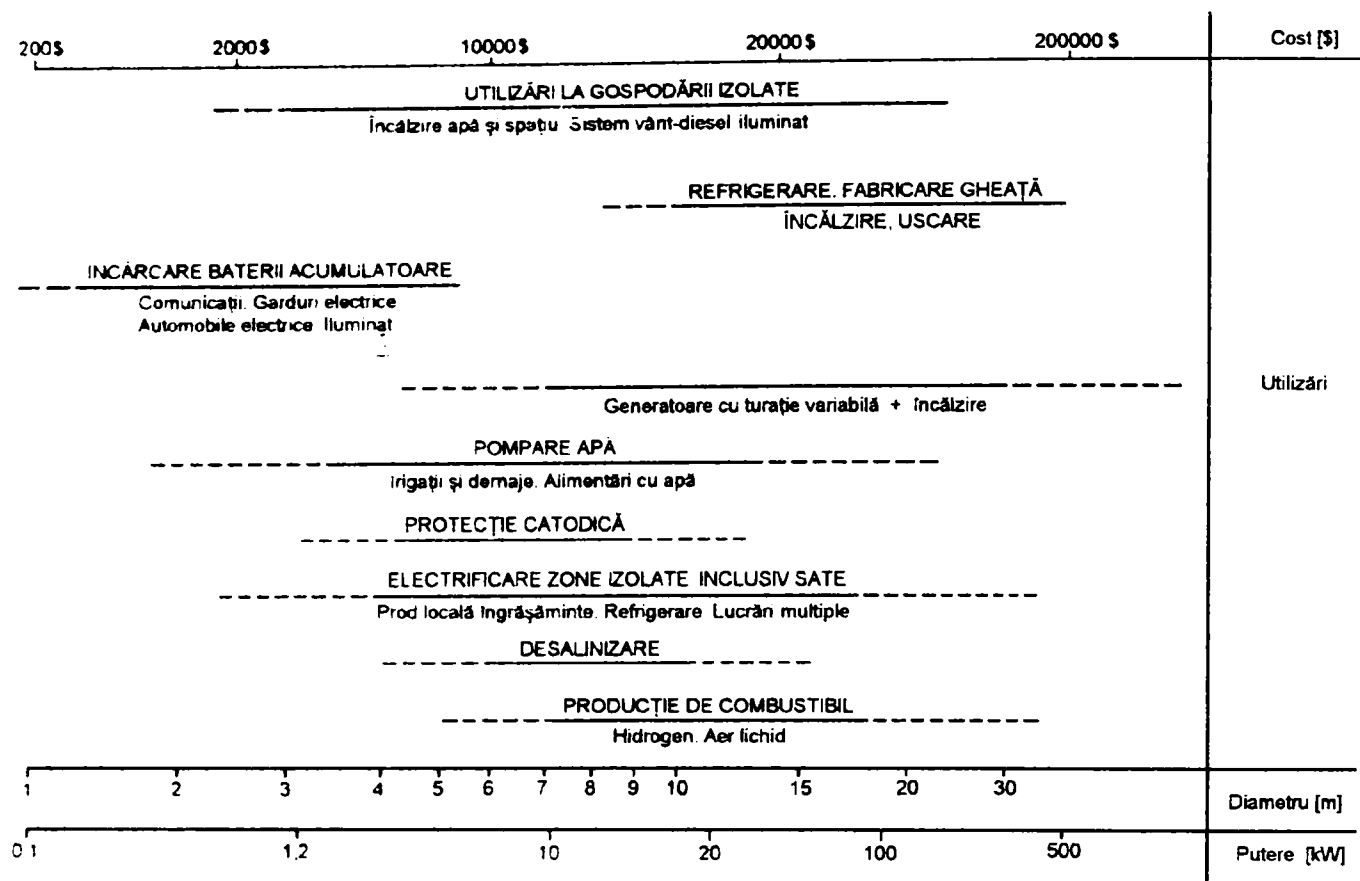


Fig. 2.6. Analiza mărimilor și costurilor sistemelor pentru diferite aplicații

Alte tipuri de instalații și scopuri de utilizări finale ar putea avea o oarecare importanță viitoare și studiile în acest domeniu ar putea fi rentabile. Totuși, deocamdată pare mai rentabilă concentrarea pe principalele utilizări finale care au o valoare practică imediată.

## Capitolul 3

### POMPAREA APEI, APLICAȚIE PARTICULARĂ A UTILIZĂRII ENERGIEI EOLIENE

#### 3.1. ISTORICUL POMPELOR EOLIENE

Documente de acum 5000 de ani ilustrează că vela a fost folosită în navigație pe Nil. Istoria consemnează pe Heron din Alexandria, ca prim inventator recunoscut (în jurul anului 100 e.n.) care utilizează energia vântului pentru ridicarea unui piston al unei pompe de aer, realizând și o primă automatizare [21, 22 și 23]. În acea epocă însă cea mai ieftină energie era energia umană așa că investițiile de acest tip au rămas simple speculații tehnice. Primele turbine de vânt, folosind definiția actuală a acestor mașini, erau probabil cu ax vertical, dată fiind simplitatea lor. Turbine de felul celei din fig. 3.1 erau folosite în Persia (actualul vest al Iranului) cu 200 ani î.e.n., la pomparea apei sau la măcinatul grâului. Morile persane aveau patru vele verticale, drepte, din pânză sau stof, cu obturarea părții contra-vânt [24]. Folosirea acestor mori de vânt cu ax vertical, a panemonelor, s-a răspândit ulterior prin toată lumea islamică.

Mai târziu, s-au inventat mori de vânt cu ax orizontal, constând din pânză la zece brațe de lemn, având fixate pânze, ce-și schimbau orientarea, trinca. Asemenea tipuri arhaice de mori de vânt se mai găsesc și azi în funcțiune în zona Mării Mediterane și în special în insulele grecești. În fig. 2.2 este arătat un astfel de model folosit la treieratul cerealelor în insula grecească Miconos.

În secolele X și XI morile de vânt erau folosite pe scară largă în Orientul Apropiat. În Europa se semnalează utilizarea morilor de vânt prin secolele XI și XII și se pare că au fost aduse pe două căi, respectiv de către mauri în Spania și de către cruciații întorși din Orient [25].

În perioada evului mediu cele mai multe drepturi senioriale includeau dreptul de a refuza permisiunea de a construi mori de vânt, obligând astfel locuitorii unei anumite zone să-și macine grânele la moara seniorului. Plantarea de arbori și jurul morilor de vânt era interzisă.

Prin secolul XIV olandezii deschiseseră căile spre perfecționarea constructivă a morilor de vânt, folosindu-le pe scară largă pentru drenarea mlaștinilor și lacurilor din delta Rinului [26]. Între 1608 și 1612 Beemster Polder, care se afla cu cca trei metri sub nivelul mării, a fost drenat cu ajutorul a 26 mori de vânt, având fiecare o putere de aproximativ 60 de kW.

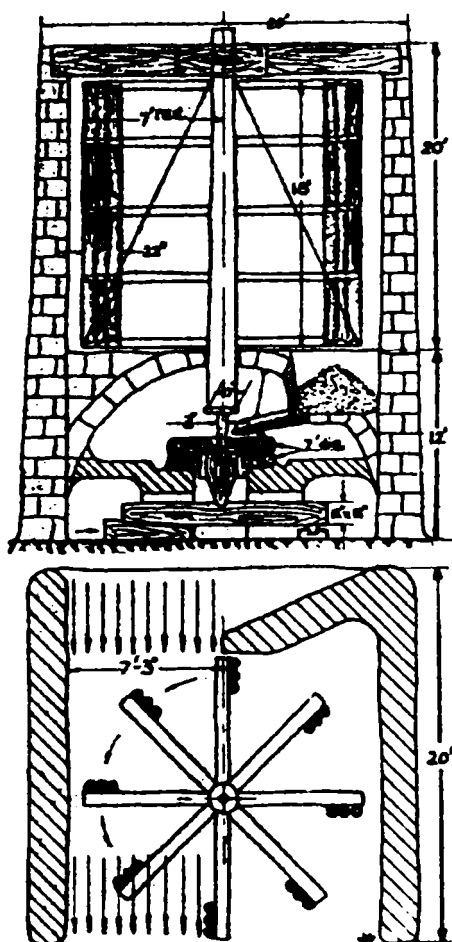


Fig 3 1. Moară de vânt cu ax vertical, folosită în Persia la măcinatul cerealelor.

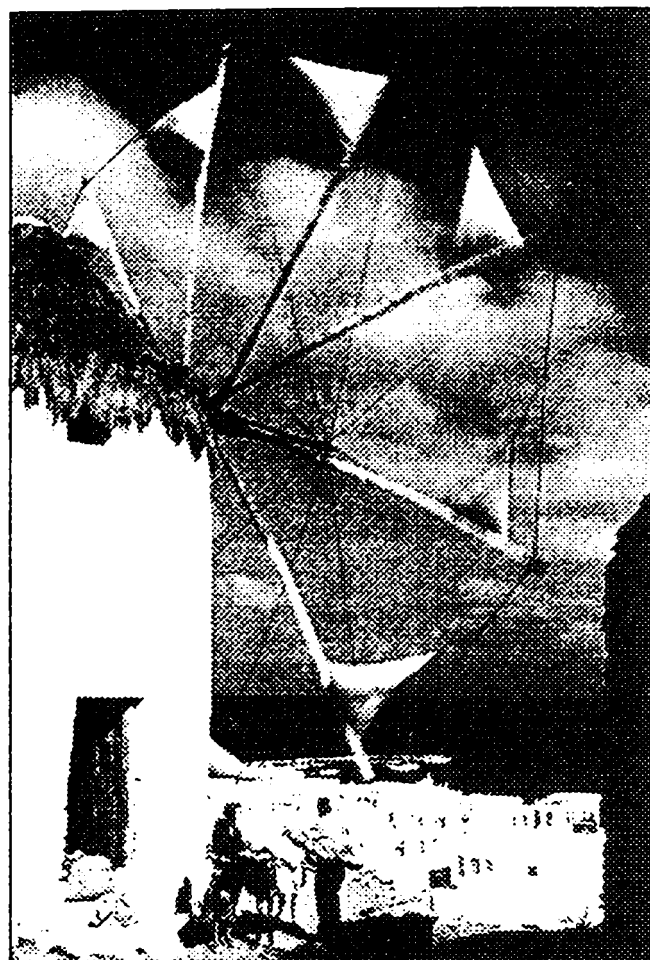


Fig.3.2. Moară de vânt de tip arhaic cu ax orizontal, în funcțiune pe insula Miconos.

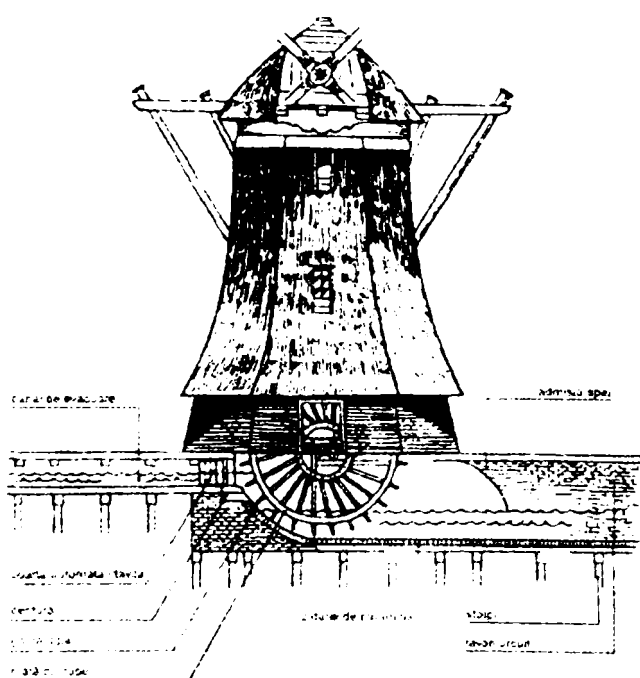


Fig.3.3. Moară de vânt, folosită în Olanda de Sud pentru drenare.

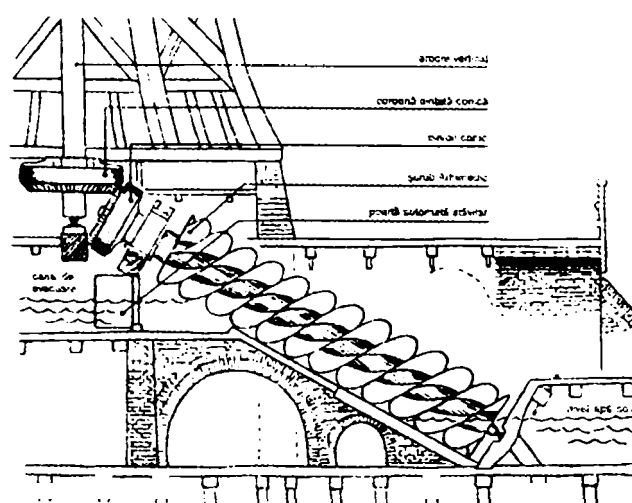


Fig.3.4. Elevator de tipul spiralei lui Arhimede, antrenat de moară de vânt, folosit pentru drenarea polderului Schemer.

În fig.3.3 este arătată o moară de vânt pentru drenare folosită în Olanda de Sud, având roata cu cupe în interior.

Mai târziu Leeghwater, renumitul inginer în hidraulică a drenat polderul Schemer în patru ani, construind mori de vânt ce antrenau elevatoare de tipul spiralei lui Arhimede, cum este cel arătat în fig.3.4. El a utilizat paisprezece mori de vânt, care pompau apa într-un bazin-rezervor la un debit de  $1000 \text{ m}^3/\text{min}$ , iar alte treizeci și șase de mori de vânt pompau apa din rezervoare într-un canal de formă inelară, care se vărsa în Marea Nordului.

În fig.3.5 este arătată o moară de vânt folosită în Olanda de Nord la desecări, construită în 1761, care funcționează și în prezent.

Prima presă de ulei acționată de vânt a fost construită în Olanda în anul 1582, iar în anul 1586 a fost construită prima fabrică de hârtie (folosind energia vântului) pentru a satisface marea cerere de hârtie declanșată de invenția tiparului.

În sec.XVI morile de vânt au împânzit Olanda căpătând o formă specifică, caracteristică regiunii dar și o utilitate nouă: pomparea apei în efortul oamenilor de a smulge mării noi terenuri. Se poate afirma cu siguranță că moara de vânt olandeză nu este numai un simbol ci reprezintă creația tehnică cu cea mai mare pondere în evoluția socio-economică a acestei țări.

Pompele eoliene perfecționate de olandezi s-au răspândit în toată Europa, dar nu numai pentru agricultură ci și pentru alimentarea unor fântâni arteziene din parcurile unor castele. Aceste instalații sunt descrise în cărțile ingineresti ale epocii. Astfel, figura 3.6 reprezintă o moară de vânt clasică care acționează o pompă dublă cu noduri servind pentru alimentarea unei fântâni decorative [27].

Ansamblul mecanismului de orientare, acționat printr-un cabestan, este montată pe o cale de rulare cu role situată la partea superioară a turnului care are și funcția de castel de apă. Figura 3.7 reprezintă o pompă eoliană asemănătoare care ridică apa până la nivelul solului, pompa cu noduri fiind acționată printr-un angranaj dublu [28]. La pompa eoliană din figura 3.8 pompa cu discuri este antrenată de un rotor Savonius printr-un multiplicator de turație în unghi [29 și 30].



Fig.3.5. Moară de vânt pentru desecări (pompă eoliană) de tipul Nord Olandez construită în 1761, pentru desecarea polderelor Zype și Haze în regiunile nordice

La sfârșitul secolului al XVI-lea fuseseră realizate joagărele acționate de vânt, pentru a prelucra cheresteaua importată din regiunile baltice. La sfârșitul secolului al XIX-lea aproximativ 9000 de mori de vânt se aflau în funcțiune în Țările de Jos pentru o diversitate mare de scopuri: irigații, desecări, măcinat, joagăre etc.

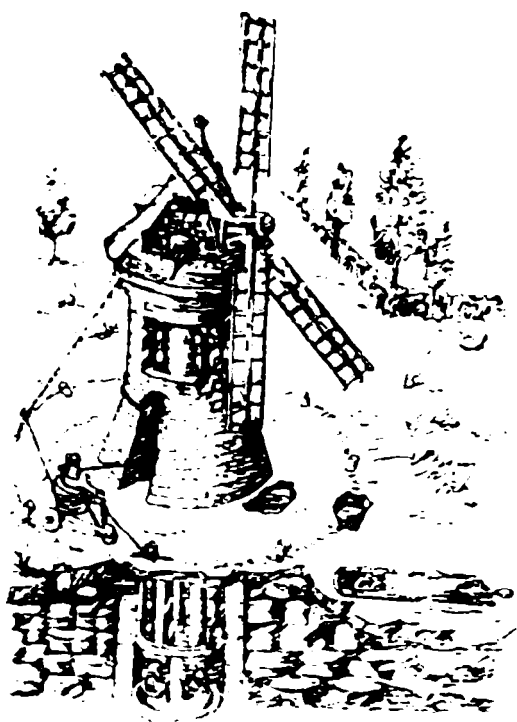


Fig. 3.6 Moară de vânt care acționează direct o pompă dublă cu noduri

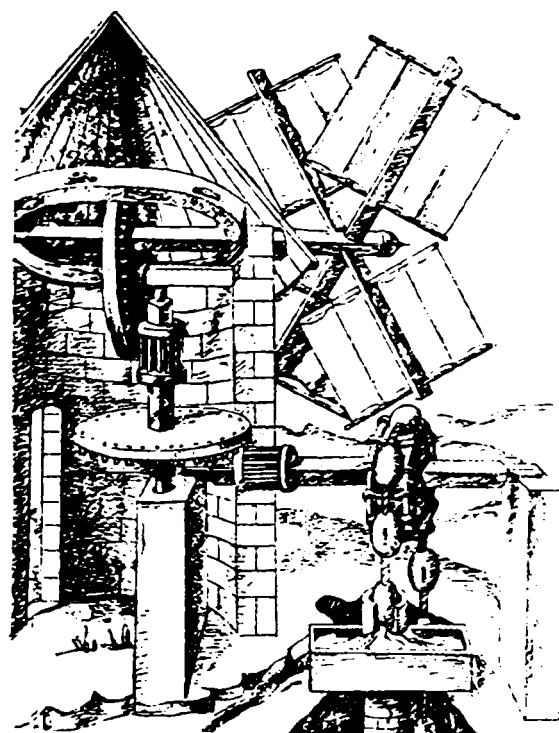


Fig. 3.7 Moară de vânt care acționează o pompă de apă cu noduri prin intermediul unui angrenaj dublu

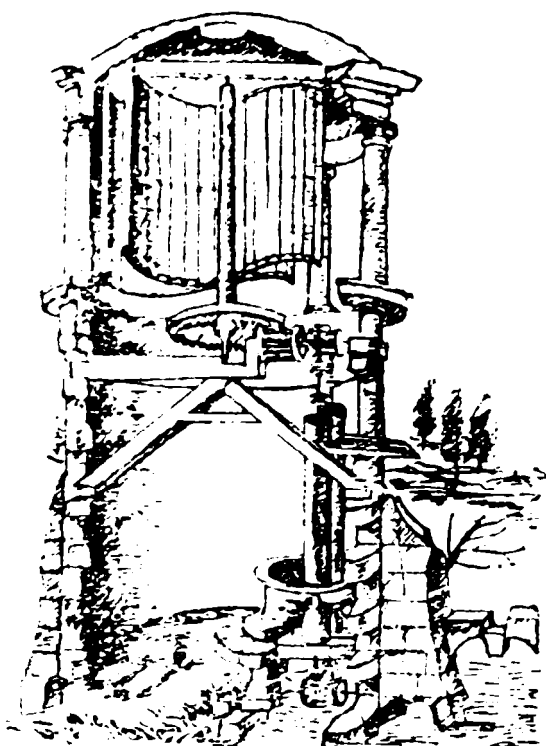


Fig. 3.8. Moară de vânt cu ax vertical care acționează o pompă de apă cu discuri

O dată cu revoluția industrială și introducerea mașinii cu abru, utilizarea energiei vântului în Olanda a început să scadă, dar la începutul secolului al XX-lea m... funcționau „proximat.v 2500 de mori de vânt. Olandezii au introdus multe îmbunătățiri în concepția morilor de vânt și mai ales la orgnele de conversie a energiei vântului, palele și rotoarele.

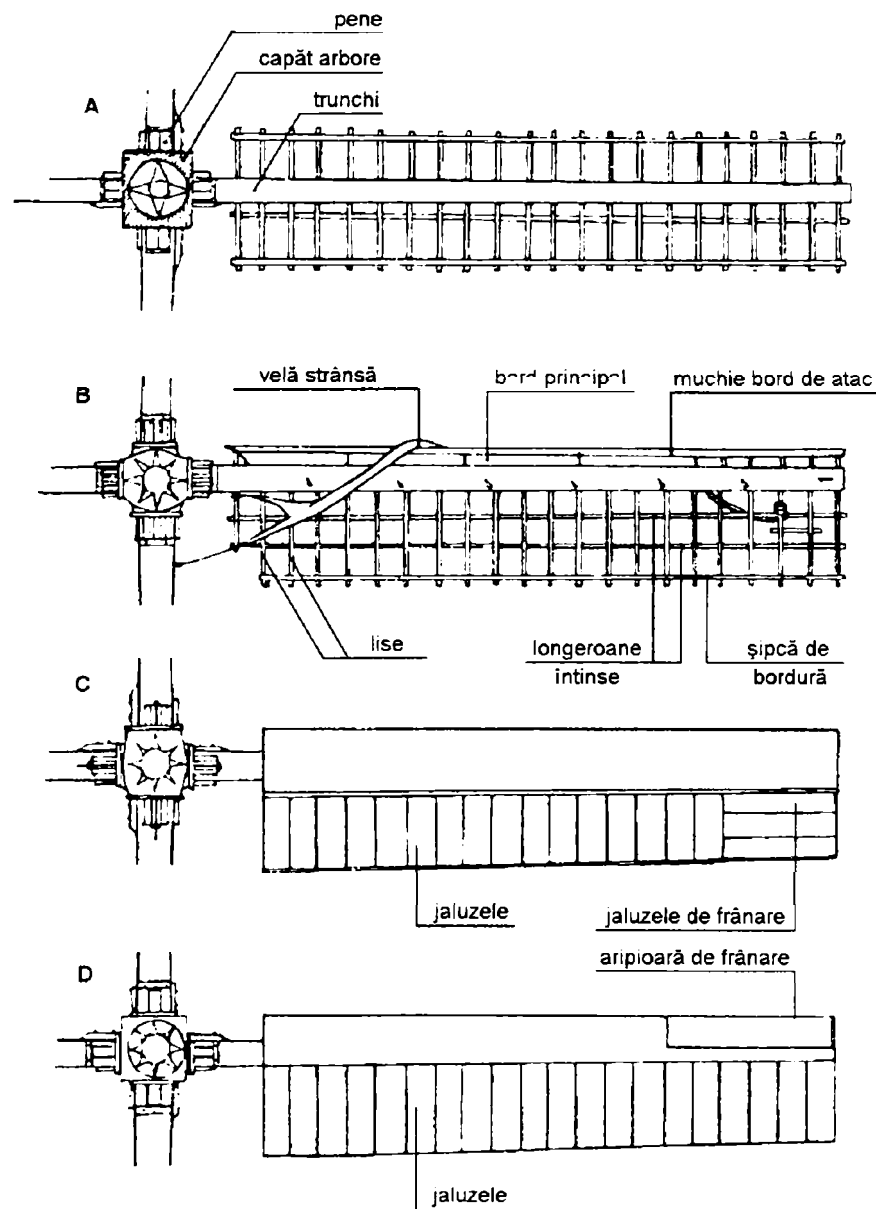


Fig. 3.9. Tipuri de pale [31]

- A. tipul cel mai vechi, cu două fețe (în jurul anilor 1600);
- B. tip Olandez normal (un bord de atac alăturat),
- C. tip cu jaluzele cu flapsuri
- D. tip cu jaluzele cu aripioare de frânare

În secolul al XVI-lea pânzele primitive pe brațe fuseseră înlocuite prin pânze susținute de bare de lemn pe ambele părți ale axului de cârmă. Proiecte mai moderne au substituit pânza și lemnul cu tablă la confecționarea palelor, introducând diferite tipuri de volete pentru reglarea turației rotorului la viteze mari ale vântului. În acest fel au fost posibile realizări de mori de vânt cu puteri de până la 90-100 de kW.

În epoca Renașterii inventatorul de geniu care a fost Leonardo de Vinci schițează o mare mașină eoliană cu ax vertical dar așa după cum s-a întâmplat cu multe dintre construcțiile sale, tehnologia nu le era pe măsură și interesul public nici atât. Printre schițele lăsate de Leonardo da Vinci se găsesc unele realizate pe la 1500, referitoare la construcția unor mori de vânt cu cap orientat.

În ani 1700-1800 sunt semnalate numele altor ingenioși care aduc perfecționări notabile construcțiilor existente și încearcă o fundamentare teoretică a fenomenelor aerodinamice legate de aceste mașini:

- Edmund Lee, englez, are meritul de a fi asigurat orientarea automată sub vânt, prin adăugarea la capul rotitor al unei roze-evantai;
- Andrew Meikle a atașat pe brațele morii de vânt șipci de lemn tensionate prin sarcini (în locul velaturii de pânză) care realizează un reglaj spațial în raport cu viteza vântului;
- Sir William Cubbit introduce în construcția velor un arbore tubular în interiorul căruia, sub acțiunea forței centrifuge, se putea deplasa o greutate. Mișcarea greutății se făcea pe o spirală, răsucind vela în vânt, reglând regimul de funcționare al sistemului.

Numărul crescând al perfecționărilor și inovațiilor a fost întrerupt de crearea motorului cu abur, apogeu al revoluției industriale și conversia energiei vântului neglijată în Europa și-a expus influența asupra nesfârșitelor spații din Lumea Nouă.

Statele Unite și celelalte state americane au adoptat sistemele europene, cu mici modificări, dându-le însă și alte utilizări (pompat apă în evaporatoarele saline, adăpat, irigat, măcinarea calcarului, var, grâne, în barbados pentru zdrobit trestia de zahăr).

După 1850 pătrunderea coloniștilor pe Great Plains a descoperit imense suprafețe cu apă de suprafață puțină dar cu vânturi abundente și relativ continue. Acesta este momentul în care își face apariția roata fermierului american (brevet atestat și în Germania dar fără a-și găsi aici beneficiar) care a suferit o serie de îmbunătățiri succesive până și după intrarea în producția de serie.

Sceptic în ceea ce privește existența unei piețe de desfacere, ing. Daniel Halladay inventează în 1856 prima "moară de vânt" cu autoreglare (fig.3.10) [32-33].

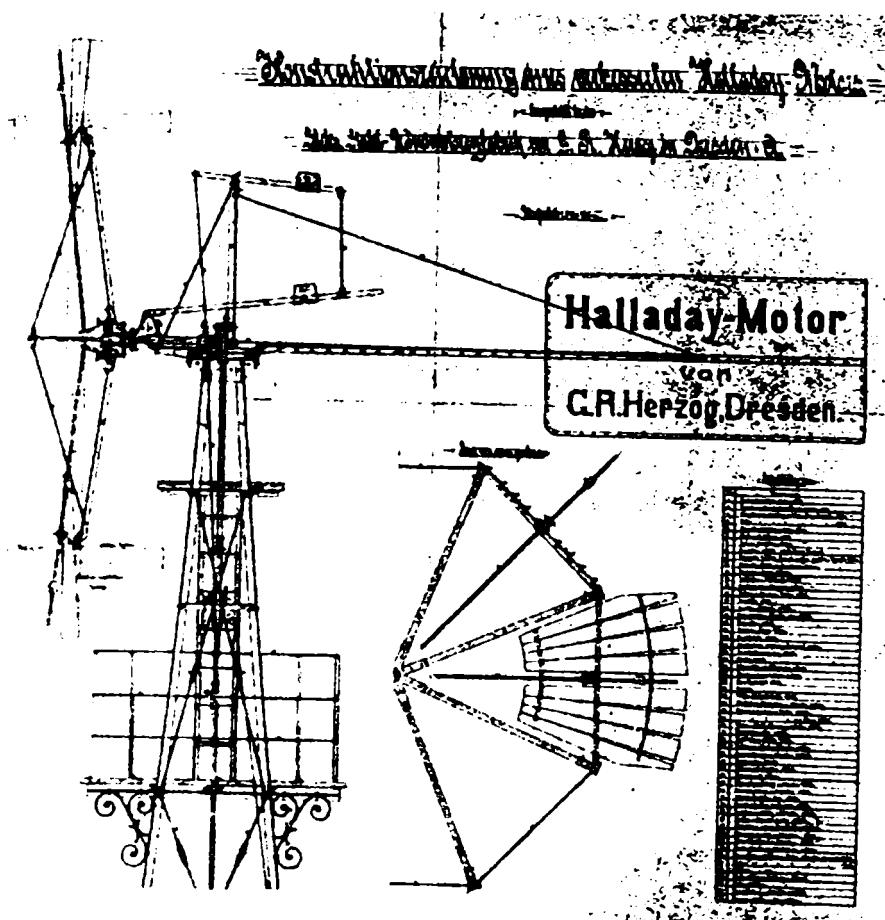


Fig. 3.10. Pompa eoliană Halladay, fabricat în licență de firma Herzog, Dresda 1904

În 1887 La Verne Noyer a construit primul tunel aerodinamic din emisfera vestică pentru cercetări asupra paletelor și velaturii turbinelor eoliene, fondând totodată compania Aeromotor Windmill Company care producea eoliene cu rotor metalic și pale profile (prima

încercare de pale profilatice în producție industrială aparține lui Moast Foos Company în jurul anului 1868). Această mașină a fost produsă de atunci până astăzi în aproape 7 milioane exemplare.

Un impact deosebit asupra producției și inovației tehnice în acest domeniu a fost constituit de creșterea numărului fermelor individuale și a nevoilor lor de apă. Pentru că prețurile turbinelor eoliene produse de firme li se părea fermierilor prohibitive (25-40 \$) foarte mulți au realizat asemenea mașini după idei personale ceea ce a dus la importante rentabilizări în special tehnologice, prețul de revenire coborând în unele situații până la 1,78 \$.

Tot fermierii izolați și care depindeau la acea oră strict doar de această energie precum și lucrătorii companiilor petroliere și de căi ferate au găsit noi forme de utilizare a morilor de vânt - antrenând pe această cale lifturi, mașini de cusut, ferăstraie de lemn, pomparea apei din mine și petrolul din bălțile de suprafață.

Producerea curentă de curent electric pe o asemenea cale a luat amploare după primul război mondial, câștigând teren și alte principii de extragerea energiei de vânt.

- rotorul S atribuit în 1920 locotenentului G.I. Savonius (Finlanda) a fost mult utilizat la sfârșitul celei de a treia epoci și în prezent, în special la pomparea apei (recent a fost descoperită o schiță din 1629 reprezentând o construcție întru totul identică) [34];

- pe aerodromul Le Bourget (1929) Darrieus a generat electricitate cu turbine (bipală) care-i poartă numele [35];

- în jurul anilor 1930 s-au construit și experimentat mașini cu ax vertical bazate pe "efect Magnus" cum au fost rotoarele Madaras, Flettner. În Statele Unite măsuri administrative și recesiunea economică a redus numărul uzinelor de sisteme eoliene de la 130 în 1929 la 15 doar cu 10 ani mai târziu.

Criza combustibililor fosili, setea de energie a perioadei cu care suntem contemporani și clarviziunea unor cercetători de pe întregul Glob au reactualizat în jurul anilor 1970 interesul pentru energia eoliană.

Semnalări de utilizare a energiei eoliene în țara noastră, respectiv și Dobrogea, sunt din anul 1585. După unele izvoare, se pare că utilizări izolate au fost și în secolul al XIII-lea. Condițiile geografice din Dobrogea, am spune azi potențialul energetic eolian, au făcut posibilă utilizarea de proporții astfel încât în județul Tulcea funcționau la începutul acestui secol 437 mori de vânt, iar în toată Dobrogea peste 900. Utilizări importante au fost semnalate și în Moldova (zona de sud și lunca Prutului), circa 300. Un număr ridicat s-au folosit și în Oltenia și Banat.

Semnalări de utilizare mai izolate există din Muntenia și din vestul Transilvaniei. În principal acestea erau folosite pentru măcinatul cerealelor. Între cele două războaie mondiale, unii moșieri au importat din America și instalat în jurul Bucureștiului pompe eoliene de mică putere. Rezultatele, în acest din urmă caz, nu au fost dintre cele mai bune. Amplasarea lor făcându-se la voia întâmplării fără a fi studiat potențialul energiei vântului [36 și 37].

Puterile realizate și folosite în România nu au depășit valoarea zecilor de kilowați.



Explicitatea utilizării la scară mică a morilor de vânt la nivelul întregii țări poate fi dată de faptul că, unul din concurenții acestora, moara de apă, s-a bucurat de o răspândire mult mai mare, datorită existenței unui potențial energetic ridicat al râurilor cât și unei experiențe de două milenii în construcția și folosirea acestora din urmă. De altfel trebuie subliniat că moara de vânt s-a dezvoltat cu precădere acolo unde nu au existat condiții de dezvoltare a celei de apă, sau acolo unde potențialul energetic al vântului a fost mai mare decât al apei.

### 3.2. SITUAȚIA ACTUALĂ A TEHNOLOGIEI

Energia vântului a fost folosită de mii de ani pentru irigații. Astăzi această aplicație a energiei vântului este încă utilizată în multe țări.

Vântul acționează un rotor, de obicei multipaletă, care prin antrenarea unei pompe asigură apa necesară rețelei de irigații sau altor consumatori. În acest caz de aplicare, nu sunt necesare comenzi sau sisteme de conversie eoliene în energie electrică pompa fiind acționată direct printr-un mecanism simplu de către rotorul eolian. Dar această simplitate conduce și la un dezavantaj major, energia produsă poate fi utilizată numai în locul unde se pompează apa.

În cadrul proiectului program “Deceniul Internațional ONU al Apei Potabile și Salubrității (1981-1990)” unele țări sărace din Africa, Asia, America Latină pot beneficia de utilizarea pompelor eoliene cam în aceleași scopuri, nu numai pentru agricultură, dar și pentru folosințe umane. În fond ridicarea apei prin pompare este una din nevoile cele mai de bază și cu o largă răspândire geografică în zonele în curs de dezvoltare.

Ca o ironie a soartei, cele mai multe proiecte comerciale de pompe eoliene s-au schimbat foarte puțin în ultimii o sută de ani. Doar foarte recent au apărut câteva încercări serioase de a aplica tehnologia modernă “inginerească pentru reproiectarea roții fermierului”. Deci avem parte de o curioasă anomalie deoarece una din cele mai mari și mai mature piețe ale sistemelor energetice regenerabile este compusă tocmai din cele mai primitive tehnologii aflate încă în producție și toată lumea.

Țările în curs de dezvoltare oferă un vast potențial pentru piața echipamentelor de pompare, în special dacă aceste echipamente sunt independente de rețeaua electrică sau de hidrocarburi. În ultimii ani cele mai multe aplicații au fost realizate de fabricanții de pompe solare fotovoltaice din țările industrializate din vest în special prin vânzarea stațiilor pilot demonstrative, în cadrul proiectelor de ajutorare, inițiate de guvernele locale sau de agențiile Națiunilor Unite. Piața mondială pentru pompele solare mici este estimată în jur de 3 mil. \$/an, în creștere rapidă. Acest lucru în ciuda faptului că pompele solare sunt în general de 2-3 ori mai scumpe decât cele eoliene, pe unitatea de putere livrată (comparație făcută pentru un amplasament cu potențial energetic moderat, având viteza medie multianuală de 3-4 m/s), din această cauză nici nu există o piață comercială viabilă pentru pompele solare, chiar dacă ele nu au de concurat decât cu aceste pompe eoliene arhaice.

Motivele pentru care se întâmplă acest lucru sunt complexe dar un factor important este aceea că pompele solare au fost sprijinite de campaniile de “tehnologii avansate” care sunt interesate să-și dezvolte aplicațiile pentru sistemele lor de celule fotovoltaice. Aceste companii au fost sprijinit financiar în principal de companiile internaționale petroliere și de diverse companii multinaționale de inginerie generală de “tehnologii avansat”, în vreme ce pompele eoliene pentru mecanizarea agriculturii sunt încă produse de companii mici cu posibilități de cercetare-dezvoltare mici sau chiar inexistente. Fabricarea în țările în curs de dezvoltare a componentelor solare, care sunt cele mai scumpe componente ale pompelor solare, nu este economică în timp ce fabricarea pompelor eoliene, este economică. O serie de mici producători au început să fabrice pompe eoliene în cantități mici în: Filipine, Thailanda, Argentina, India, China, Pakistan, Kenya, Zimbabwe, Sri Lanka, Columbia și Brazilia; acesta este un sector privat mic care nu are acces la tehnica avansată și la sprijin financiar extern.

În prezent încă nu există proiecte de pompe eoliene performante, disponibile potențialilor fabricanți din țările în curs de dezvoltare și foarte puține pompe moderne pot depăși semnificativ performanțele celor mai bune proiecte tradiționale. În momentul de față lucrurile sunt în stadiul în care situația este pe punctul de a se schimba prin apariția unei noi generații de pompe eoliene mai avansate și mai economice. În particular se simte nevoia unor proiecte care să fie la îndemâna fabricantului local din țările în curs de dezvoltare (în totalitate sau măcar parțial) care cu greu își poate permite importul. Desigur lipsa experienței tehnologice cât și lipsa posibilităților financiare sunt piedici în dezvoltarea tehnologiei și este de sperat că în viitor fondurile destinate cercetării și dezvoltării pentru sprijinirea dezvoltării economice, în special cele pentru testarea noilor echipamente, să crească astfel încât avantajele utilizării energiei eoliene să fie mai evidente.

Actualmente, sunt dezvoltate proiecte proprii îmbunătățite, pentru pompe eoliene de către CWD din Olanda și ITDG din Anglia care sunt testate în diferite țări în curs de dezvoltare. În lume există și alte proiecte academice, dar puține dintre acestea sunt concepute special ca proiecte destinate fabricării locale.

Câțiva fabricanți din țările în curs de dezvoltare și-au inițiat propriile programe de cercetare-dezvoltare obținând rezultate foarte diferite ca succes și calitate. Aceasta deoarece turbinele eoliene reprezintă o tehnologie înșelătoare; este poate ușor să obțină aparent un succes asamblând diverse subansambluri care să se rotească în vânt. Dar nu este așa de simplu să proiectezi un agregat care să poată fi montat simplu și ieftin într-o țară în curs de dezvoltare și care să lucreze 20 de ani sau mai mult în condiții de ploaie, furtună și praf cu un cost de întreținere minim.

Ultimele îmbunătățiri în dezvoltarea tehnologiei pompelor eoliene, care au fost implementate de mecanizatorii agricoli americani, ca urmare a unui proces empiric de selecție naturală, s-au realizat în anii 1890, iar pentru aerogeneratoare în anii 1930. Este nevoie ca acest proces să fie repetat prin utilizarea tehnicilor de construcție moderne pentru a satisface standardele economice actuale. Pentru realizarea acestui deziderat este nevoie de un interes și de o bază economico-financiară mai mare decât cele acordate până în prezent.



### 3.3. PARTICULARITĂȚILE UTILIZĂRII ENERGIEI EOLIENE PENTRU POMPAREA APEI

Din punctul de vedere al particularităților constructive, de funcționare și economice pompele eoliene se împart în trei categorii: pentru adăpare, pentru alimentări cu apă și pentru irigații.

#### 3.3.1. POMPE EOLIENE PENTRU ADĂPAREA ANIMALELOR

În prezent la nivel mondial aceasta este principala aplicație a energiei eoliene. Motivele pentru aceasta sunt analizate în cele ce urmează.

Motivul istoric

Pe marile câmpii americane în anii 1920 erau în folosință cam 3 milioane de pompe eoliene de fermă și se estimează că și astăzi la nivel global numărul celor aflate în folosință atinge cifra de un milion [38] din care 150.000 sunt încă active în S.U.A. [39] și probabil 600.000 în Australia. Majoritatea dintre acestea sunt folosite la adăpare (sau ocazional la furnizarea apei potabile la fermele zootehnice). De atunci s-a dezvoltat o întreagă industrie pentru fabricarea atât a turbinelor eoliene cât și a instalațiilor anexe: adăpătoare, aducțiuni, rezervoare de stocare și alte echipamente necesare.

##### a. Motivul economic

Valoarea apei pentru adăpat este mare deoarece o cantitate modestă de apă poate satisface nevoile unei cirezi de mărime considerabilă. De exemplu la  $V_x = 3,8$  m/s (14 km/h) un rotor tipic de 3,65 m a unei pompe eoliene de fermă poate întreține o cireadă de 70 de tăurași sau 500 de oi (o estimare pesimistă) pentru o înălțime de pompare de 35 m. O pompă eoliană de această mărime cu un stâlp de 10 m, costă în mod obișnuit 1500-3000 \$ și are o durată de viață normală de 20 ani cu întreținere doar odată pe an. Valoarea celor 70 de tăurași de o calitate medie este în mod normal peste 10.000 \$ - deci este evidentă că investiția într-o pompă eoliană care furnizează una dintre cele mai importante nevoi pe care natura nu o poate oferi direct, nu este o investiție nerealistă. De asemenea, investiția este și accesibilă din punct de vedere financiar, deoarece suma capitalului necesar nu este în mod normal mai mare decât câștigul anual obținut din vânzarea vitelor (considerând patru ani pentru ciclul de vânzare). Aspectele economice a adăpării vitelor (și altele) sunt analizate în detaliu la punctul 4.3.

## b. Motivul de oportunitate

Pompele eoliene sunt foarte potrivite ca mașină de forță pentru alimentarea cu apă a fermelor zootehnice. Necesită întreținere minimă (în mod normal o verificare și o schimbare a uleiului anuală) pot fi observate dacă funcționează sau nu de la mare distanță, sunt fiabile și au ciclul de viață lung, nu pot fi ușor furate și sunt suficient de robuste, rezistând solicitărilor fizice ocazionale din partea aniamlelor. Cu alte cuvinte, un fermier trebuie să acorde puțină atenție pentru menținerea în funcționare a pompei eoliene și nu mai are probleme logistice de genul procurării, stocării și manipulării combustibilului.

Mai ales în țările în curs de dezvoltare acest scop final pare a fi de o mare importanță vitală, deoarece în zonele aride cea mai rezonabilă metodă de a exploata pământul este creșterea vitelor. În aceste țări există deja probleme considerabile sociale și de organizare referitoare la adăpatul animalelor deoarece ele ajung să crească vite pe suprafețe care prin calitățile lor, ar putea asigura cultura plantelor, existând o tendință de degradare a pășunilor prin supraexploatare.

Din acest motiv este o școală de gândire care se opune furnizării apei pentru adăparea în locuri aride cum ar fi Sahel în Africa, pe suprafețe care sunt destinate culturii plantelor.

Totuși, problemele supraexploatării se datorează concentrării excesive a animalelor într-o singură zonă iar motivul principal al apariției acestei concentrări este lipsa completă de apă din alte zone. De aici rezultă soluția unor surse mai mici de apă dar numeroase care să dservească o cireadă de mărime aproximativ identică (într-o zonă pe întindere mai mare) cu o altă cireadă care este crescută într-o zonă cu o suprafață mai mică cu doar câteva surse de apă cu debit mai mare. Pompele eoliene furnizează una din căile cele mai rentabile și practice de a face acest lucru, după cum a rezultat din experiența industriei acestui domeniu în S.U.A. și Australia. Totuși faptul că multe țări în curs de dezvoltare cirezile se găsesc pe terenuri agricole, conduce la cerințe necontrolate datorită introducerii surselor suplimentare de apă, lucru care trebuie luat în considerare cu atenție pentru a evita supraexploatarea.

Se pare că șeptelul mondial este cam 1200 milioane de capete și se estimează că va crește la dublu în următoarele două decenii. Chiar dacă rata de creștere se micșorează, ne putem aștepta la apariția unor cirezi imense în viitor și va fi nevoie de utilizarea unor terenuri marginale care nu pot fi utilizate pentru cultivarea plantelor, de aici se pare că va fi o cerință crescândă de echipamente corespunzător nevoilor de adăpare și se poate anticipa că acest domeniu va fi în dezvoltare.

### 3.3.2. POMPE EOLIENE PENTRU ALIMENTĂRI CU APĂ

Multe dintre cerințele care fac ca pompele eoliene să fie convenabile pentru adăpare se aplică și în cazul apei potabile; de exemplu nepretențiozitatea, valoarea mare a apei furnizate pentru un număr mare de oameni care pot profita de o instalație

relativ ieftină etc. În mod nesurprinzător cea mai răspândită utilizare pentru apă potabilă este exact la fermele zootehnice deoarece se folosește aceeași tehnologie că și pentru adăpatul animalelor, deci fermierii sunt familiarizați cu utilizarea instalației.

În ceea ce privește țările în curs de dezvoltare, încă sunt foarte puține pompe eoliene folosite pentru apă potabilă, deși un oarecare număr a fost instalat de misiuni religioase și școli în ținuturi ale Africii în special pentru a evita utilizarea motorinei care ar fi trebuit transportat până acolo. Există câteva exemple unde pompele eoliene au fost utilizate în trecut pentru apă potabilă. Astfel, în anii 1970 era în funcțiune o pompă eoliană "Aermotor" (S.U.A.) într-o localitate din munții Rif din Maroc, de asemenea, în perioada colonială franceză în Anglia s-au utilizat instalații de fabricație franceză pentru muncitorii din deșert (după 12 ani de la instalare în 1972 încă funcționau). Francezii au instalat multe pompe eoliene în timpul anilor 1950 în începutul anilor 1960 în Algeria și în Mali, dar multe nu mai funcționează din cauza lipsei pieselor de schimb [40].

În ciuda preocupărilor internaționale pentru apă, având la bază de dezvoltare ONU și Banca Mondială "Deceniul Internațional ONU al Apei Potabile și Salubrității (1981-1990)", realizările în domeniul pompelor eoliene sunt destul de modeste, chiar dacă în țările în curs de dezvoltare au fost forate multe puțuri, multe dintre ele au fost astupate din cauza lipsei echipamentului de pompare. Organizația Hidrologică Mondială (O.H.M.) estimează că deși în anul 1970 rezervele de apă potabilă pentru 1 miliard de oameni au fost inadecvate, planurile internaționale de asigurare a apei potabile, până în anul 2000, care să asigure măcar necesarul minim de apă potabilă, conform standardelor OHM, necesită noi rezerve de apă potabilă pentru populația care ca f atunci cam de 3 miliarde. Potrivit "Strategiei fără frontiere" acest lucru implică nevoia obținerii în viitor a 24 miliarde mc. De apă potabilă/an la nivelul de consum din prezent. Se presupune că dacă se atribuie acestei ape un preț modic de 50 cenți/mc acest lucru implică o investiție de 63 miliarde \$/an în următorii 20 de ani (presupunând o rată a dobânzii de 12%, durată de viață 10 ani și 2% cheltuieli de întrețineri și reparații). Chiar dacă țelurile declarate ale "Decadei" nu sunt atinse, este clar că există o piață vastă în care chiar dacă pompele eoliene sunt potrivite doar pentru un număr mic de instalații, încă va fi o cerere mare pentru un număr important de pompe eoliene.

Deoarece pompele eoliene sunt probabil cele mai rentabile instalații în toate locurile unde  $\bar{V} > 3,5$  m/s, acestea acoperă zone substanțiale din sectorul țărilor în curs de dezvoltare. De asemenea, deoarece achizitorul în cazul alimentării cu apă, este fără excepție guvernul, de multe ori, folosind fonduri de ajutorare, aceasta este o situație tipică pentru urmărirea practică și profesională a încercărilor opțiunilor de pompare a apei, de a identifica variantele de investiție cu costurile cele mai reduse indicate diferitelor aplicații și situații. Este bine de adăugat că devreme ce costul unui foraj de apă este mare (peste 100\$/m în unele părți ale Africii) se justifică cu necesitate o investiție într-o mașină de forță capabilă să optimizeze utilizarea puțului. Este național să se cheltuiască 10.000\$ pentru forarea puțului și să se monteze o pompă eoliană neadecvată de 1000\$ în ideea de a economisi niște bani, dacă o altă pompă

eoliană de 3000\$ ar putea să exploateze puțul în așa fel încât să deservească de două ori mai multă populație.

Ca mărime, pentru alimentările izolate cu apă potabilă, se poate aprecia un consum de 10-15 l/zi/om, transportată la o distanță moderată de 500-100 m și cam 20-50 l/zi/om pentru rețele cu țevi pozate pe teritoriul unei comunități la o distanță cam de 250 m [41]. O pompă eoliană tipică de fermă optimizată de 4,88 m va livra 500.000 l-m/zi la  $\bar{V}=3,8$  m/s (14 km/h) deci suficient pentru o comunitate de 600 persoane dacă pomparea se face la 50 m sau la 1200 persoane dacă se face la 25 m. Investiția de capital necesară pentru pompa eoliană ca element de acționare va fi cam de 3,5 \$/om la 50 m înălțime de pompare sau 1,75 \$/om la 25 m iar durata de viață a sistemului poate depăși și 20 ani cu o întreținere anuală sistematică.

Pentru comunități mai mari cu o rețea de distribuție în conducte, o pompă eoliană de 7,3 m diametru va pompa aproximativ 2 mil.lm/zi la  $\bar{V}=3,8$  m/s (14 km/h). Aceasta va putea alimenta 50 m sau 5200 persoane la 25 m. Dacă există rețea de conducte cererea crește până la 50 l/zi/om deci această pompă eoliană va alimenta doar 800 persoane la 50 m sau 1600 persoane la 25 m. Investiția de capital în pompa eoliană este cam 10.000 \$ ceea ce înseamnă între 3,84 - 12,5 \$ la 50 m sau jumătate din aceasta la 25 m pentru 15 respectiv 50 l/zi/om. Creșterea ușoară a costului specific pentru instalațiile de gabarit mai mare față de instalațiile populare de 3,6 m, se datorează probabil fabricării ca unicat ale acestora.

După analiza generală privind alimentarea cu apă potabilă este util să se citeze exemplul recent a impactului pe care o pompă eoliană o poate avea într-o regiune. Diaceza Catolică din Lodwar în Kenya de Nord a reușit să obțină două pompe eoliene "Kijito" fabricate în Kenya de firma Bobs Harries Engineering, cu fonduri de ajutoare de la Comunitatea Europeană. Una dintre acestea are un rotor de 6,1 m iar cealaltă de 4,9 m; amândouă au fost instalate cam la o distanță de 1600 m una față de alta la Kaikor, un loc pustiu și izolat la 2-4 km de granița Kenya-Sudan. Rezultatul, prin punerea în funcțiune a acestor pompe, a fost că oamenii și-au redus distanța de mers după apă de la 3-5 km la sub 1 km și mai important, în loc să bea apă poluată și sălcie dintr-o excavație superficială făcută manual în albia aproape secată a unui râu, consumă acum apă nepoluată și dulce subterană.

În primul rând, populația zonei a crescut de la 400 la 4000 în 6 locuri datorită atracției acestor surse de apă bună care sunt atât de rare în această regiune. În al doilea rând din propria inițiativă au plantat cam un hectar de cereale folosind surplusul de apă obținut în general noaptea, care este o inițiativă neobișnuită pentru o populație seminomadă care în general se ocupă cu creșterea animalelor.

Ceea ce este interesant, de asemenea este că rentabilitatea utilizării pompei eoliene pentru irigații la înălțimea de pompare de 30 m, sau mai mare cum este cazul mai sus, dacă se ia în considerare doar aspect, este foarte scăzută. Totuși, datorită supradimensionării necesare pentru o pompă eoliană (care să asigure destulă apă chiar și în luna cu vânturile cele mai slabe), există un considerabil exces de apă care se poate considera că este pe gratis dacă aspectele economice ale instalației se referă doar la irigare. Această caracteristică a alimentării cu apă oferă beneficii nutriționale

considerabile viitoare pentru o comunitate izolată care trăiește într-un mediu relativ secetos (deșert).

### 3.3.3. POMPE EOLIENE PENTRU IRIGAȚII

Pompele eoliene de fermă tradiționale fabricate industrial nu sunt bune pentru irigații și sunt folosite rar în acest scop. Acest lucru se întâmplă deoarece cerințele tehnico-economice ale irigațiilor sunt cu totul altele la alimentarea cu apă.

Spre deosebire de alimentarea cu apă, care este o necesitate normală pe tot parcursul anului cu o cerere zilnică constantă, cererea de apă pentru irigații fluctuează considerabil odată cu anotimpurile și cererea de vârf poate să fie dublul valorii medii. Consecința acestui fapt este că o pompă care funcționează cu o sursă de energie neconvențională, vânt sau soare, trebuie să fie dimensionat în așa fel încât să furnizeze cantitatea de apă necesară lunii în care cererea pentru irigare este maximă folosind resursa la un nivel corespunzător acelei luni (care poate să nu fie nivelul maxim pe care îl poate atinge resursa necesară, doar rareori și cu mult noroc se întâmplă să existe o legătură fericită în câteva zone între cererea de apă și viteza vântului).

În consecință, cele mai multe pompe eoliene pentru irigații vor fi mult supradimensionate pentru cea mai mare parte a anului și în unele luni nu vor fi folosite chiar deloc cum se întâmplă și în sezonul ploios sau în perioada lucrărilor agricole de semănat și recoltat. Deci, se poate spune că se cere o investiție într-o instalație cu un factor de utilizare scăzut și deci trebuie menținut cu orice preț un cost de investiție (cost unitar) a pompei pentru irigare cât mai scăzut posibil.

Motopompele sau electropompele pentru irigații au un cost de investiție relativ scăzut dar au costuri foarte mari (deoarece sunt dominante costurile combustibilului și întreținerii); aceste pompe sunt mai flexibile deoarece pot acoperi variații mari ale cererii prin acționarea lor mai mult cu creșterea cererii. Astfel costurile unitare ale apei obținute cu motopompele sau electropompele sunt în mod rezonabil constante și legate direct de costul combustibilului sau a electricității și de factorul de utilizare.

În consecință, orice pompă eoliană care se dorește a fi utilizată pentru irigații trebuie să aibă un cost de investiție mic și un factor de utilizare cât mai mare posibil. Primul factor este în mâna proiectantului/fabricantului, iar al doilea este de competența operatorului și a condițiilor locale de climă, sol și al recoltei.

Rezultatul general este că cele mai multe dintre pompele folosite astăzi pentru irigații sunt tradiționale și rudimentare, tehnologia și deseori locul lor este luat de motopompe (ex. China, Thailanda, Creta). Pompele eoliene de acest fel pot fi simple și ieftine, deoarece ele trebuie să funcționeze doar câteva luni pe an, iar oamenii sunt pregătiți să se descurce dacă ceva nu merge - să scoată din vânt rotorul dacă se ivește o furtună bruscă (sau să strângă velele) și de obicei sunt pregătiți să efectueze singuri reparațiile când este necesar fără asistență din exterior.

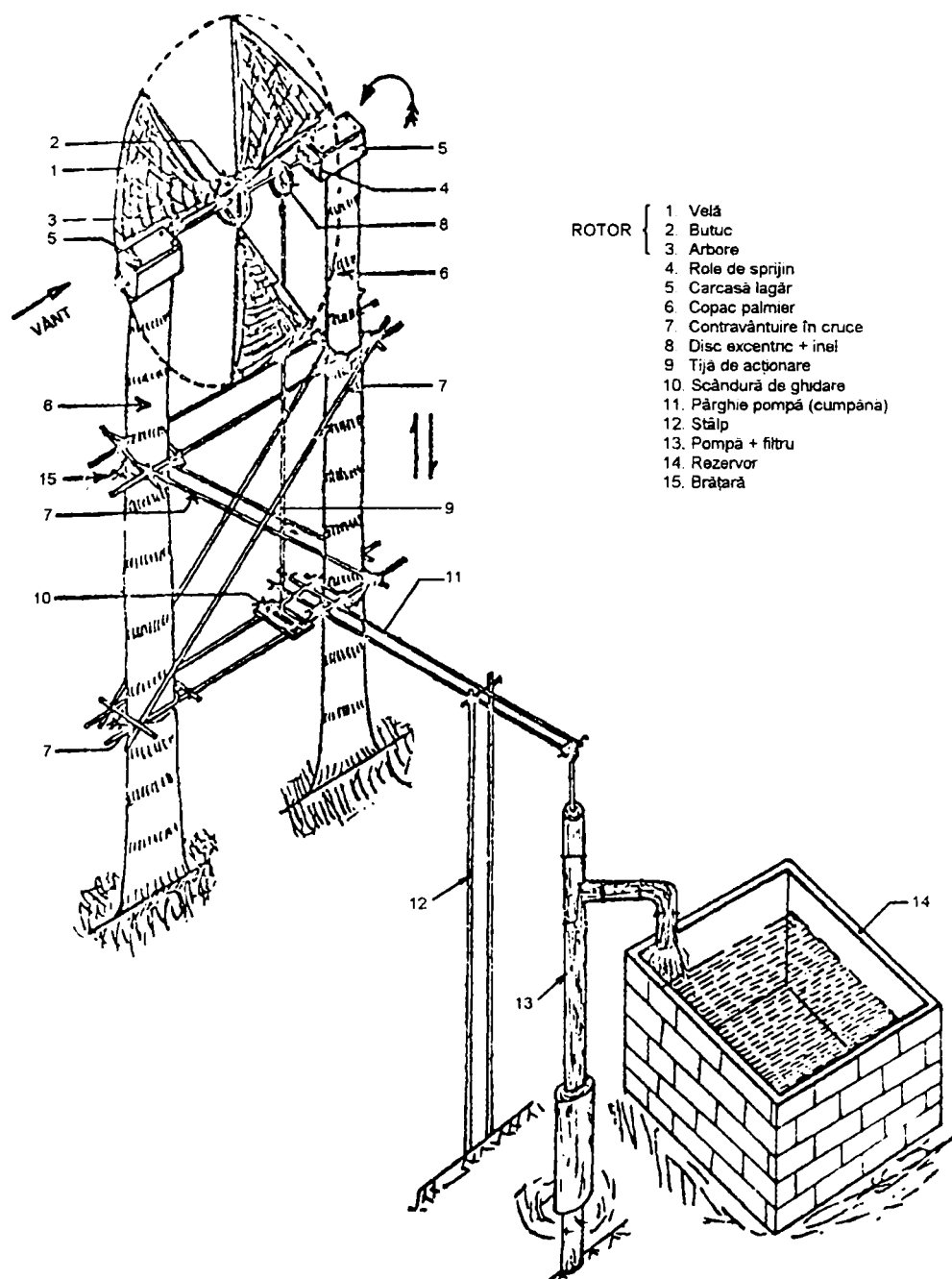


Fig. 3.11 Pompă eoliană construită local în sudul Indiei [44]

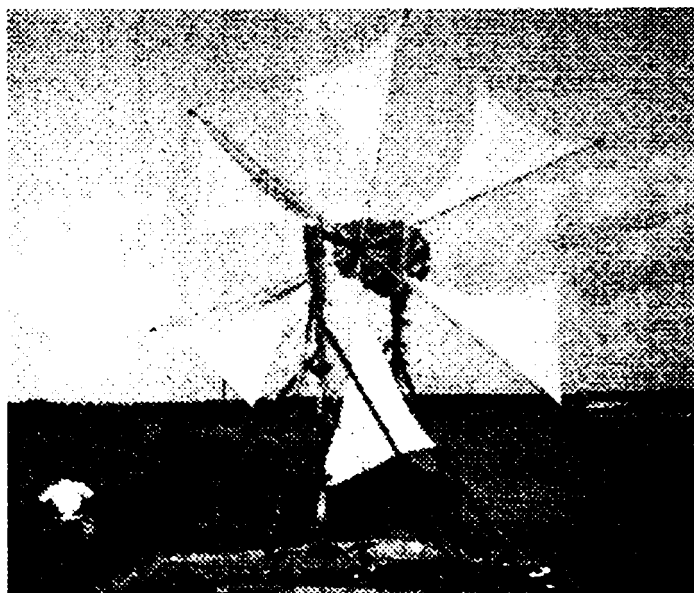


Fig. 3.12 Pompă eoliană pentru irigații cu rotor de tip "Cretan" cu vele și pompă tip elevator hidraulic cu racleți la un evaporator de sare în Sri Lanka [42 și 43]



Deci cerințele cheie pentru o pompă eoliană pentru irigație sunt:

- lipsa protecției automate la avarii în caz de furtună;
- posibilitatea efectuării operațiilor de întreținere și reparații cu efort minim;

caracteristici care conduc la o scădere considerabilă a costului de investiție.

De asemenea irigațiile impun un cost scăzut a apei, deoarece valoarea irigației se adaugă la costurile de producție a culturii respective. Astfel, costul apei pentru irigații trebuie să fie sub 10 cenți/m<sup>3</sup> sau chiar sub 5 cenți/m<sup>3</sup> și se referă la înălțimi de pompare mici, energia cerută crescând mult cu creșterea înălțimii de pompare.

În consecință se impune utilizarea unei pompe eoliene cu randament mare cu o construcție convențională pentru pompa cu piston, având diametrul pistonului cât mai mare pentru a obține o bună optimizare a sistemului. Diametrul pompei este invers proporțional cu rădăcina pătrată a înălțimii de pompare. De exemplu o pompă eoliană de 7,3 m keniană tip "Kijito" care în mod normal este utilizată la puțuri este dimensionată să funcționeze corespunzător la  $V=3,5$  m/s și are nevoie de o pompă de 76 mm la înălțimea de pompare de 100 m, de 114 m la înălțimea de 50 m (utilizări tipice pentru alimentările cu apă) dar de 254 mm la înălțimea de 12 m (limita probabilă superioară pentru irigații) și de 457 mm la înălțimea de 4 m care este obișnuit pentru irigații. Un sistem optimizat la viteze mai mari va avea nevoie de pompe cu diametru și mai mare. Pompe de acest fel nu sunt disponibile pe piață și oricum sunt scumpe și dificil de montat datorită gabariturii mare.

Pompele ieftine și simple indigene sunt folosite la irigații de obicei prin utilizarea unei pompe cu piston subdimensionat, (prețul acestora este redus dar reduce mult și randamentul și debitul livrat) sau sunt folosite elevatoare hidraulice (în China și Thailanda) care pot fi folosite tradițional pentru înălțimi mici de pompare și debite mari. În mod similar debite mari obținute cu metode tradiționale de pompare la înălțimi mici au fost realizate în Olanda cu ajutorul roților de moară (la morile de vânt tradiționale olandeze) sau cu pompe elicoidale (transportatoare hidraulice) la morile de vânt neorientabile pentru desecarea poldurilor mici. Dar cu toate acestea în practică nu există o turbină eoliană cu preț rezonabil și relativ eficientă pe piață pentru debite mari și înălțimi de pompare mici, deși au existat numeroase experimente în acest sens.

Dacă sunt necesare debite mari și sunt disponibile și sume suficiente pentru investiții (proiecte dezvoltate cu finanțare publică) atunci cea mai posibilă soluție tehnică, care să se apropie din punct de vedere a randamentului și a ieftinității de scopul propus, este un aerogenerator de coastă (amplasat chiar în apă) cu puterea de 6-16 m diametru). Cu energia electrică produsă se antrenează o electropompă, adaptată corespunzător, capabilă să livreze debitul și presiunea necesară utilizând o pompă centrifugă. Conform unui studiu aprofundat [45] un prototip de turbină eoliană cu diametrul de 32 m cu turbopompă ar costa 64.440 \$ (1977) iar la fabricarea unei serii de 500 unități costul ar fi de 18.995 \$. S-au analizat diferite scenarii pentru irigații și s-au anticipat performanțele sistemului. Se consideră aceleași costuri la sistemul eolian și la motopompă aceasta fiind o evaluare pesimistă în ce privește sistemul eolian. Pe această bază sistemul eolian de irigații a fost calculat pe o perioadă de 7 ani ținând

seama de economia de combustibil și cheltuielile de investiții. Pentru câmpiile înalte din Texas sunt necesare înălțimi de pompare relativ mari. Pentru 61 m, cheltuielile energetice pentru irigații reprezentau, în 1977, 40% din totalul consumul energetic rural.

La înălțimi de pompare mici, caz mai apropiat de necesitățile de irigații a țărilor în curs de dezvoltare, și așteaptă o amortizare mai rapidă, ceea ce mărește competitivitatea sistemului eolian față de sistemul electric sau cu combustibil care sunt mai scumpe. În plus nivelul tehnologic al turbinei eoliene de 50 kW a avansat rapid în ultimii ani și în mod curent sunt cele mai utilizate, la fermele eoliene (centrale aeroelectrice) construite în S.U.A. Fabricându-se în număr mare, rentabilitatea lor este în număr mare, rentabilitatea lor este printre cele mai bune în prezent. De aici se vede că obținerea utilizării unor turbine mari pentru a acționa pompe cu debite mari și presiuni mici poate fi mai rentabilă doar pentru un grup de ferme decât pentru o fermă mică. Proprietarul unei ferme mari sau asociația de coproprietari va suporta achiziția întreținerea și exploatarea. Funcționarea sistemului din punct de vedere financiar nu este diferită pe gravitație care sunt conduse de o autoritate care se ocupă doar de irigații, care vinde apa din canalele sale unor număr mare de ferme.

Încă nu există un studiu economic comparativ între sistemul de irigații cu aerogenerator de putere mare și sistemul cu mai multe pompe eoliene mici. Totuși se pot face unele remarci în legătură cu cele două sisteme.

Pompele eoliene mici pot fi și sunt cu mijloace locale fiind un mod important de a reduce importul - deși acest lucru interesează mai mult guvernul decât pe micul fermier - totuși ele tind să fie inefficiente și să aibă un comportament imprevizibil (în special datorită faptului că nu toți fermierii au un amplasament cu un potențial energetic eolian necesar). De exemplu în Sri Lanka s-au promovat pompe eoliene ieftine fabricate indigene ca să fie folosite de micii fermieri în Zona Uscată făcută de Secția de energia vântului a Consiliului de resurse de apă (aparținând Ministerului Pământurilor), cu ajutorul tehnic și financiar de la Ministerul de Dezvoltare și Cooperare din Olanda. Din observații rezultă că fiind vorba de o zonă vântoasă aceste pompe eoliene sunt oarecum mai economice, din punct de vedere al costului specific al apei estimat pe întregul ciclu de viață, decât motopompele care sunt mai mult utilizate, totuși în această apreciere intervin câteva presupuneri neverificate asupra duratei de viață și performanțele pe termen lung. Problema pentru fermieri este că rentabilitatea economică a pompei eoliene este nesigură și fermierul trebuie să obțină un împrumut pe 8 ani pentru a cumpăra o pompă de 1000 \$ (prea puțini fermieri au bani pentru acest scop și în general dețin mai mult pământ decât cel corespunzător pompei de această mărime). În contrast foarte mulți mici fermieri își permit totuși să cumpere o motopompă din banii obținuți dintr-o recoltă bună (cu aprox.300 \$) sau pot obține un mic împrumut de la Banca Agricolă cu dobândă mică.

Utilizarea unor turbine eoliene mari pentru irigații de către diverse autorități s-ar justifica probabil doar în locuri unde există deja o rețea canale de distribuție și rentabilitatea sistemului ar crește dacă ar fi disponibilă mai multă apă. În acest sistem apa ajunsă la capătul rețelei poate fi pompată înapoi la început sau pot fi exploatate terenuri mai înalte, care prin gravitație nu se pot iriga. În acest sistem, instalația mai

mare poate fi mai rentabilă pe suma investită, iar autoritatea centrală în domeniul irigațiilor poate organiza mai bine finanțarea din prețul pentru apa livrată eliberând fermierii de supravegherea și exploatarea sistemelor eoliene de pompare. Pe de altă parte, este puțin probabil ca turbinele mari și mai sofisticate care să fie mai corespunzătoare acestei metode de irigație, să fie fabricate local (cel puțin pe termen scurt și mediu) și efectul benefic de evitare a importurilor și de creare de locuri de muncă va fi pierdut. Plata în cazul importului nu se poate face eșalonat, din economiile realizate într-un timp mai îndelungat. Importul pentru țările în curs de dezvoltare se justifică numai în cazul existenței unor fonduri de ajutoare destinate acestui scop.

## Capitolul 4

### ANALIZA CRITICĂ A PIEȚEI ȘI CONCEPȚIEI AGREGATELOR EOLIENE

#### 4.1. PIAȚA MONDIALĂ DE POMPE EOLIENE

Piața totală de pompe eoliene este greu de evaluat cu exactitate. Producătorii cunoscuți oferă date estimative referitoare la nivelul producției și a vânzărilor. Totuși, se poate aprecia că numărul de pompe eoliene în lume, până în prezent este cel puțin 500.000 de unități și în realitate, probabil dublu. Rata anuală de producție pentru pompe pare să fie în jurul a 5000 de unități pe an, majoritatea acestora fiind produsă în Africa de Sud, Argentina, Australia și S.U.A. Dacă se consideră numărul de 750.000 de unități în funcțiune, în prezent și ipoteza că ele vor fi înlocuite tot cu pompe eoliene (și luând în considerare că există piețe potențiale noi în țările în care pompele eoliene nu au fost fabricate anterior) atunci luând o durată de viață medie pentru o pompă eoliană, de 20 ani, se poate aprecia plata potențială de înlocuire, la o medie de 37.500 de unități. (Se apreciază că în perioada actuală, tendința de a înlocui pompele eoliene cu motopompe a fost cel puțin oprită dacă nu inversată, căci în toate comunicările fabricanților iese în evidență o inversare a interesului chiar dacă aceasta încă nu se percepe direct în afaceri). În S.U.A. s-a înființat firma Wind Baron Corporation cu scopul precis de a fabrica pompe eoliene cu un capital social de 4,5 milioane \$, acest lucru indicând clar că există o creștere a pieței atât în S.U.A., cât și în alte țări ale lumii.

Președintele firmei Wind Barod Corporation, Richard K.Sutz crede că în secolul următor piața de pompe eoliene noi va ajunge la milioane de bucăți și piața mondială actuală se îndreaptă în acest moment spre 25.000 buc/an. Firma sa este capabilă să fabrice cam 1000 unități pe an începând din 1983 [46].

Desigur, mărimea acestei piețe este direct influențată de posibilitățile de fabricare. Dacă se vor putea elabora proiecte moderne la costuri reduse și publicul va putea fi convins de valoarea acestei tehnologii și piața va putea să fie enormă - pe de altă parte, dacă proiectele slab optimizate vor fi înlocuite cu dezvoltările noi și ieftine, care au marcat un progres slab în ultimii ani și care va continua și în anii următori, viitorul din punct de vedere a industriei va fi mult mai puțin promițător. Acest produs nu face apel la "înalta tehnologie" și nu poate atrage profesionalismul din industriile de vârf care să ajute în procesul de inovare, astfel industria pompelor eoliene trebuie să-și îmbunătățească cu forțe proprii posibilitățile inovatoare de cercetare-dezvoltare și eventual poate beneficia considerabil de sprijin guvernamental instituit special în acest scop.

## 4.2. SITUAȚIA ACTUALĂ A TEHNOLOGIEI POMPELOR EOLIENE [40]

Se estimează că pe plan mondial sunt în funcțiune circa 750.000 de pompe eoliene (comparativ cu peste 6 milioane în S.U.A. în anii 1920). Majoritatea dintre acestea sunt în Australia, Africa de Sud, în S.U.A. și Argentina se utilizează pentru alimentarea cu apă a locuințelor și fermelor. Producția mondială anuală a pompelor eoliene este incertă, dar este probabil mai mică de 5000 de unități pe an produse de circa 50 de fabricanți. Potențialul de vânzare a pieței în viitorul apropiat trebuie să fie între 20.000 până la 40.000 de unități cu condiția ca sistemele existente de pompare să fie înlocuite la expirare tot cu sisteme de pompare eoliene și nu cu alte sisteme energetice.

### 4.2.1. INDUSTRIA POMPELOR EOLIENE ÎN LUME

Pe baza datelor de performanță și preț obținute de la producătorii de pompe eoliene s-a întocmit tabelul 4.1 care reprezintă situația la nivelul anului 1982

Tabelul 4.1 vezi anexă

Recapitulația producătorilor de pompe eoliene repartizați pe țări este indicată în tabelul 4.2.

Tabelul 4.2

Repartiția fabricanților de pompe eoliene		
Țara	Numărul fabricanților cunoscuți	Vechimea în fabricație (ani)
Africa de Sud	3	1 recent, 2 x 20 <sup>+</sup>
Argentina	2 <sup>+</sup>	20 <sup>+</sup>
Australia	5	fiecare 20 <sup>-</sup>
Brazilia	1	recent
Canada	1 <sup>-</sup>	recent
China (Populară)	1 <sup>-</sup>	recent
China (Taiwan)	1	recent
Columbia	1	aproximativ 5
Danemarca	1	5 <sup>+</sup>
Filipine	2	recent și 10 <sup>+</sup>
Finlanda	1	recent
Franța	5	fiecare 20 <sup>-</sup>
Germania	2 <sup>+</sup>	recent și 20 <sup>-</sup>
India	6	fiecare recent
Kenya	1	recent
Marea Britanică	2	20 <sup>-</sup>
Noua Zeelandă	1 <sup>-</sup>	20 <sup>+</sup>
Olanda	2	recent și 20 <sup>+</sup>
Pakistan	1	recent
S.U.A.	8	4 recent, 4 x 20 <sup>+</sup>
Sri Lanka	1	recent
Thailanda	1 <sup>-</sup>	10 <sup>-</sup>
Zimbabwe	2	recent
TOTAL	51 <sup>+</sup>	



## 4.2.2. POMPE EOLIENE AUTONOME

### 4.2.2.1. Tipuri de pompe eoliene

Se pot defini cinci categorii de pompe eoliene. Categoriile nu sunt definite strict rigid dar ridică generic tipurile sistemului. Acestea sunt indicate în tabelul 4.1 prin literele A până la E și mai multe informații tehnice sunt indicate la capitolul 6.

#### A. Pompe de fermă tradiționale

Tipul de bază al acestui proiect a fost dezvoltat în perioada anilor 1880-1930 fiind utilizat și în zilele noastre cu mici modificări. Rotorul acestui tip se caracterizează prin soliditate mare, cuplu mare și pale multe. Mișcarea de rotație a rotorului este transformată în mișcare alternativă a pompei.

Instalațiile mai mici (cu diametrul rotorului sub 5 m) sunt în general prevăzute cu un reductor de turație (de exemplu Aermotor, Dempster, Climex, Comet și Southern Cross).

Instalațiile mai mari (de exemplu: Comet și Southern Cross) sunt cu antrenare directă, deoarece turația rotorului este în mod natural redusă. Construcția stâlpului constă din tronsoane din profile de oțel laminate și galvanizate asamblate prin șuruburi. Transmisia este inclusă într-o carcasă prevăzută cu baie de ulei.

Aceste instalații sunt foarte grele, având un consum mare de materiale și un montaj complicat, dar foarte fiabile, robuste și necesită o întreținere minimă (în mod uzual un schimb de ulei anual) (fig.4.1).

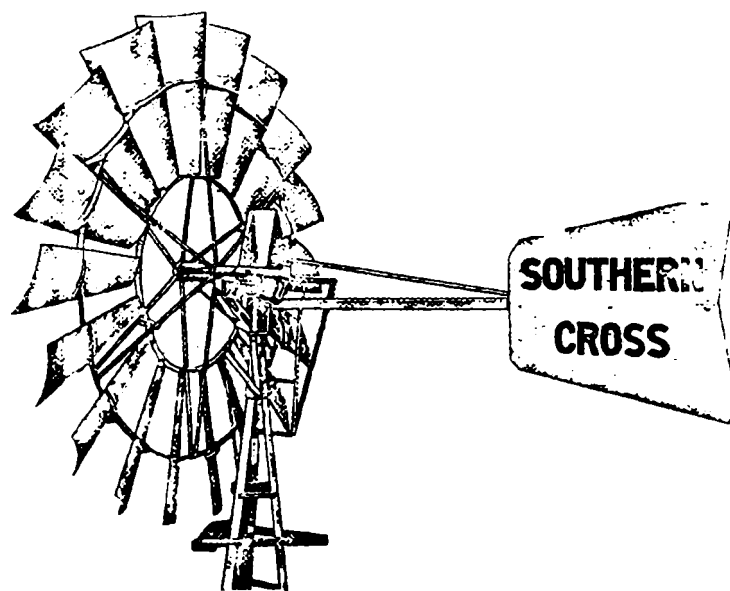


Fig.4.1. Pompa eoliană multipală Southern Cross de 7,62 m, proiect tradițional fabricat în Australia.

#### B. Pompe eoliene de fermă moderne cu masă redusă

La aceste pompe eoliene, conceptul de proiectare este similar pompelor eoliene tradiționale pentru ferme dar folosind tehnologii de fabricație moderne care permit utilizarea unor soluții particulare cum ar fi: subsansamble modulate sudate, com

tubulară în locul profilelor laminate, rulmenți (cu bile sau cu role) și ungere cu unsoare consistentă (etanșare 2 RS).

Instalațiile mai mari, cu diametrul rotorului peste 5 m, sunt foarte asemănătoare în concepție cu pompele eoliene tradiționale de fermă, dar sunt mult mai ușoare, mai ușor de asamblat și de ridicat. În general sunt compuse din piese prefabricate sudate și au o transmisie mult mai ușoară montată în vârful stâlpului (de exemplu tipurile: ITDG/ITP/Kigito/Merin, Windkraft, Climax No 18). Cu toate acestea ele au performanțe comparabile și chiar mai bune decât pompele tradiționale. De exemplu, tradiționalul tip "Southern Cross" australian de 7,6 m diametru cu stâlp de 12 m are masa de 3950 kg, pe când modernul "Kigito" kenian (dezvoltat cu ajutor englez) de 7,3 m diametru cu stâlp de 12 m are masa doar de 1100 kg. Simplitatea structurală care rezultă din construcția sudată modulară este pusă în evidență în fig.4.2 unde se observă rotorul în concepție modernă, îmbunătățit aerodinamic, care ar trebui să ducă la performanțe mai bune.

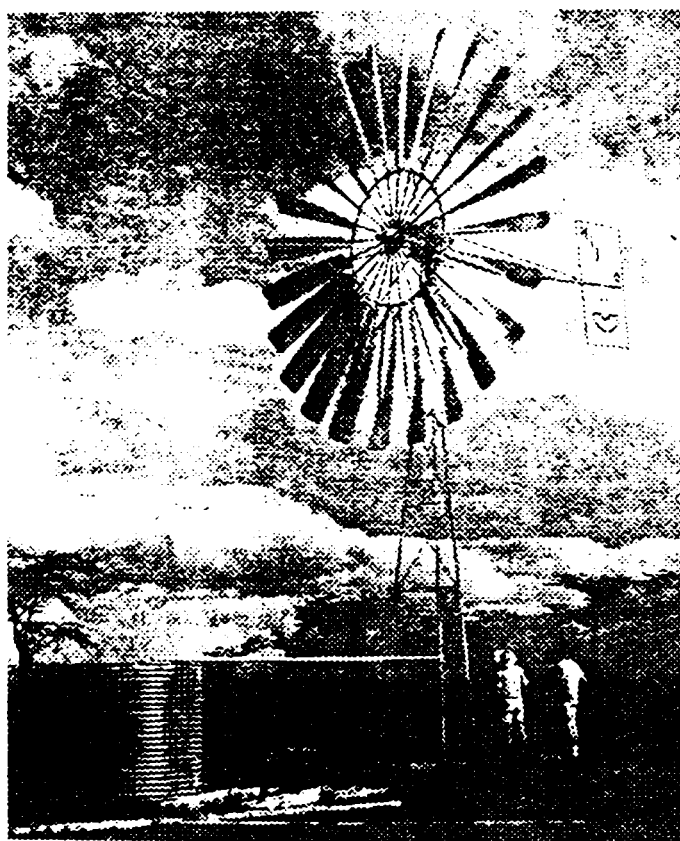


Fig. 4.2. Pompa eoliană cu rotorul de 7,3 m dezvoltată de I.T.Power Ltd. în cooperare cu Bobs Harryes Engineering Ltd. din Kenya

Nu au fost efectuate niciodată teste de funcționare comparative (în afară de probabile teste particulare individuale), deci orice îmbunătățire a performanțelor trebuie considerată doar potențială până când va fi demonstrată de un program corespunzător de încercări.

Sunt disponibile, de asemenea și un număr de pompe mici cu antrenare directă în construcție sudată din oțel. Ele sunt în general ușoare și suple de asamblat, dar nu se pretează la sarcini grele, la fel ca pompele mici de fermă tradiționale cu reductor, față de care ele au tendința de a funcționa la viteze mai mari de vânt iar cursa disponibilă a



tijeii pompei este mai mică (de exemplu tipurile Hayes, ORP/TOOL, SWD, Polenco, Poncelet). Aceste tipuri de pompe mici cu antrenare directă sunt construite în special în Europa, în Franța, unde vânturile sunt relativ bune, nevoile de pompare sunt relativ mici și cerințele de utilizare sunt modeste, de exemplu pentru adăpatul animalelor.

În această categorie mai intră o serie de proiecte comerciale lansate în producție în țările dezvoltate. Ele au fost duse până într-un stadiu de dezvoltare în care sunt funcționale, dar nu întotdeauna au fost și optimizate. De exemplu pompa multipală thailandeză Sanit scoate în evidență o eroare elementară de proiectare prin aceea că profilul palelor nu este curbat și suportii de pală sunt montați în partea de dos. Numai curbarea palelor și inversarea montării suportilor ar îmbunătăți performanțele probabil cu 50% fără costuri de fabricație suplimentare.

### C. Pompe eoliene ieftine

Toți fabricanții și-ar dori să producă pompe ieftine, dar modul cel mai ușor de a reduce dramatic costurile este de a construi pompa la fața locului, în ateliere locale, folosind pe cât posibil materiale disponibile pe plan local și ieftine după cum se vede în figura 3.10 și 3.11.

Mai multe mii de pompe eoliene au fost construite astfel la sfârșitul sec.XIX în S.U.A. și în China (Fig. 6.25). Astăzi câteva mii de astfel de pompe construite local sunt în funcțiune în Creta, Peru și Thailanda. Cele mai multe din aceste instalații sunt construite din lemn și din componente din oțel obișnuit; sunt folosite de asemenea palete de lemn și material textil.

Se apreciază că randamentul acestor tipuri de pompe eoliene este jumătate față de randamentul unei pompe tipice de fermă și necesită reglări și gresări frecvente. Dar devreme ce aceste instalații sunt utilizate la irigații și nu la alimentarea permanentă cu apă întreținerea, ungerea, reglarea și menținerea în funcțiune sunt la îndemână. Firește un număr de asemenea proiecte au fost dezvoltate și propuse fermierilor și în alte părți ale lumii în cadrul unor programe de ajutorare. Totuși, ele numai rareori au fost utilizate (de exemplu în Mali pompa eoliană Sahores fig.4.3).

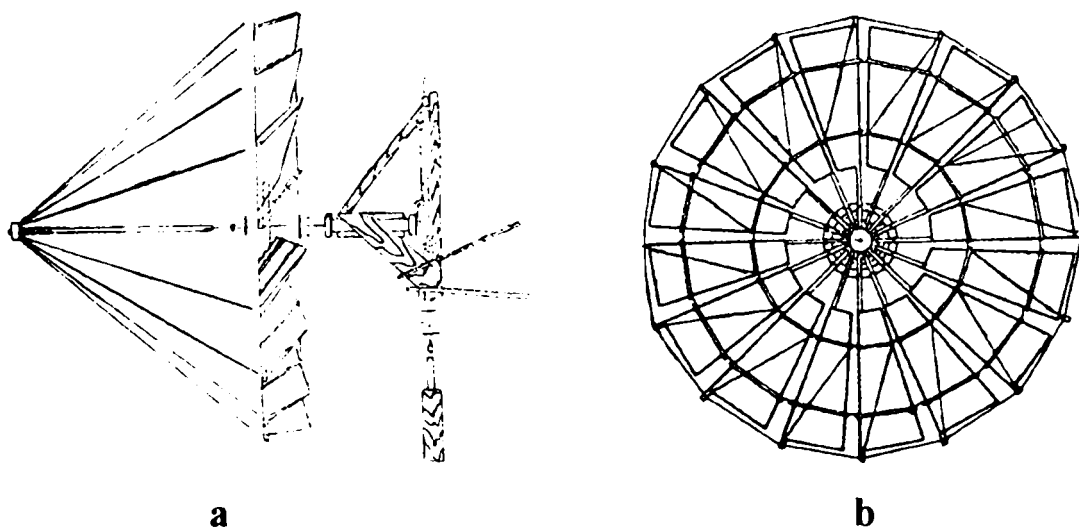


Fig.4.3. Rotorul pompei eoliene Sahores

a - vedere laterală, b - vedere frontală

Este important de subliniat că aceste pompe eoliene sunt ieftine, deoarece manopera și regia de fabricație sunt mai reduse decât la pompele comerciale. Aceste pompe sunt rudimentare deoarece ele nu pot îngloba tehnica modernă din cauza lipsei utilajelor de prelucrare performante și a profesionalismului. Ele au o pondere mică în producția comercială, deoarece sunt așa de rudimentare încât cheltuielile de transport depășesc cheltuielile de fabricație.

#### **D. Sisteme de pompare eoliene electrice**

Există o mare varietate de aerogeneratoare disponibile care pot fi utilizate pentru acționarea unui subsistem de pompare antrenat de un motor electric. În practică este esențială adaptarea corectă a componentelor, care este o problemă complexă. Căutarea unui motor electric și a unei pompe corespunzătoare unui aerogenerator existent pentru rezolvarea unei probleme date, în cele mai multe cazuri este o problemă dificilă. Cei mai mulți fabricanți de aerogeneratoare, au luat în considerare această problemă și oferă sisteme complete de pompare electrice cu aerogeneratoare.

Pompele eoliene electrice sunt în general superioare tehnologia pompelor eoliene tradiționale și răspândirea lor este mult mai limitată (cu toate aspectele negative ale acestei limitări). Ele prezintă mai multe dubii în ce privește fiabilitatea și durata de serviciu. În schimb ele prezintă numeroase avantaje, cel mai important este posibilitatea de a amplasa turbine departe de locul pompei, de exemplu în vârful dealului. Foarte des locul unde trebuie livrată apa (la înălțime) este un amplasament mai bun pentru montarea turbinei, decât în locul sursei de apă. Sistemele aeroelectrice de pompare sunt mai eficiente decât sistemele aeromecanice în special acolo unde sunt necesare cantități mari de apă la înălțimi de pompare mici și mijlocii, în special la pomparea apei de suprafață la un nivel mai mare.

#### **E. Pompe eoliene neconvenționale**

Tipurile menționate anterior, cuprind majoritatea sistemelor de pompare eoliene viabile. Există totuși un număr de soluții constructive care nu se pot încadra exact în nici una din cele patru tipuri menționate anterior. Cele mai multe sunt folosite pentru scopuri specializate și au un domeniu de utilizare limitat.

*Rotoarele Savonius* (fig. 6.28) sunt preferate pentru “proiecte studențești” de cercetare și dezvoltare. Era la modă prin anii 1970, ca rotoarele Savonius confecționate din butoaie metalice tăiate în două să fie utilizate în special în țările în curs de dezvoltare, unde această tehnologie presupunea a fi mai ieftină și mai simplă, dar în practică s-a dovedit că nici această tehnologie nu este la îndemână pentru confecționare locală. Mai mult, performanțele instalației erau foarte slabe în raport cu costul și complexitatea. Un alt dezavantaj major al rotorului Savonius și a mașinilor similare este că sunt foarte greu de protejat la supraturare și la distrugere în timpul furtunilor. Totuși câțiva fabricanți din timp în timp încearcă să comercializeze pompe eoliene cu rotor Savonius. Actualmente există o firmă în Finlanda, una în Brazilia și în S.U.A. Primele două firme oferă produse de o concepție relativ recentă care se caracterizează printr-o oarecare naivitate (performanțele pretinse de firma braziliană

par nesatisfăcătoare, fără utilizarea unor concepții inovatoare). Modelul american este destinat unei utilizări foarte specializate, pentru unități piscicole, pentru aerare și prevenirea gheții la suprafață.

*Pompa eoliană olandeză* grea și robustă pentru desecarea polderelor inundate. Se caracterizează printr-o înălțime de pompare mică de 1-2 m și este folosită cu succes pe scară largă în Olanda.

#### *Pompe eoliene de mică putere și soliditate mică*

Un număr mare de tipuri sunt comercializate în Europa pentru adăpatul animalelor. Performanțele acestora fiind foarte slabe, în țările în curs de dezvoltare, pentru debitele mici ce caracterizează aceste pompe, ar fi de preferat din punct de vedere al costului, utilizarea pompelor manuale.

#### *Pompă eoliană cu transmisie pneumatică*

Această concepție interesantă este comercializată de firma Bowjon - S.U.A. și este destinată utilizării specifice condițiilor țărilor în curs de dezvoltare. Avantajul principal este posibilitatea amplasării turbinei la distanță față de sursa de apă, asemănătoare pompei cu transmisie electrică, față de care este mai simplu și inerent mai ieftin de fabricat și întreținut. Se pune problema efectului din atmosferă asupra compresorului și motorului pneumatic (s-a dovedit că pe termen lung, filtrele nu sunt destul de eficiente).

#### **4.2.2.2. Analiza pompelor eoliene comerciale**

Pe baza unor informații amănunțite despre pompele eoliene disponibile în prezent s-a întocmit tabelul 4.1.

Pentru fiecare pompă sunt evidențiate următoarele caracteristici:

- denumirea firmei producătoare;
- tipul;
- țara de origine;
- diametrul rotorului;
- prețul curent (franco bord navă) defalcat, acolo unde a fost posibil, în prețul turnului și prețul capului (rotor+transmisie); pentru turn, a fost luată în considerare cea mai apropiată înălțime față de 10 m deși rotoarele mari ( $D > 6$  m) sunt de obicei disponibile cu turnuri cu înălțime mai mare. S-au utilizat ratele de schimb din anul 1982;
- masa;
- debitul la înălțimea de pompare dată și la viteza vântului dată. De remarcat că debitul este puternic dependent de viteza vântului;
- înălțimea maximă de pompare;
- costul specific în  $\$/m^2$  și în  $\$/kg$ .

În general datele fabricanților despre performanțe corespund unor înălțimi de pompare și de vânt diferite. În ideea de a obține un criteriu comun de comparație, toate pompele au fost reevaluate la o viteză de vânt standard de 14 km/h (3,9 m/s).

Trebuie evidențiat că această comparație este destul de grosolană, deoarece agregarea rotorului cu pompa nu a fost optimizată la fele la toate tipurile de pompe eoliene.

Pentru a optimiza corect un sistem sunt necesare multe calcule și acestea probabil nu se justifică, deoarece acuratețea datelor oferite de fabricanți e mai probabilă să fie redusă, iar aceste date să fie folosite doar ca un ghid orientativ asupra performanțelor.

După reevaluarea pompelor eoliene pentru cea mai probabilă viteză de vânt, s-au obținut următorii parametri:

- randamentul implicit al conversiei; acest lucru oferă indicații asupra credibilității curbelor de performanță oferite de fabricant, deoarece nici o pompă eoliană nu poate avea un randament mai mare de 30-40% la  $V_x=14$  km/h. Se poate vedea că majoritatea datelor sunt credibile;
- debitul volumic specific în 24 h la  $V_x=14$  km/h;
- producția specifică de energie în 24 h la  $V_x=14$  km/h;
- investiția specifică care este raportul dintre prețul de investiție și producția specifică de energie în kJ care indică investiția necesară pentru a obține o anumită producție hidrolică dată;
- investiția specifică s-a mai calculat și pentru un randament al puterii de 20%.

Investiția specifică este un parametru interesant deoarece a fost calculat într-un mod similar cu acela utilizat la pompele solare din cadrul proiectului global ONU GLO/78/004 și GLO/80/003 "Sisteme de pompare solare de putere mică" întocmită de către Departamentul de Energie a Băncii Mondiale. Din acest proiect reiese că pompele solare de mică putere sunt în mod potențial capabile să atingă prețuri și randamente pentru care într-o zi solară standard de  $5 \text{ kWh/m}^2$  iradiere solară investiția specifică va fi de  $2 \text{ \$/kJ}$  pe zi. Producția de masă ar putea probabil să micșoreze aceasta la  $1 \text{ \$/kJ}$  pe zi în viitor. Multe pompe eoliene, oricât de ineficiente ar părea unele dintre ele și chiar fabricate în cantități mici par să atingă o investiție specifică de ordinul  $0,2 - 0,5 \text{ \$/kJ}$  pe zi. Dificultatea în compararea celor două sisteme rezidă în faptul că zona standard pentru vânt este aleasă arbitrar și acest lucru se reflectă în rezultatele obținute. Totuși la o viteză de vânt de  $14 \text{ km/h}$  este foarte probabil să apară cel puțin în regiunile aride tot atât de des și o iradiere solară de  $6 \text{ kWh/m}^2$ .

#### 4.2.2.3. Rezumarea caracteristicilor pompelor eoliene comerciale

Rezultatele din tabelul 4.1 sunt reprezentate în figurile 4.4 până la 4.7. Este interesant de notat că cele mai multe țări cu industrie dezvoltată dispun de proiecte depășite (multe din ele reprezentând proiecte supraviețuite din era electrificării prerurale anilor 1930). În schimb cei mai mulți fabricanți din țările în curs de dezvoltare sunt abia la începutul producției și nu dispun de un produs profitabil și matur pe deplin finalizat.

Tabloul general este cel a unei combinații între o industrie cu produse depășite datând de obicei dinainte de 1930 sau mai devreme pe de altă parte, iar de cealaltă parte un număr de noi fabricanți cu produse încă imature și netestate. Nu este cu

adevărat nici un produs modern care să aibă să zicem 10 ani de funcționare fiabilă, iar acest lucru se datorează absenței totale a interesului în dezvoltarea acestei tehnologii în cele două decenii care au precedat criza petrolului de la mijlocul anilor 1970. În consecință proiectele vechi par să fie destul de fiabile dar sunt grele și costisitor de transportat, având și o asamblare complicată, devreme ce asupra produselor noi nu se poate afirma cu siguranță că vor fi în stare să funcționeze în mod fiabil 10 sau 20 de ani.

Devreme ce costurile convertite în \$ au o doză de nerealism datorată ratei de schimb fluctuante, acest lucru nu reflectă întotdeauna "costurile reale" din diferite țări, așa că sunt indicate și țările de origine a diferitelor tipuri de utilaje pentru a se putea vedea clar țările care dispun de costuri reduse. Așa vom vedea că anumite instalații sunt mai ieftine decât altele doar pentru că sunt fabricate în țări unde oțelul este foarte ieftin (și invers).

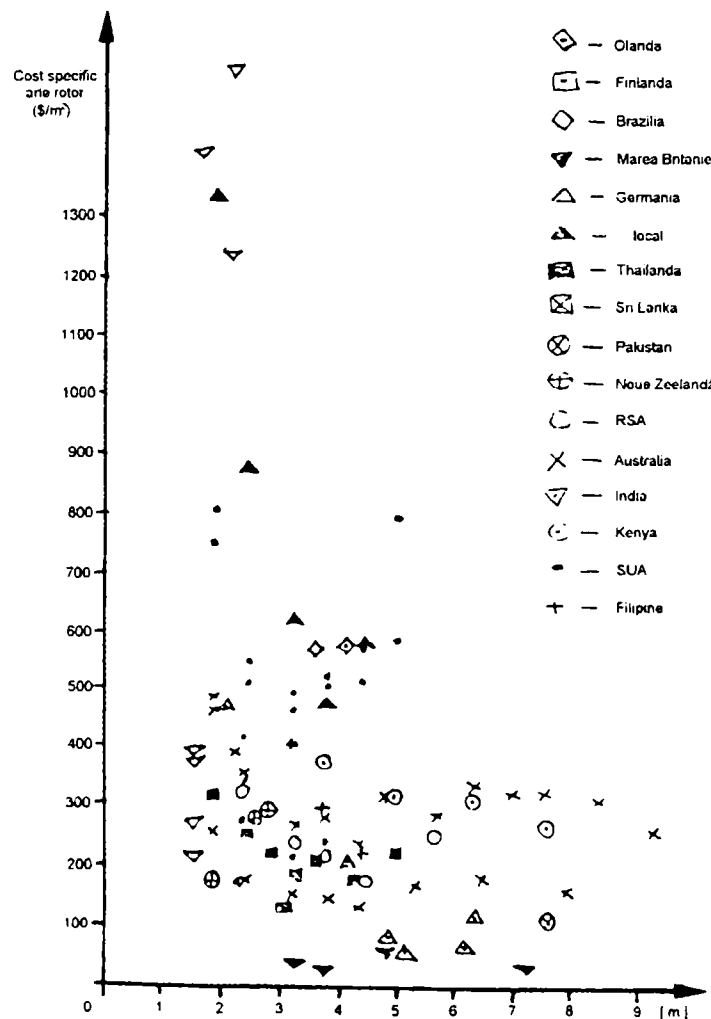


Fig.4.4. Costul specific al ariei rotorului în funcție de diametrul rotorului.

Fig.4.4 arată că costul per  $m^2$  de rotor este relativ, independent de mărimea instalației (sau de diametru) și mai arată că mașinile americane și europene sunt inerent mai scumpe (cu o variație largă a prețului unitar) în comparație cu cele australiene și asiatice. Acest lucru reflectă probabil costurile de fabricație mai ridicate în America de Nord și Europa combinat cu prețurile mai mari pe care aceste piețe le suportă.

Se observă că pompele eoliene americane multipale au inevitabil un cost minim în jur de 130 - 200 \$/m<sup>2</sup>, iar prețurile celorlalte pompe sunt în prezent situate la un preț de 150 - 600 \$/m<sup>2</sup> pentru mașinile mici și la 150 - 350 \$/m<sup>2</sup> pentru mașinile mari. Această diferență nu se datorează neapărat costului de fabricație mai scăzut, ci mai ales faptului că sunt fabricate în țări cu costuri mai reduse în general. Dacă mașinile mari ar fi fabricate în S.U.A., de exemplu, s-ar putea ca prețul lor specific să fie tot de 340 - 600 \$/m<sup>2</sup>.

Câteva proiecte indiene și câteva proiecte fabricate local ar putea să fie foarte ieftine ca și cost în domeniul 25 - 100 \$/m<sup>2</sup>. Acest lucru se datorează parțial faptului că soliditatea lor este sub standardele de rezistență și durabilitate a pompelor tradiționale, de asemenea ele sunt amplasate de regulă pe turnuri mai mici de 10 m, mărime considerată ca normă pentru pompele fabricate industrial. Cele mai multe sunt folosite pentru irigații unde este posibilă o întreținere continuă iar fiabilitatea nu este nevoie să fie foarte ridicată.

Fig.4.5 arată relația între masa (greutate) și mărimea rotorului pentru diferite pompe eoliene. Într-o anumită măsură aceasta este o expunere a cerințelor tehnice pentru a realiza rezistența necesară pentru o mărime dată de pompă eoliană.

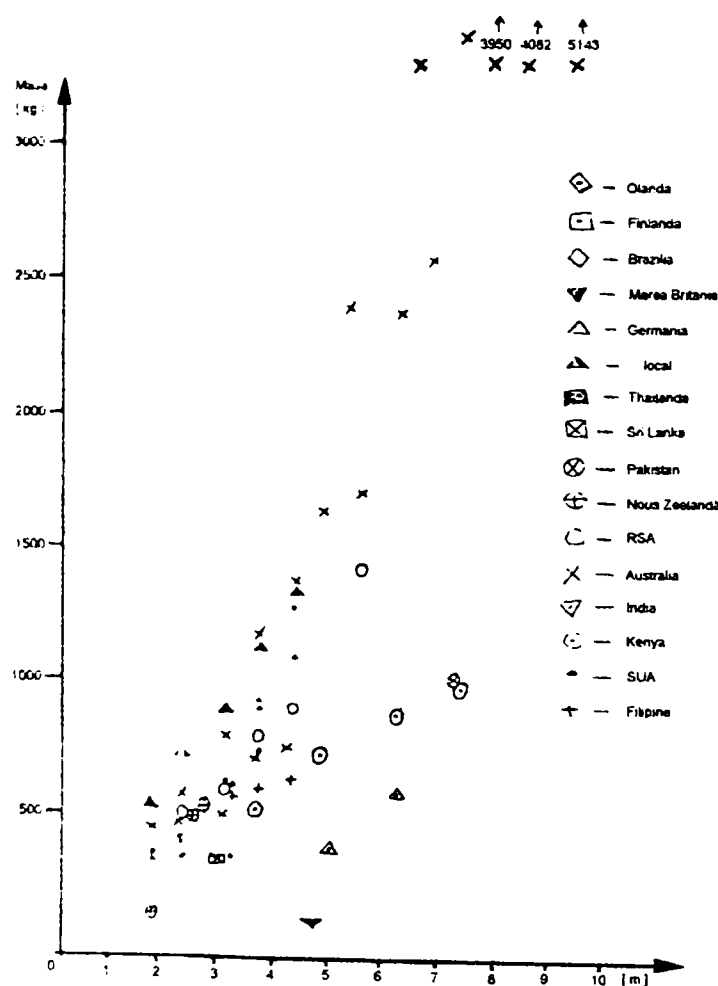


Fig.4.5. Masa pompei eoliene în funcție de diametrul rotorului.

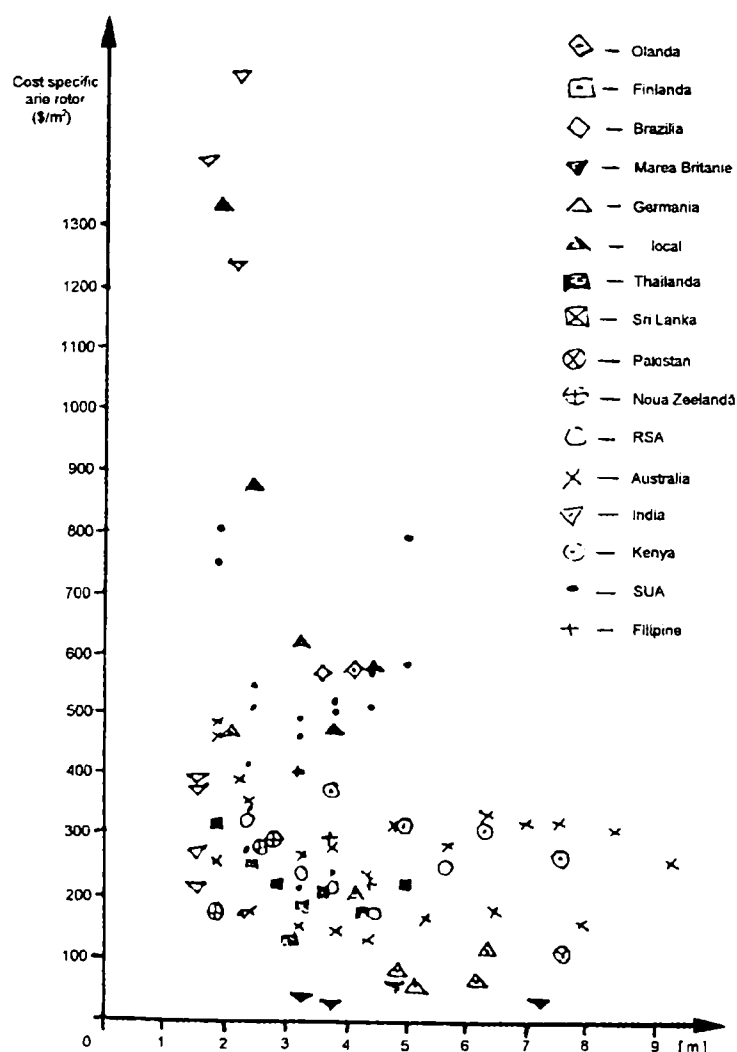


Fig.4.6. Costul specific al masei în funcție de diametrul rotorului pentru pompele eoliene.

Sistemele tradiționale din anii 1930 sau chiar mai timpurii sunt sensibil mai grele decât proiectele moderne. Graficul următor din figura 4.6 a costului per kg este interesant deoarece este o măsură a limitelor costurilor maxime și evidențiază de asemenea și variațiile regionale. Instalațiile australiene, în particular tipul Southern Cross, au “costuri specifice de masă” mai mici deoarece prețurile la oțel în Australia sunt foarte scăzute, iar instalațiile sunt în producție de mulți ani (deci costurile pentru dezvoltare au fost împărțite pe o perioadă mare de timp), iar volumul producției este printre cele mai mari - Southern Cross este aproape sigur conducătorul pieței internaționale, împreună cu produsele Dempster și Aeromotor din S.U.A.

Pentru comparație prețul specific pentru mașini produse în masă în Anglia este de trei ori mai mare decât costul materialului brut, care este pe undeva la 1500 Ț/t respectiv 2600 \$/t. Cu alte cuvinte într-o estimare aproximativă prețul unei pompe eoliene dezvoltate ce un produs matur, ar trebui să fie în jur de 2,6 Ț/t pe piața mondială, dar cele mai multe pompe eoliene disponibile în mod curent se situează pe la dublul acestui preț, doar Southern Cross este mai ieftin. Se mai poate observa că pompele keniene sunt foarte scumpe per tonă, deoarece în economia keniană costul oțelului este ridicat, iar producția este de serie mică cu cheltuieli de regie mari. Totuși masa mică a pompelor eoliene keniene le face competitive din punct de vedere a

costului  $\$/m^2$  de arie a rotorului. Pompele eoliene mici cu  $D=3$  m după proiect olandez produse în Sri Lanka au un cost specific scăzut (cam 2,5  $\$/kg$ ), iar pentru mărimile lor sunt destul de ușoare, fiind proiecte moderne, astfel costul per  $m^2$  este foarte scăzut, în jur de 130  $\$/m^2$ .

Fig.4.7 reprezintă costul eficacității diferitelor sisteme, cel puțin în termen de cost primar.

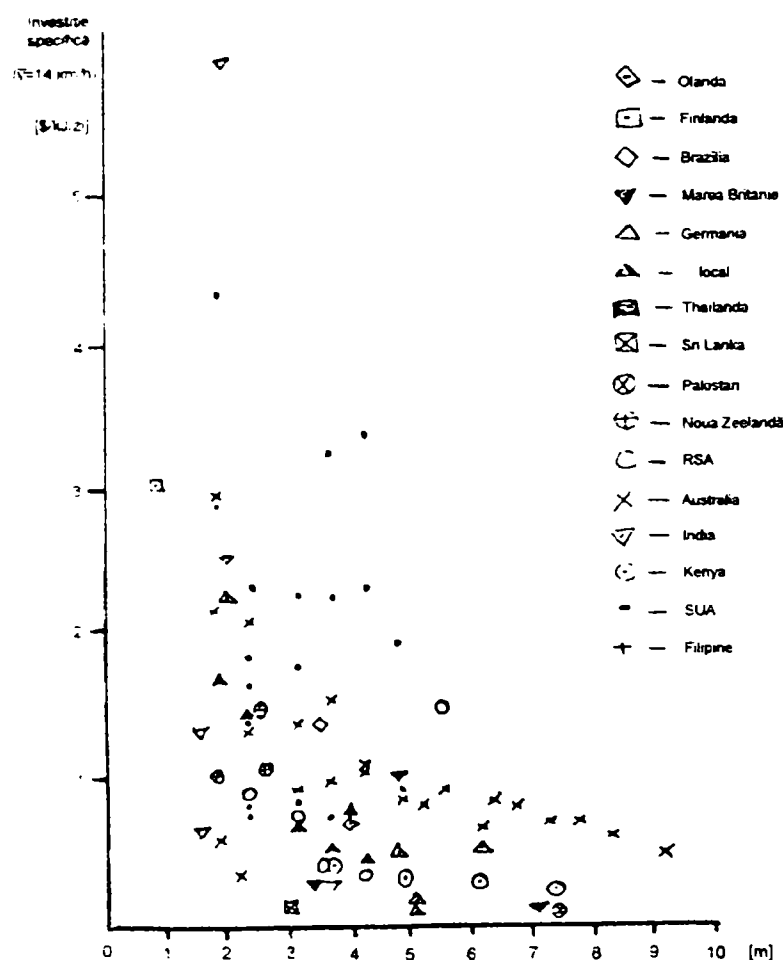


Fig.4.7. Investiția specifică pentru  $V=14$  km/h în funcție de diametrul rotorului pompei eoliene.

Aici proiectele moderne ies foarte bine în evidență datorită randamentului lor ridicat (rezultat în urma proiectării științifice a rotorului) împreună cu greutatea lor mică (rezultat în urma proiectării științifice de rezistență a structurii). Rămâne de demonstrat aportul științei în obținerea costurilor reduse de eficacitate reală în funcție de durata de viață și costurile de revenire care ar trebui să fie suficient de scăzute. Chiar și așa majoritatea produselor au un cost specific sub 1 $\$/kJ/zi$  iar câteva sunt în domeniul de 20-40 cenți.

#### 4.2.3. AGREGATE DE POMPARE ASISTATE DE VÂNT

Sistemele de pompare eoliene tratate până la acest capitol funcționează în regim autonom, debitul pompat fiind condiționat de regimul vânturilor caracteristic amplasamentului. Pentru mărirea disponibilității se pot folosi bazine de acumulare a



apei astfel dimensionate încât să asigure necesarul de apă în perioadele fără vânt. Totuși aceste sisteme de pompare nu pot asigura o disponibilitate de 100% necesară în unele utilizări (irigații, ferme zootehnice, etc.).

În asemenea situații în zonele izolate, fără rețea de curent, se utilizează motopompele. Pentru reducerea consumului de combustibil s-au dezvoltat sisteme de pompare cu motopompe asistate (ajutate) de vânt. La aceste sisteme energia de antrenare pentru pompă este asigurată de la două surse prin însumare. Sarcina motorului este reglată în așa fel încât suma celor două energii să rămână constantă indiferent de valoarea vitezei vântului.

În zonele cu rețea electrică, sistemele de pompare asistate de vânt contribuie la reducerea consumului de energie electrică.

Aceste tipuri de agregate de pompare deocamdată n-au ajuns la faza comercială, se cunosc doar realizări în fază de model experimental și pilot experimental, care se vor analiza la capitolul 13.

### **4.3. VIABILITATEA ECONOMICĂ A AGREGATELOR EOLIENE**

#### **4.3.1. DOMENII DE UTILIZARE ȘI COMPARAREA CU ALTE SOLUȚII**

Costul unitar al apei livrate de un sistem de pompare este factorul principal care determină ce sistem de pompare să folosim în funcție de necesități și localizare. El este de asemenea măsura potențialului ulterior de utilizare a unei anumite tehnologii de pompare, deoarece, dacă nu este viabilă din punct de vedere economic ea va fi refuzată de consumator.

Există trei tipuri principale de utilizare a apei pompate (punctul 3.3).

- 1) Irigații în agricultură
- 2) Alimentări cu apă în mediul rural
- 3) Adăpatul animalelor

*La irigații* cererea de apă este caracterizată printr-o variație foarte mare de la o lună la alta. Sistemul de pompare trebuie dimensionat astfel încât să poată asigura cererile acoperitoare de apă din lunile critice. Așa cum se va arăta ulterior acest lucru are un efect drastic din punct de vedere economic asupra pompelor eoliene și solare. De asemenea este important să dispunem de apă "la cerere" astfel că apa să fie distribuită pe câmp atunci când este cerută. Aceasta înseamnă că probabil va fi necesar să se includă un rezervor de stocare în sistemul de pompare pentru rezolvarea problemei în perioada de calm. Apa pentru irigații are o valoare mică deoarece costul alimentării cu apă pentru irigații trebuie să fie mai mic decât valoarea surplusului de recoltă care poate fi obținut pe această cale.

*Apa potabilă în mediul rural (și pentru animale)* este caracterizată printr-o cerere constantă de la o lună la alta și este mult mai recomandată ca această utilitate să

fie rezolvată cu sisteme care-și obțin energia dintr-o sursă difuză cum ar fi soarele sau vântul. Apa potabilă are o valoare mai mare dar și aici trebuie asigurată apa la cerere care este un fenomen mai critic implicând și în acest caz utilizarea unui rezervor de stocare. Pompele eoliene au fost utilizate în trecut pe scară largă pentru adăpatul animalelor ceea ce înseamnă că au fost considerate viabile economic de mulți utilizatori.

Pentru realizarea acestor sarcini, pompele eoliene sunt în competiție cu următoarele tipuri principale de dispozitive de pompare:

- acționare manuală
- acționare animală
- motopompe
- pompe solare.

Primele două sunt metode tradiționale, dar utilizatorii mai prosperi își pot permite utilizarea pompelor cu acționare mecanică. Pompele solare reprezintă probabil tehnologia cu care se vor compara pompele eoliene.

În continuare vor fi comparate din punct de vedere economic următoarele pompe:

- pompe eoliene
- motopompe (Diesel)
- pompe solare.

#### 4.3.2. MODELUL ECONOMIC

O interpretare riguroasă pentru compararea din punct de vedere economic a diferitelor dispozitive de pompare, presupune luarea în considerare a întregului sistem de alimentare cu apă. Aceasta presupune luarea în considerare și a costului sistemului de distribuție și a puțului. În acest fel se poate calcula valoarea reală a costului apei.

Un asemenea model este prea complicat pentru acest studiu; pentru simplificare, se va lua în considerare un cost parțial al apei pompate datorat sistemului de pompare în sine.

Sunt mulți factori care influențează costul apei într-un sistem de pompare și nu este posibil să se țină cont de ei simultan, de aceea s-a definit un model de bază și apoi printr-o analiză precisă au fost examinate și definite efectele schimbării diferiților parametri. Au fost trei modele simple pe calculator câte unul pentru fiecare dispozitiv. Etapele de calcul pentru fiecare model sunt:

1. Se calculează necesarul de energie a sistemului pentru un necesar zilnic de apă dat și pentru o adâncime dată a puțului. Acestea sunt utilizate pentru determinarea mărimii dispozitivului de pompare.

2. Se calculează investiția totală compusă din:

- a) costuri fixe pentru pregătirea amplasamentului și pentru transport;
- b) costul de investiție pentru sursa de putere (motor Diesel, celule solare, sau rotor și stâlp)
- c) costul investiției pentru pompă.

3. Se calculează costul întreținerii exploatării și înlocuirilor pompei sau a sursei de putere la intervalele specificate de fabricant. Toate aceste costuri sunt reactualizate pe durata ciclului de viață.

4. Costul specific al apei, se calculează împărțind echivalentul anual al cheltuielilor pe durata de viață la cantitatea de apă pompată într-un an.

### 4.3.3. MODELE DE REFERINȚĂ

Parametrii tehnici pentru fiecare pompă și parametrii economici generali utilizați pentru cele trei sisteme de pompare sunt date după cum urmează:

#### Pompa eoliană

Viteza vântului de amorsare	2,5 m/s
Viteza vântului nominală	10 m/s
Viteza vântului de protecție	12,5 m/s
Eficiența la viteza vântului nominală	9%
Durata de viață (rotor+stâlp)	30 ani
Perioada de înlocuire a pompei	10 ani

#### Pompa solară

Randamentul total al sistemului	5%
Durata de viață - panouri fotovoltaice	15 ani
- motor+pompă	5 ani

#### Motopompă

Randamentul total al sistemului	9%
Durata de viață - motor Diesel	5 ani
- pompa	5 ani
Puterea nominală la arborele motorului	2,5 kW

#### Parametrii economici

Rata de amortizare	10%
Perioada de analiză	30 ani

Toate ratele de devalorizare și amortizare sunt exprimate în termen reali relativ la inflația totală.

Costurile au fost obținute de la producători pe baza ofertelor. Costurile caracteristice ale pompelor eoliene sunt reprezentate în fig.4.4.

Considerând o valoare medie de 250 \$/m<sup>2</sup> pentru pompa eoliană și 15‰ pentru instalare, rezultă 290 \$/m<sup>2</sup> rotor. Costurile de înlocuire pentru pompă sunt evaluate la 30 \$/m<sup>2</sup> (Notă: luând în calcul un cost specific constant pentru pompele eoliene, mașinile mici nu costă proporțional mai puțin decât cele mari).

Pentru motopompe și pompe solare costurile de investiții au fost obținute tot pe baza ofertelor de preț. Mai jos sunt redată costurile de întreținere și exploatare:

Panou de celule fotovoltaice instalată	16 \$/W (1982)
--	----------------

Panou de celule fotovoltaice instalată	8 \$/W (1990)
Pompă solară, cost motor/pompă	230 \$ + 0,7 x debit max.
Întreținere pompă solară	50 \$/an
Cost motor Diesel + instalare	600 \$/kW
Cost pompă pentru motopompă	115 \$ + 0,35 x debit hidraulic
Cost întreținere motopompă	200 \$/an
Cost motorină	0,38 \$/l
Rata inflației motorină	3,5%
Cost întreținere pompă eoliană	50 \$/an

Rezultatele studiului pe modele de bază sunt reprezentate în fig.4.8.

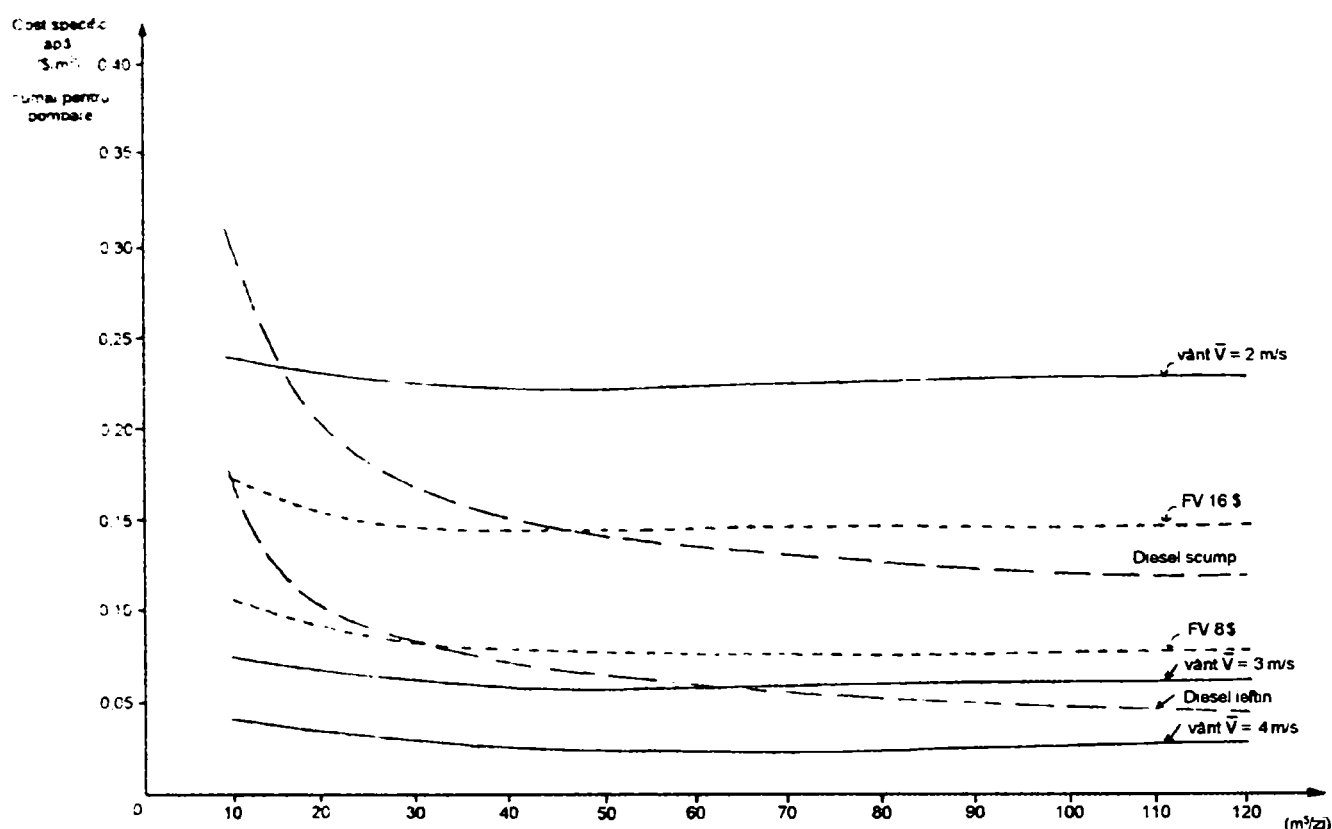


Fig.4.8. Costuri specifice în funcție de cererea de apă zilnică

Costul specific al apei în \$/m<sup>3</sup> este calculat pentru diverse valori medii a consumului zilnic considerând o înălțime de pompare de 20 m.

Sunt luate în considerare următoarele cazuri:

- |  |   |
|--|---|
| a) Viteza vântului medie lunară în amplasament de    | 2 m/s   |
| b) Viteza vântului medie lunară în amplasament de    | 3 m/s   |
| c) Viteza vântului medie lunară în amplasament de    | 4 m/s   |
| d) Pompe solare cu panouri de celule fotovoltaice de | 16 \$/W   |
| e) Pompe solare cu panouri de celule fotovoltaice de | 8 \$/W  |
| f) Motopompe, combustibil de                         | 0,38 \$/l   |
| g) Motopompe, combustibil de                         | 0,76 \$/l, cu un cost anual de întreținere de 400 \$/an, randament 6% și durată de viață pentru motorul Diesel 5 ani. |

Cazurile f și g se referă la motopompe în varianta cea mai optimistă și pesimistă. Pentru motopompe în cazul datelor care privesc costul de exploatare și câmpul de randamente nu există date de încredere. În consecință am ales aceste două cazuri extreme ca să putem fixa un domeniu de condiții extreme.

Pentru calculul datelor din fig.4.8, se presupune că cererea de apă este constantă în fiecare zi, deci aceste rezultate nu se pot aplica cererii de apă pentru irigații. Atât pompele solare cât și cele eoliene sunt dimensionate ca să furnizeze cererea momentană de apă în lunile cu cea mai scăzută insolare sau cea mai scăzută medie a vântului (Aceasta corespunde la  $4,2 \text{ kW/m}^2$  pentru pompele solare). Analizând figura 4.8 se pot constata următoarele:

- Pentru pompele solare și eoliene nu există nici o schimbare în privința costului pentru cereri de apă mai mari de  $40 \text{ m}^3/\text{zi}$  în timp ce pentru motopompe apar economii proporționale până la  $100 \text{ m}^3/\text{zi}$ .
- Pompele eoliene în amplasamente cu viteza medie lunară a vântului mai mare de  $3 \text{ m/s}$  sunt mai economice decât pompele solare actuale sau motopompele pentru cazul pesimist.
- Chiar dacă costul panourilor fotovoltaice se va reduce în viitor, pompele eoliene vor fi mai ieftine la aceeași înălțime de pompare și la viteza medie lunară a vântului mai mare de  $3 \text{ m/s}$ . Dacă se face comparație cu motopompele pentru cazul optimist, pompa eoliană este mai economică la cereri de apă până la  $60 \text{ m}^3/\text{zi}$ .
- Pentru viteza medie lunară a vântului până la  $2 \text{ m/s}$  pompa eoliană nu este competitivă cu celelalte sisteme.
- La viteza medie lunară a vântului mai mare de  $4 \text{ m/s}$  pompa eoliană este cea mai ieftină opțiune.

Dacă pompele sunt utilizate pentru irigație, trebuie luate în considerare variațiile lunare de cerere de apă. În acest caz pompa eoliană sau pompa solară trebuie dimensionată astfel încât să satisfacă cererile de apă în lunile critice. În acest caz este convenabil să definim un coeficient de cerere critic de apă pentru irigații. Acesta este raportul între cererea medie zilnică de apă în luna critică și cererea medie zilnică pe întregul an. De exemplu dacă coeficientul de cerere critic este 2 atunci cererea de apă în luna critică este de două ori mai mare decât cererea medie anuală. Figura 4.9 reprezintă influența coeficientului de cerere critic asupra costului apei de la pompele eoliene și solare.

Viteza medie a vântului este considerată ca fiind cea din luna critică, iar panourile fotovoltaice sunt dimensionate pentru insolarea lunii critice de  $4,2 \text{ kW/m}^2$ . Costurile din figura 4.9 se referă la o cerere zilnică de  $60 \text{ m}^3$  și o înălțime de pompare de  $20 \text{ m}$ . Se poate observa că coeficientul de cerere critic nu influențează costul apei motopompelor, dar pentru pompele solare și eoliene costul unitar al apei crește proporțional cu coeficientul de cerere critic.

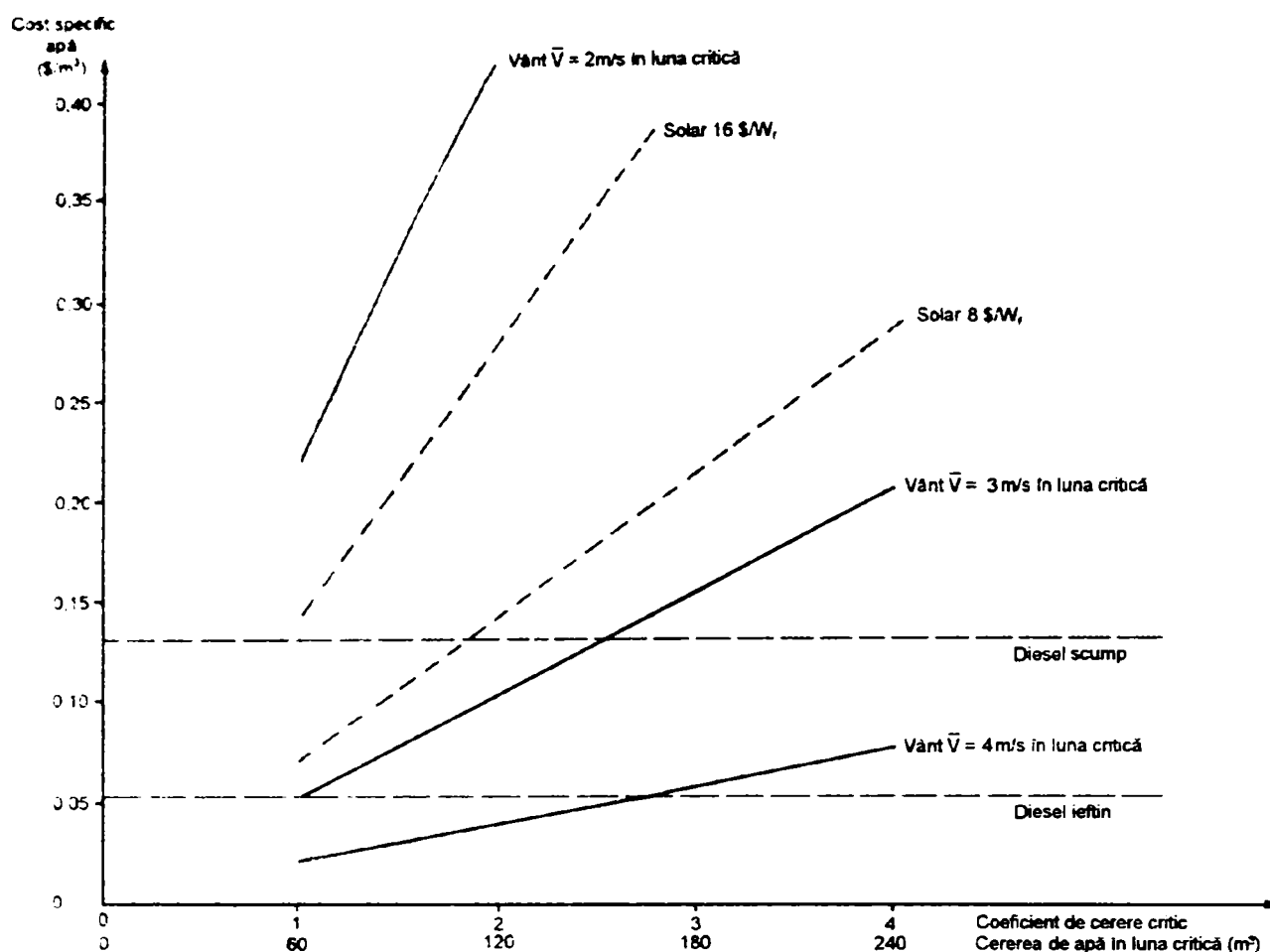


Fig. 4.9. Costuri specifice pentru apă la irigații

#### 4.3.4. ANALIZA INFLUENȚELOR

Este important de arătat influența diferiților factori din modelul de bază, asupra costului specific al apei. Influența unor parametri cum ar fi: costul combustibilului și costul panourilor fotovoltaice au fost deja studiate, dar este necesar un studiu mai amănunțit înainte de a trage concluziile finale ale acestui studiu economic. În cele ce urmează sunt arătate rezultatele obținute prin analiza influențelor. Baza de referință pentru cererea de apă s-a considerat a fi de  $60 \text{ m}^3/\text{zi}$  la înălțimea de pompare de 20 m. Rezultatele sunt prezentate în figurile 4.10 până la 4.16.

Analizând diagramele se constată următoarele:

Factorii minori, care au un efect mic asupra costului apei sunt:

- Cheltuielile de investiție a motoarelor Diesel în domeniul 500\$/kW la 700 \$/kW.
- Variațiile cheltuielilor de întreținere de  $\pm 100\%$  față de modelul de referință.
- Durata de viață a pompei dacă este mai mare de 5 ani.
- Rata amortizării pentru motopompe.
- Durata de studiu dacă este mai mare de 20 de ani.

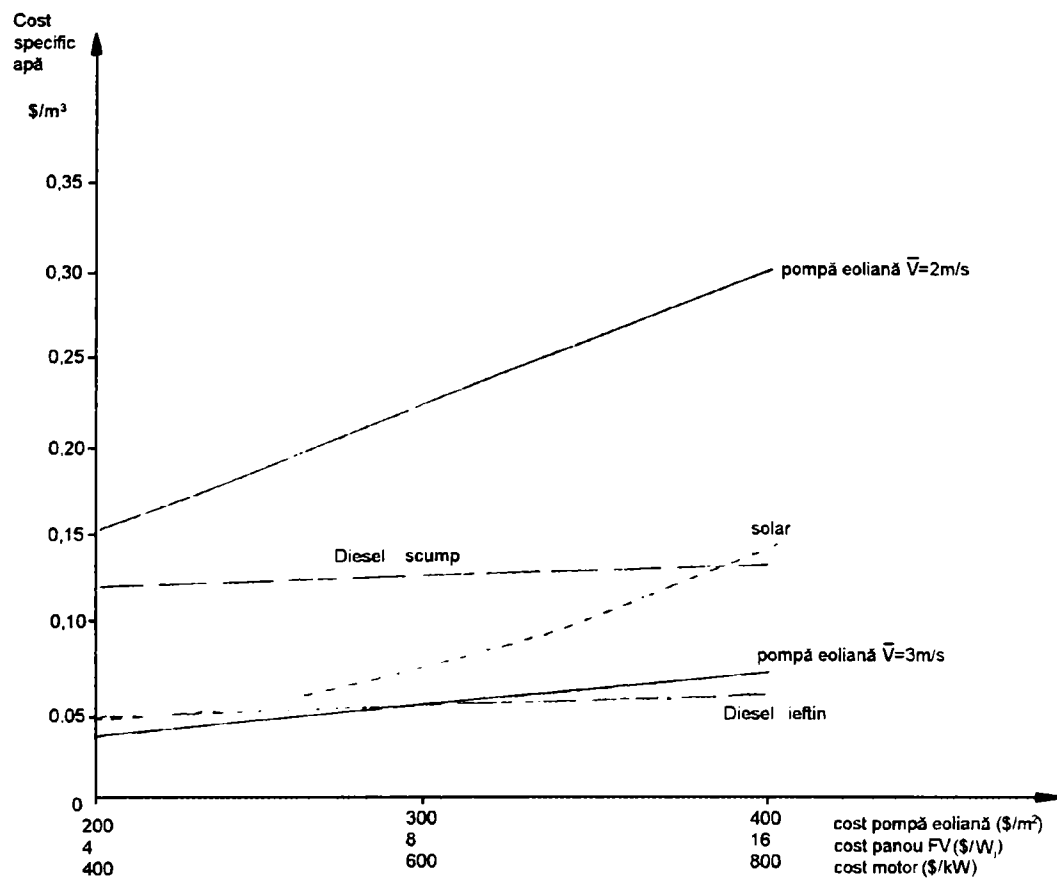


Fig.4.10. Influența costurilor de investiție ale pompei

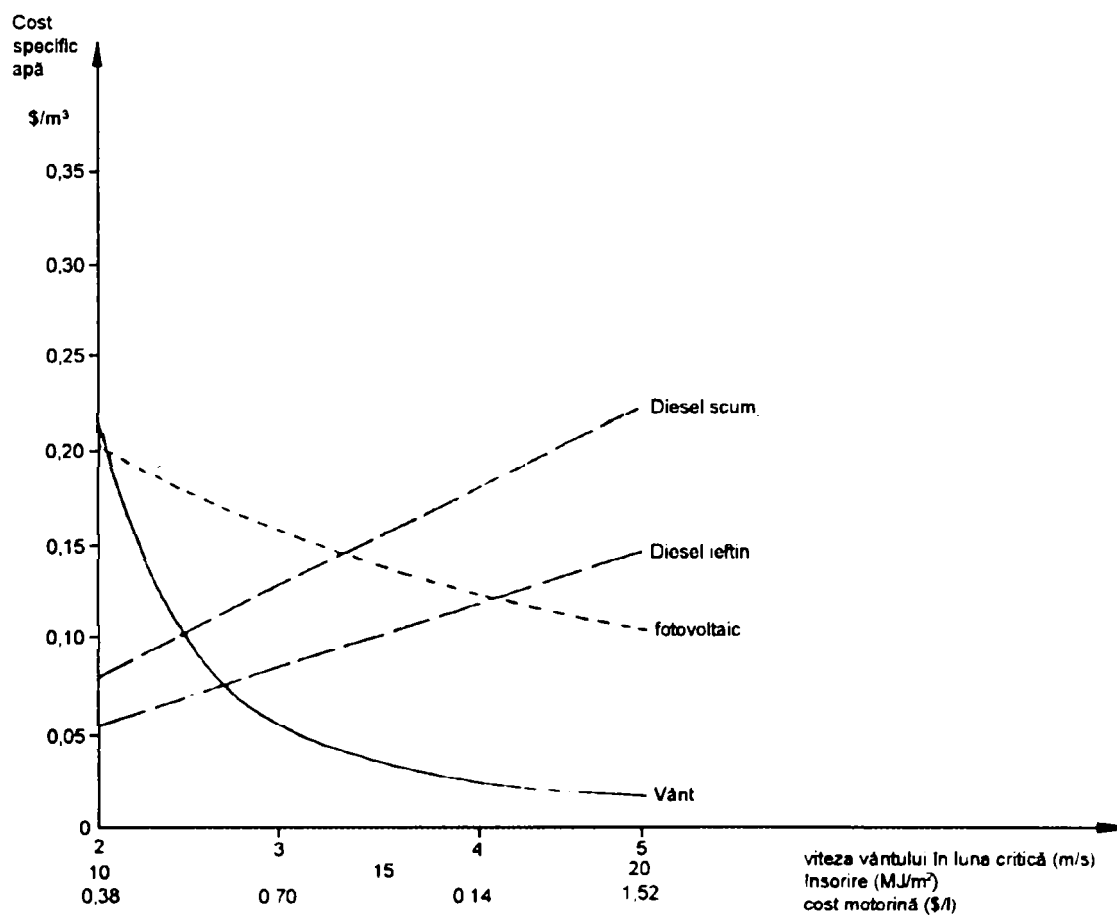


Fig. 4.11. Influența vitezei vântului în luna critică, însoririi în luna critică și a costului motorinei

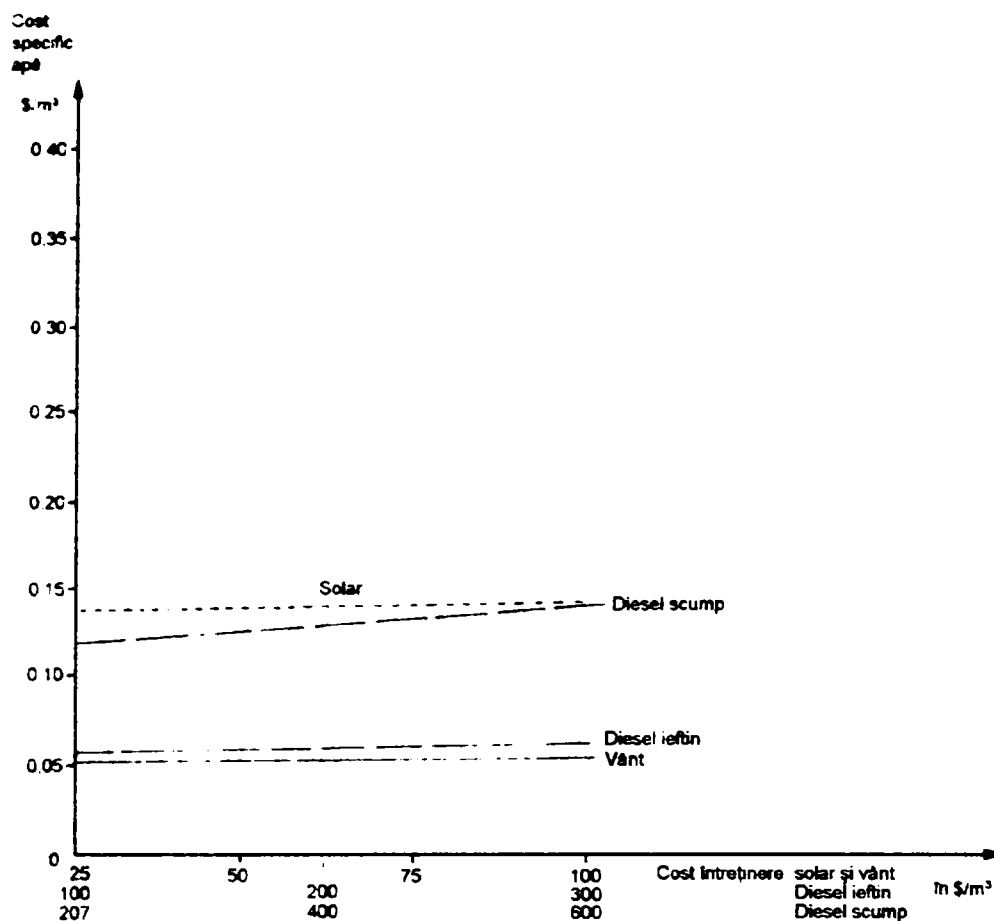


Fig. 4.12 Efectul costului de intretinere

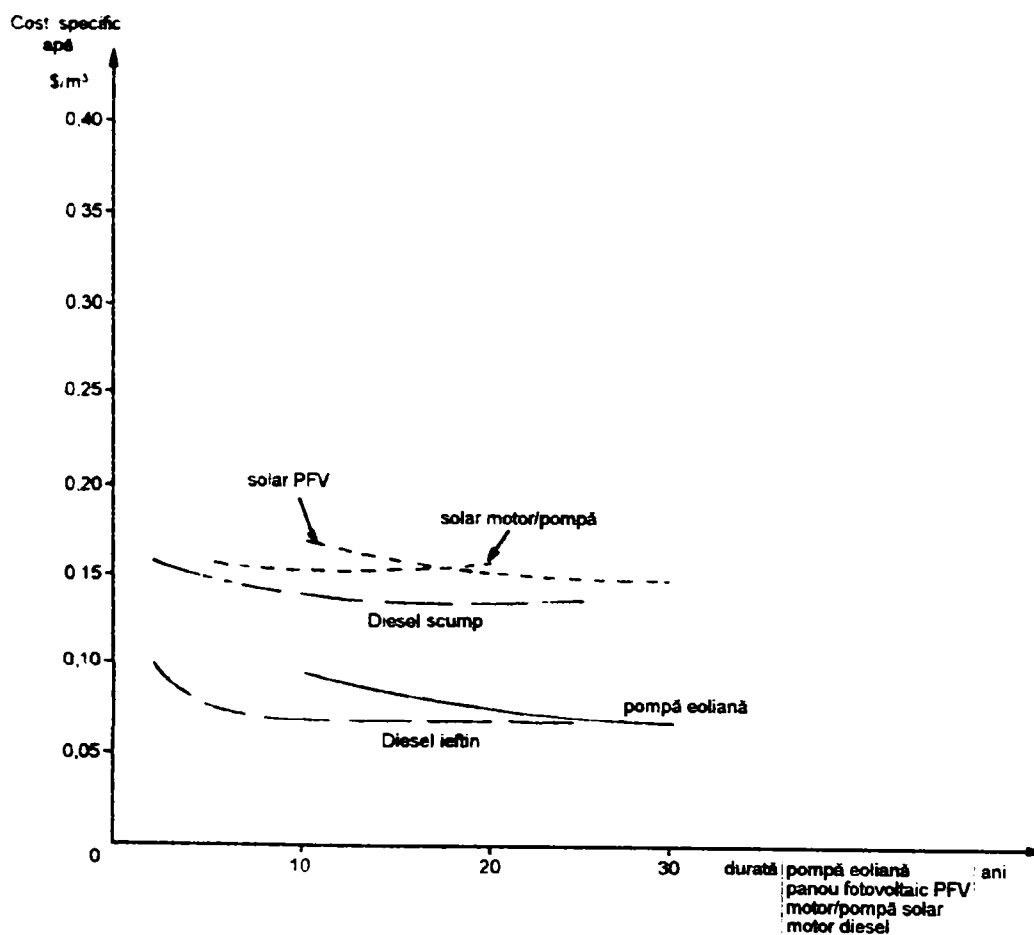


Fig. 4.13 Influența duratei de viață a pompei



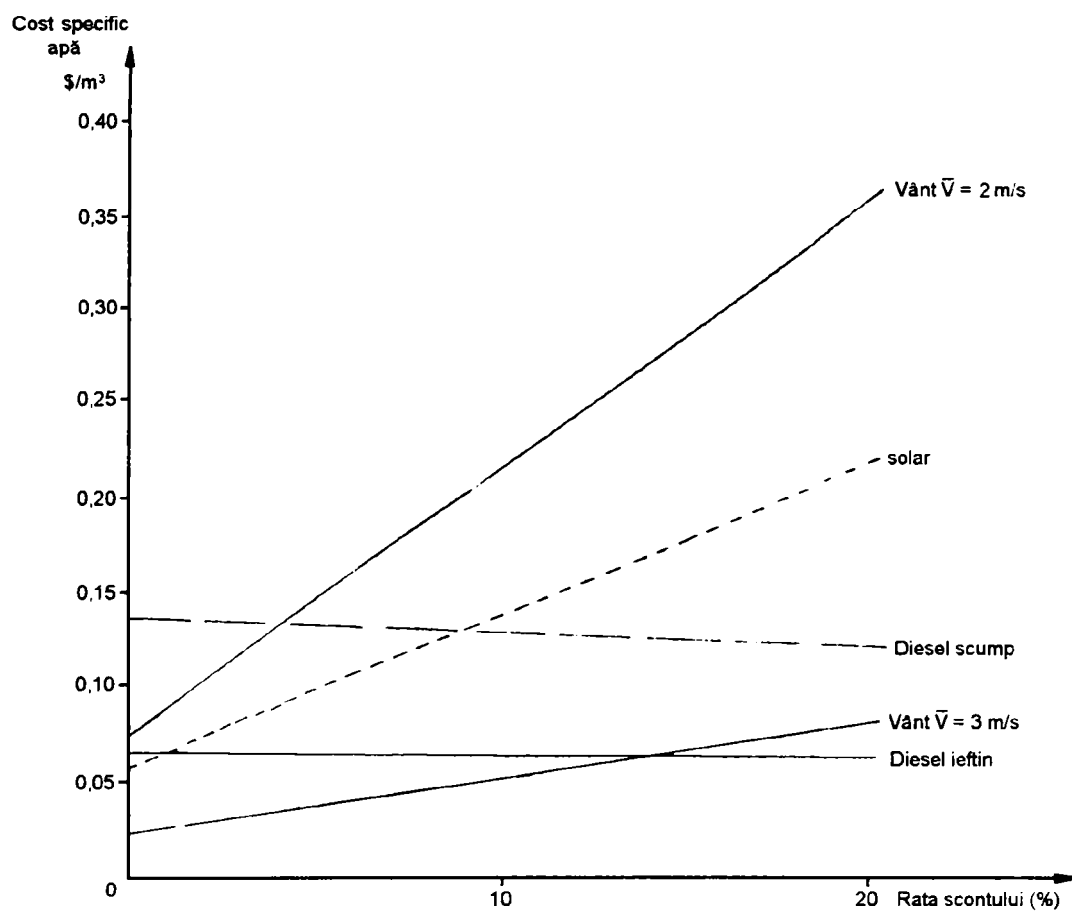


Fig. 4.14. Influența ratei scontului

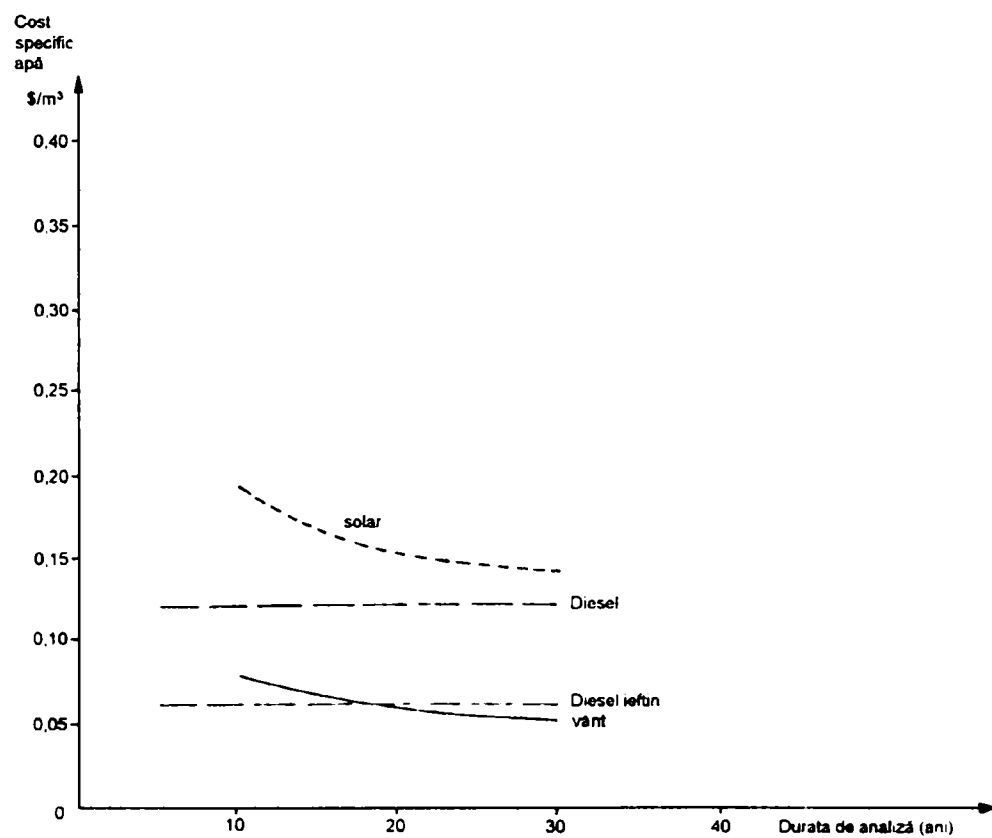


Fig. 4.15. Influența durate de analiză

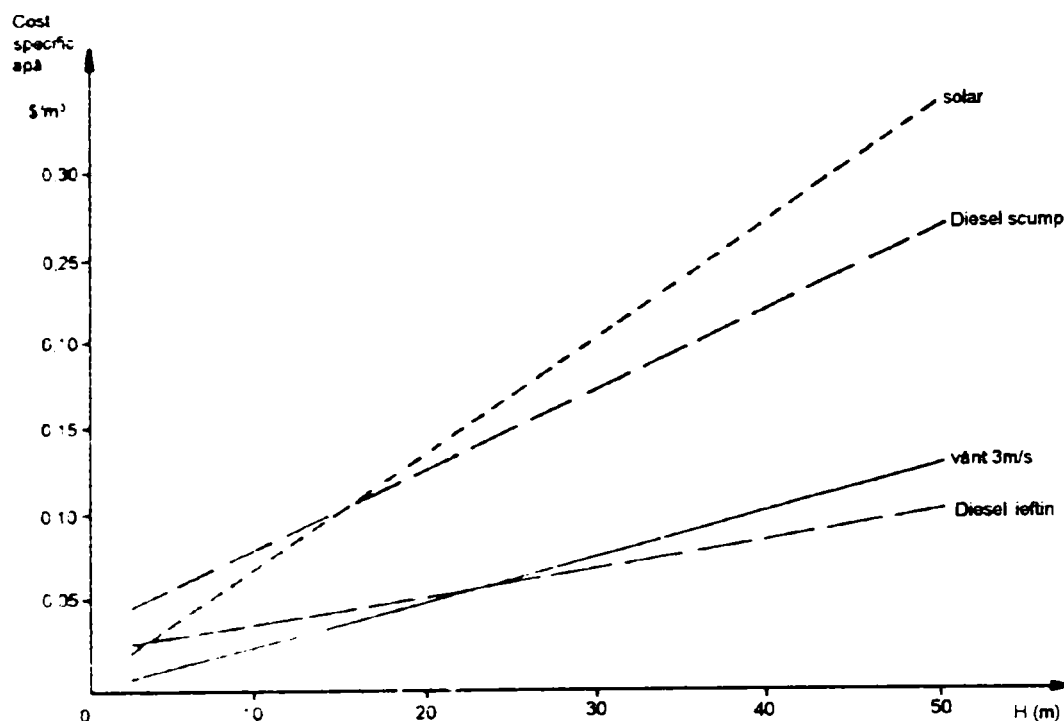


Fig. 4.16. Influența înălțimii de pompare asupra costului apei.

Factorii majori care influențează costul apei la pompele eoliene sunt (în ordinea importanței):

a) Viteza vântului în luna critică - în special pentru utilizări agricole. Peste 4 m/s influența este redusă, dar în domeniul 2-4 m/s costul apei variază cu 100%. De aici se desprinde faptul că este nevoie neapărat de date viabile reale asupra vitezei vântului pentru a ne pronunța asupra economicității unui sistem de pompare eolian.

b) Coeficientul de cerere critic (se aplică doar la sistemele de irigații).

c) Rata de amortizare - în special pentru viteze mici de vânt. Rata de amortizare falsă, poate influența costul apei cu un factor de până la cinci.

d) Costul de investiție a pompei eoliene - o modificare cu 30% poate conduce la o schimbare a costului specific al apei cu  $\pm 30\%$ .

e) Înălțimea de pompare. Costul specific al apei crește liniar cu înălțimea de pompare deoarece crește necesarul de energie. Motopompa în cazul optimist devine mai economică decât pompa eoliană la înălțimi de pompare mai mari de 25 m. În toate cazurile pompele eoliene sunt mai ieftine decât cazul pesimist pentru motopompă, pentru orice înălțime de pompare.

Luând în considerare rezultatele obținute prin analiza influențelor se poate observa că modelele de referință oferă o bună modelare a costului apei și că în prezent pentru pomparea apei, pompele eoliene sunt foarte competitive.

### 4.3.5. CONCLUZII GENERALE ASUPRA ASPECTELOR ECONOMICE

Funcția sursei de putere este că furnizeze energie, iar viabilitatea dispozitivului este determinată de costul acestei energii în \$/kWh. Altfel consumatorul va avea dubii în ce privește costul de investiție al sursei de energie.

Tabelul 4.3

Comparația costurilor pentru instalațiile de pompare alternative în condițiile: $Q = 60 \text{ m}^3/\text{zi}$ și $H = 20 \text{ m}$					
Sursa de energie	Caracteristicile corespunzătoare lunii de calcul	Mărimea sursei de putere	Costul investiției \$	Costul energiei \$	Observații
SOARE	2,8 kWh/m <sup>2</sup>	2450 W <sub>f</sub> (1)	38.150	3,5	Prin reducerea costului în viitor, tinde să fie comparabilă cu varianta VÂNT 3 m/s
	4,2 kWh/m <sup>2</sup>	1650 W <sub>f</sub>	27.500	2,7	
	5,6 kWh/m <sup>2</sup>	1225 W <sub>f</sub>	21.000	1,9	
VÂNT	2 m/s	14,2 m (2)	41.000	4,2	Nu este fezabil, necompetitiv
	3 m/s	6,7 m	15.000	1,1	Caz economic
	4 m/s	4,4 m	5.000	0,5	Opțiunea cea mai ieftină
DIESEL ieftin	-	2,5 kW (3)	2.500	0,9	
DIESEL scump	-	2,5 kW	2.500	2,4	Variantele VÂNT 3 m/s și SOARE kWh/m <sup>2</sup> sunt mai ieftine

Condițiile de calcul: - rata scontului 10%; perioade de studiu 30 ani  
 - SOARE și VÂNT 50 \$/an întreținere  
 - DIESEL ieftin 200 \$/an întreținere 477 \$/an combustibil  
 - DIESEL scump 400 \$/an întreținere 1430 \$/an combustibil

Notatii: (1) Putere maximă electrică fotovoltaică  
 (2) Diametru rotor  
 (3) Putere nominală la arbore

Tabelul 4.3 prezintă concluziile rezultatelor obținute la punctele 4.3.1 - 4.3.4. Pentru pomparea apei sunt date costul investiției și costul rezultat al energiei hidraulice pentru modelele de referință care furnizează 60 m<sup>3</sup>/zi la 20 m înălțime de pompare. De notat că cererile de energie pentru pomparea apei sunt relativ mici, fapt care conduce la costuri specifice mari pentru energie. Curbele de cost se referă la energia hidraulică, care pot diferi de costul energiei electrice și mecanice cu un factor de până la 2, din cauza randamentului mic al pompei de apă. Din tabelul 4.3 rezultă că pompele eoliene acoperă un domeniu de la cea mai ieftină la cea mai scumpă metodă de pompare a apei în funcție de viteza vântului de calcul lunară.

În concluzie, dispunând de un regim de vânt adecvat, pompele eoliene pot furniza cea mai ieftină metodă de pompare a apei.

Factorii cei mai importanți care afectează sistemele de pompare sunt evidențiați în cele ce urmează:

#### **a) Viteza medie a vântului pentru luna critică**

Este cel mai important factor care determină costul apei livrate de o pompă eoliană. Luna critică este luna pentru care trebuie dimensionată turbina eoliană astfel încât să acopere cerințele de consum. Aceasta este luna cu viteza medie a vântului cea mai mică, dar pentru sistemele de irigații poate fi luna cu cea mai mare cerere de apă.

Dacă viteza medie a vântului pentru luna critică este mai mică de 2 m/s, se pare că turbinele eoliene nu sunt competitive din punct de vedere economic cu motopompele sau cu pompele solare. Pentru viteza medie lunară critică mai mare de 3 m/s este cert că pompele eoliene sunt competitive economic cu alte tipuri de sisteme. La urma urmei nu este foarte ușor să tragem concluzii definitive, deoarece trebuie luat în considerare și costul local al combustibilului sau a radiației solare. La viteza medie lunară critică mai mare de 4 m/s pompele eoliene asigură cea mai ieftină opțiune.

#### **b) Natura cererii consumatorului**

Dacă o pompă eoliană este folosită în scopuri agricole, viabilitatea sa economică depinde foarte puternic coeficientul critic de cerere (raportul dintre cererea medie zilnică de apă în luna critică și cererea medie zilnică anuală). Pentru coeficienți critici de cerere mai mare decât 2,5 motopompele sunt mai economice. În consecință pompele eoliene sunt mai potrivite pentru alimentarea cu apă a zonelor rurale (apă potabilă).

#### **c) Condiții economice**

Alegerea cotei de amortizare are un efect major asupra costurilor specifice. La cote de amortizare reduse sunt favorizate, sursele de energie mai scumpe din punct de vedere a investiției, cum sunt cele solare și cele eoliene.

## **4.4. PROBLEME TEHNICE LA PROIECTAREA AGREGATELOR EOLIENE**

### **4.4.1. PROTECȚIA ROTOARELOR LA FURTUNĂ ȘI SUPRATURARE**

#### **a) Metode de protecție**

O problemă majoră a turbinelor eoliene este aceea că puterea mare a vântului în timpul furtunilor ocazionale poate fi foarte distructivă. De aici o cerință vitală a oricărei turbine eoliene este existența unei metode fie pentru a reduce în mod deliberat puterea la vânturi puternice, fie de a dezafecta complet rotorul. Turbinele eoliene fără un sistem de protecție șa furtună ai de obicei a viață scurtă. Istoria utilizării energiei eoliene, chiar și mai recentă este presărată cu accidente tragice în care turbinele eoliene s-au distrus deoarece n-au fost prevăzute cu sisteme de protecție sau aceste sisteme au fost prost proiectate. Distrugerea turbinei se poate produce pe două căi: forțele și presiunile mari produse de vânt pot deforma sau chiar rupe componentele

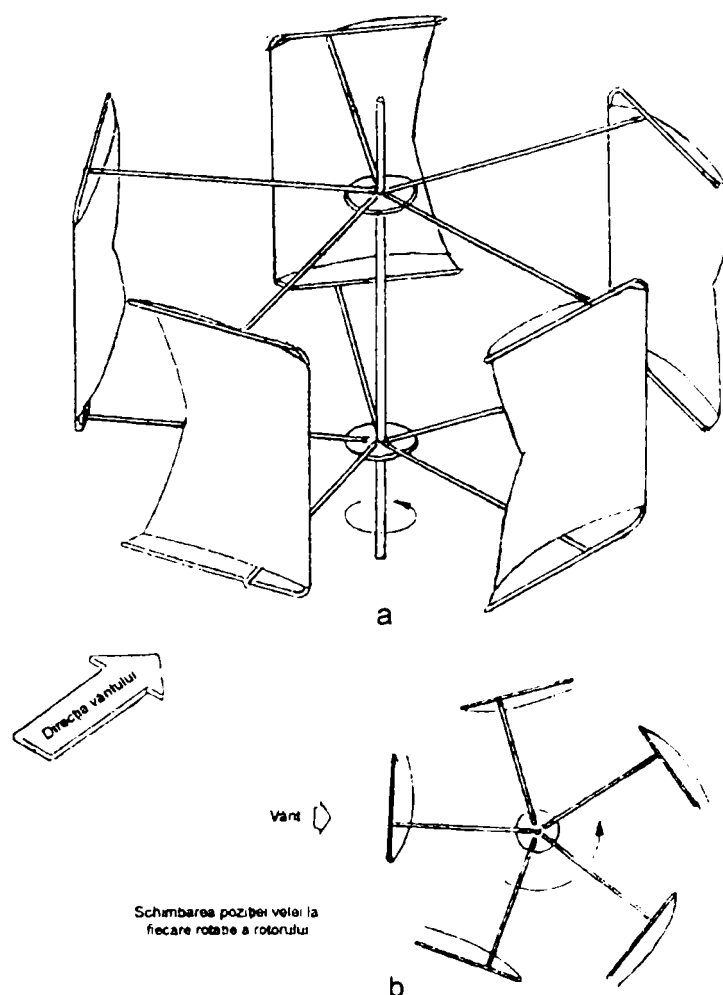
cheie, pe de altă parte, supraputerea care apare va conduce la turații excesive care la rândul lor vor produce creșterea forțelor centrifuge care vor provoca dezintegrarea rotorului. Trebuie menționat că există cazuri excepționale de turbine eoliene foarte mici ( $D < 1$  m) care sunt construite să reziste la viteze ale vântului de până la 40 m/s sau mai mult fără nici un sistem de siguranță.

Rotoarele cu ax vertical au presupusul avantaj că acceptă orice direcție pentru vânt și deci nu necesită să fie orientate în direcția vântului ca rotoarele cu ax orizontal. În schimb ele nu pot fi scoase din vânt și în consecință sunt predispuse la avarii. Turbinele cu ax vertical trebuie în general prevăzute cu spoilere retractabile sau frâne aerodinamice pentru a le încetini (metoda uzuală la rotoarele Darrieus). O altă alternativă este de a face, profilele aerodinamice sau alte suprafețe de lucru, mobile așa cum este Turbina cu ax Vertical cu Geometrie Variabilă unde secțiunea transversală expusă vântului (aria interceptată din vânt) poate fi redusă la vânturi mari prin înclinarea palelor în exterior. La turbina Pinson Ciclogiro pasul palelor poate fi mărit în mod suficient pentru ca palele să funcționeze în blocaj aerodinamic parțial sau total. Un alt exemplu este la rotorul Savonius, prototip dezvoltat în India de către ASTRA Group (Bangalore) la care perechile de cupe sunt confecționate din pânză (întinse pe un cadru) care pot fi scoase manual în condiții de furtună. Un rotor similar cu pânze tip Darrieus dezvoltat în Irlanda de Hurley (Fig.4.17), este în plus autoreglabil de la sine (datorită forței centrifuge care umflă pânzele la turații înalte) și pânzele pot fi de asemenea luate dacă este necesar, în totalitate sau pot fi lăsate numai câteva pale în anumite condiții de vânt.

Fig.4.17. Rotor cu ax vertical cu vele  
a. vedere generală; b. vedere de sus

În orice caz, o deficiență majoră a rotoarelor cu ax vertical și în special a variantelor cu soliditate mare, cum sunt rotoarele Savonius, este aceea că ele sunt foarte vulnerabile la furtună și sunt dificil de protejat.

Rotoarele cu ax orizontal oferă un număr rezonabil de metode de protecție la furtună, bine cunoscute. Câteva din cele mai cunoscute metode sunt reprezentate în figurile 4.18 până la 4.21.



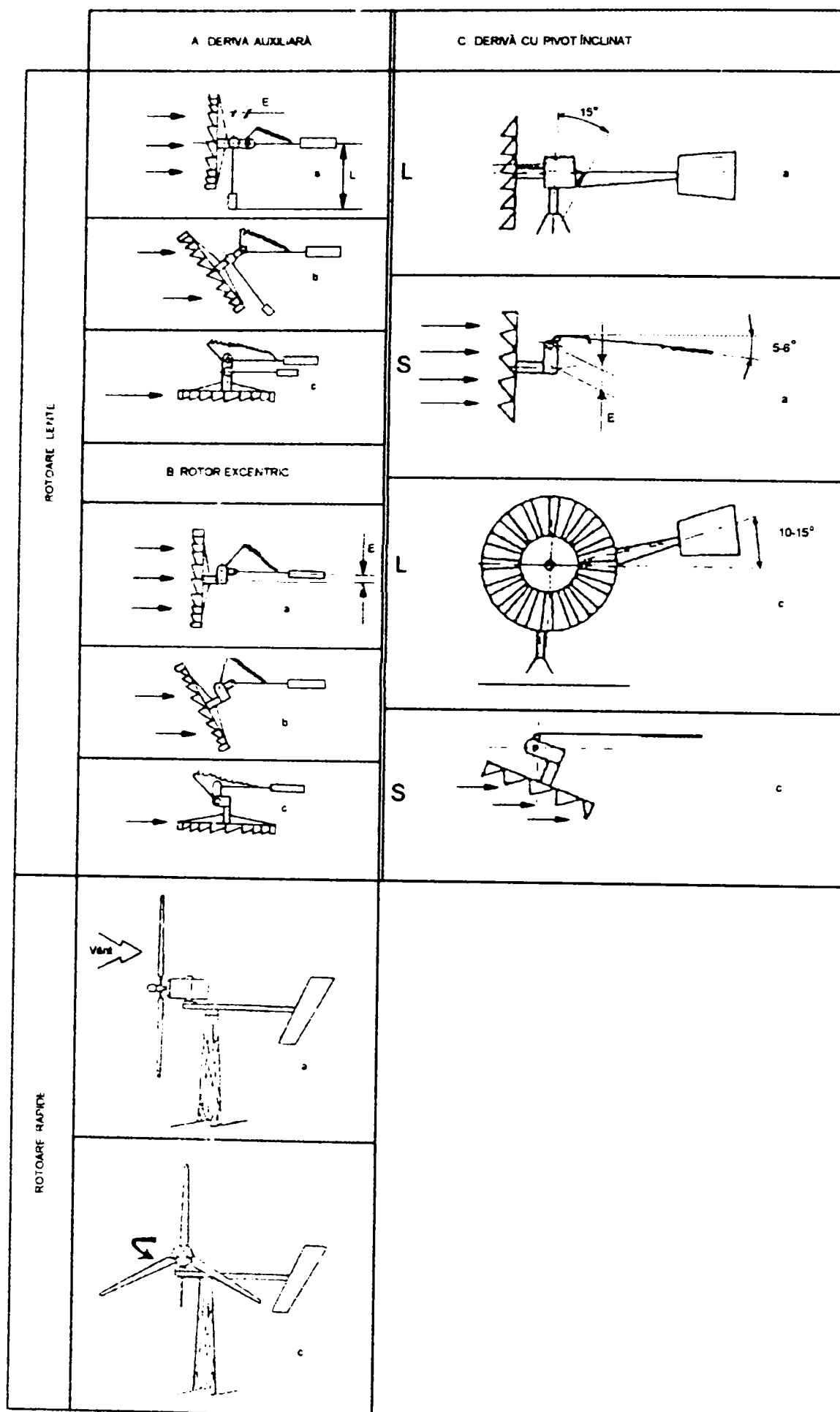


Fig.4.18. Sisteme de siguranță (protecție la furtună) cu reglare pe principiul variației ariei interceptate prin rotirea laterală a rotorului

- a. - regim normal  $V_x < V_n$ ; b. - poziție intermediară  $V_n < V_\infty < V_{mf}$ ;  
 c. - poziție de protecție  $V_x > V_{mf}$ ; L. - vedere laterală; S. - vedere de sus

Rotorul poate fi protejat prin deplasarea centrului rotorului și ținerea lui perpendicular pe direcția vântului cu ajutorul unui arc sau utilizând o articulație înclinată pentru derivă, așa încât la vânturi puternice rotorul este forțat să iasă parțial din vânt până când la vânturi foarte puternice se va găsi cu muchia pe vânt și încetează să mai funcționeze. Această metodă este cea mai obișnuită la pompele eoliene.

La sistemul de protecție prin derivă articulată cu pivot înclinat rotorul este scos din vânt prin două metode: cu o derivă auxiliară fixată pe suportul rotorului (capul turbinei) sau prin plasarea rotorului excentric față de axa de rotație a capului. Poziționarea rotorului în vânt, la scăderea presiunii dinamice, se face prin folosirea energiei potențiale a derivei rabătute. La creșterea vitezei vântului, deriva se rotește și datorită axei înclinate a pivotului și se ridică, iar la scăderea vitezei, energia gravitațională acumulată ajută la revenirea planului rotorului spre poziția perpendiculară pe direcția rotorului.

Rezumând, rotorul poate fi întors în părțile laterale sau poate fi rotit în plan vertical (basculat), la limită planul de rotație fiind orizontal, ca la rotorul de helicopter (Fig.4.19).

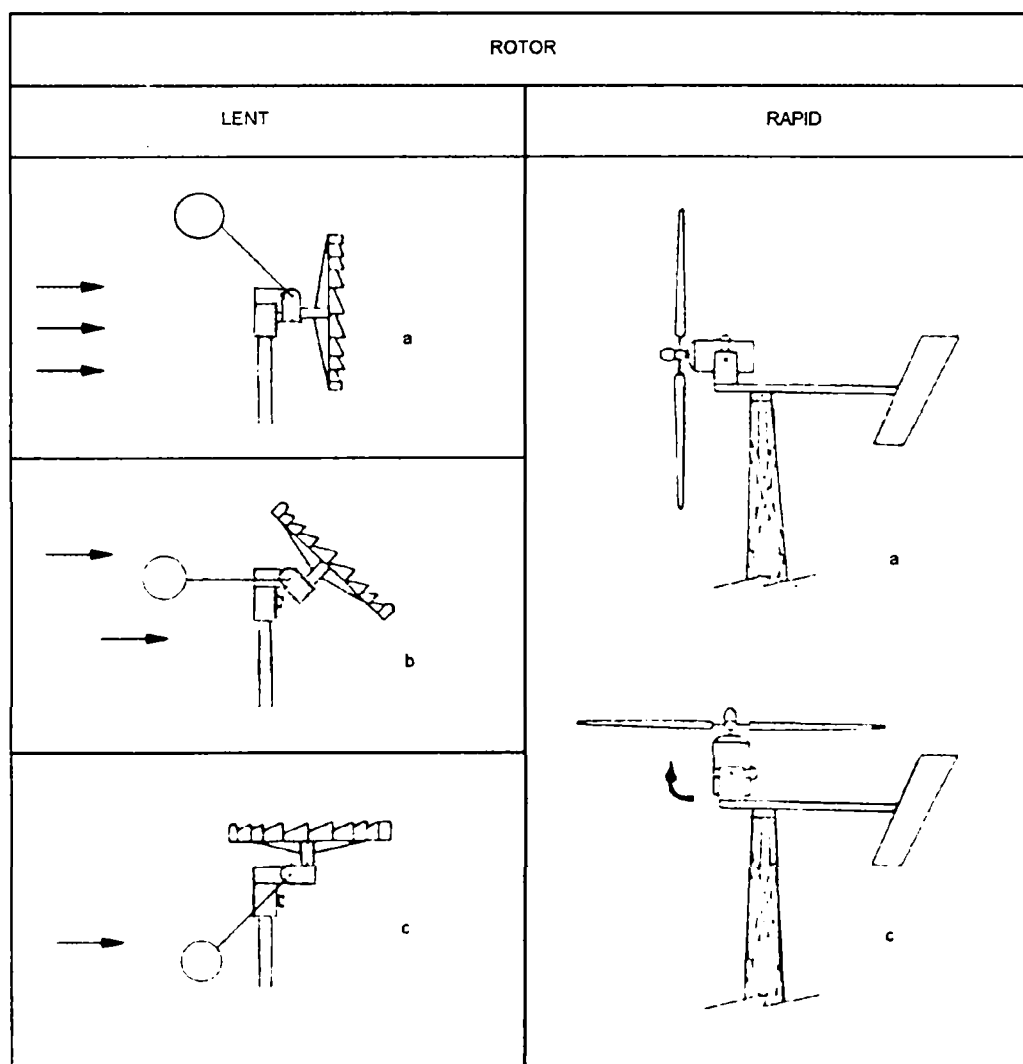


Fig.4.19 Sisteme de siguranță (protecția la furtună) cu reglare pe principiul variației ariei interceptate prin basculare în sus

a. - regim normal  $V_r < V_n$

b. - poziție intermediară  $V_n < V_r < V_{mf}$

c. - poziție de protecție  $V_r > V_{mf}$

Altă metodă frecvent folosită este de a dispune spoiler sau frâne aerodinamice (Fig.4.20 și 4.21 c, d).

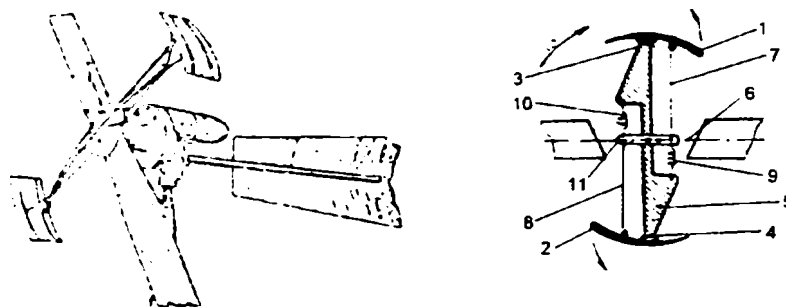


Fig.4.20 Sisteme de siguranță (protecția la furtună) prin frânare aerodinamică  
1 și 2 - palete profilate de frânare (spoiler); 3 și 4 - articulații; 5 - suport;  
6 - axa palelor. 7 și 8 - tijă de legătură; 9 și 10 - arcuri; 11 - pârghie de sincronizare

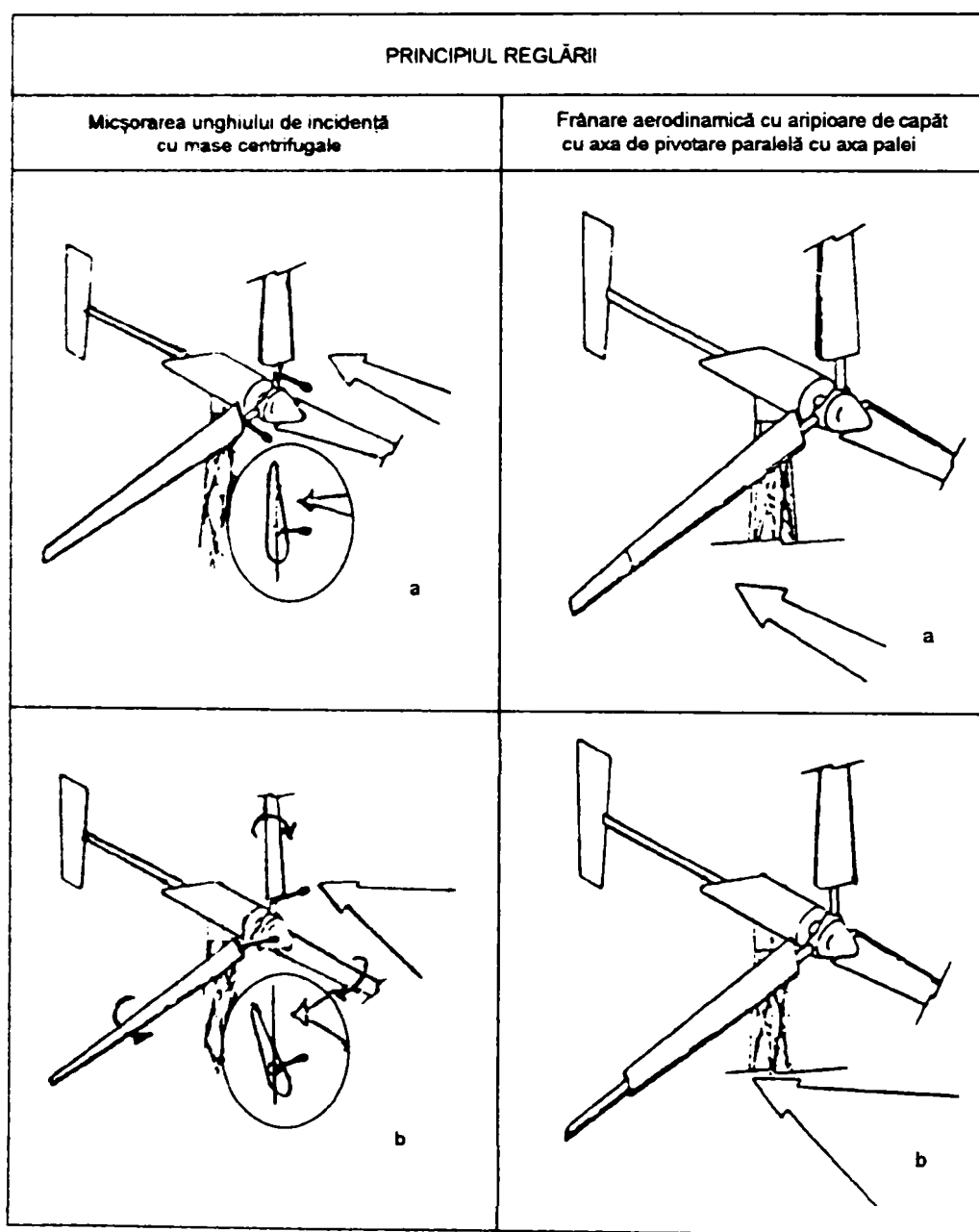


Fig.4.21 Sisteme de siguranță (protecția la furtună) care acționează asupra palelor  
a, c - regim normal; b, d - regim reglat



Aici se pot roti fie capetele palelor în așa fel ca rotorul să funcționeze în blocaj aerodinamic, fie în unele cazuri alte plăci tensionate prin arc sunt deplasate de forțele centrifuge și încetinesc suficient rotorul pentru a-l proteja (Fig.4.20). Acolo unde se folosesc spoilere și frâne aerodinamice, ele trebuie să fie bine calculate pentru a încetini rotorul în mod suficient, ca regimul de blocaj aerodinamic să se extindă pe o lungime cât mai mare la fiecare pală, altfel rotorul va continua să funcționeze eficient și va disipa mai multă energie decât este proiectat prin frânele aerodinamice sau prin spoilere, care vor crea o încărcare foarte mare asupra stâlpului.

O altă metodă bine cunoscută pentru rotoarele rapide este controlul automat al pasului (fig.4.21 a, b). Palele rotorului sunt montate pivotant în butuc și sunt poziționate la unghiul de pas mic printr-un opritor ținut de un arc din butuc. Când turația rotorului crește, intră în acțiune niște contragreutăți atașate la rădăcina palelor care tind să pivoteze palele la un pas mai mare. Dacă există tendința de supraturare, aceste contragreutăți înving forța arcului din butuc și rotesc palele într-un pas suficient de mare pentru a încetini rotorul.

Turbinele eoliene foarte mici cu diametrul rotorului în general mai mic de 1m, pot fi realizate foarte robuste pentru a supraviețui furtunilor fără altă protecție decât propria robustețe. Această supradimensionare, la turbinele eoliene nici nu conduce la creșterea inacceptabilă a greutății. Simplitatea lor compensează greutatea lor mare și consumul suplimentar de material care de fapt nu este important datorită dimensiunilor mici (Fig.4.22 și 4.23).

Desigur fiabilitatea oricărui dispozitiv de protecție la furtună trebuie să fie mare în amplasamente predispuse la taifunuri și uragane. Turbinele eoliene bine proiectate pot rezista la vânturi foarte mari (câteva tipuri s-au dovedit a fi foarte fiabile pe vârfuri de munte cu vânturi puternice sau în Antarctica Fig. 4.24).

## **b) Trecerea în revistă a diferitelor sisteme de siguranță**

Fiecare sistem de siguranță trebuie să îndeplinească două funcțiuni:

### *1) Limitarea forței axiale asupra rotorului*

La viteze ridicate ale vântului solicitarea de încovoiere a palelor crește și poate produce ruperea lor. În cazul turbinelor eoliene cu stâlp de tip ușor (ancorate, în special la turbinele cu ax vertical) stâlpul poate să se distrugă (să cadă) chiar înainte avarierii palelor rotorului.

### *2) Limitarea turației rotorului*

Turațiile mari conduc la următoarele fenomene:

- Forțe centrifuge mari, rezultând forțe de întindere mari în pale. În final, una din pale va fi aruncat ca un proiectil, rotorul dezechilibrat având o durată de viață foarte mică.
- O combinație între turația mare a rotorului și schimbările bruște de direcție a capului rotorului duce la creșterea momentelor giroscopice, cu alte cuvinte momente de încovoiere mari în pale și arborele rotorului.
- Vitezele periferice mari pot induce un comportament aeroelastic periculos, oscilații "flutter". Acestea sunt o combinație a vibrațiilor de tensiune și de încovoiere a palelor.

- În cazul pompelor eoliene, frecvențele mari ale pompei duc la o creștere bruscă a forțelor de șoc transmise prin tija pompei la lagăre și la mecanismul bielă-manivelă. Ele sunt determinate de forțele de inerție și forțele suplimentare de șoc datorate închiderii întârziată a supapelor pompei cu piston.

Sistemele de siguranță pot acționa fie asupra rotorului fie asupra fiecărei pale. Prima metodă este folosită de obicei la rotoarele multipale ca cele folosite la pompele eoliene, iar a doua metodă este mult folosită la turbinele rapide cu două sau trei pale. Diferite soluții constructive ale fiecărei metode sunt redată în tabelul 4.4.

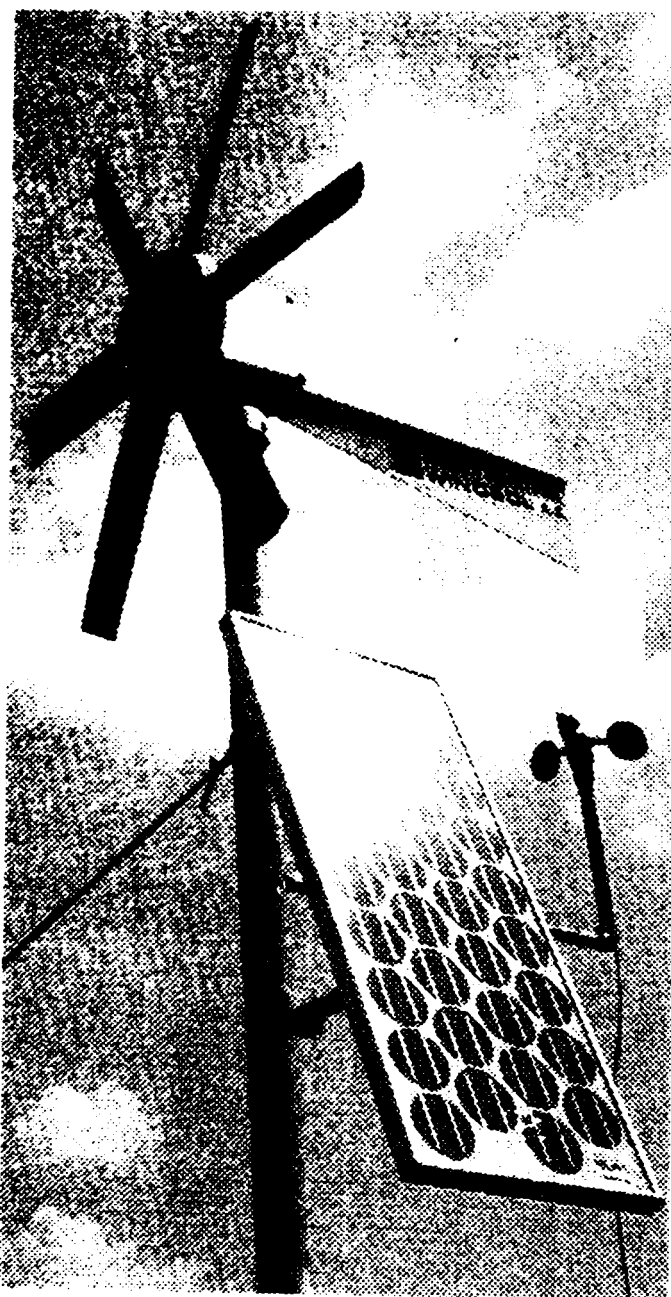


Fig. 4.22. Aerogeneratorul WINDSOL cu diametrul rotorului de 0,91 m.

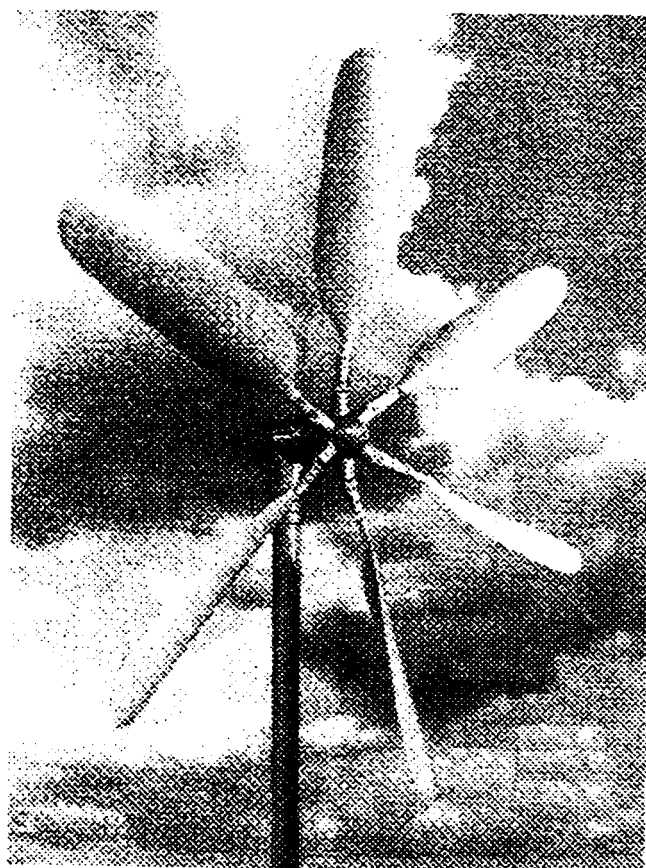


Fig. 4.23. Pompa eoliană LUBING, cu diametrul rotorului de 1,5 m.

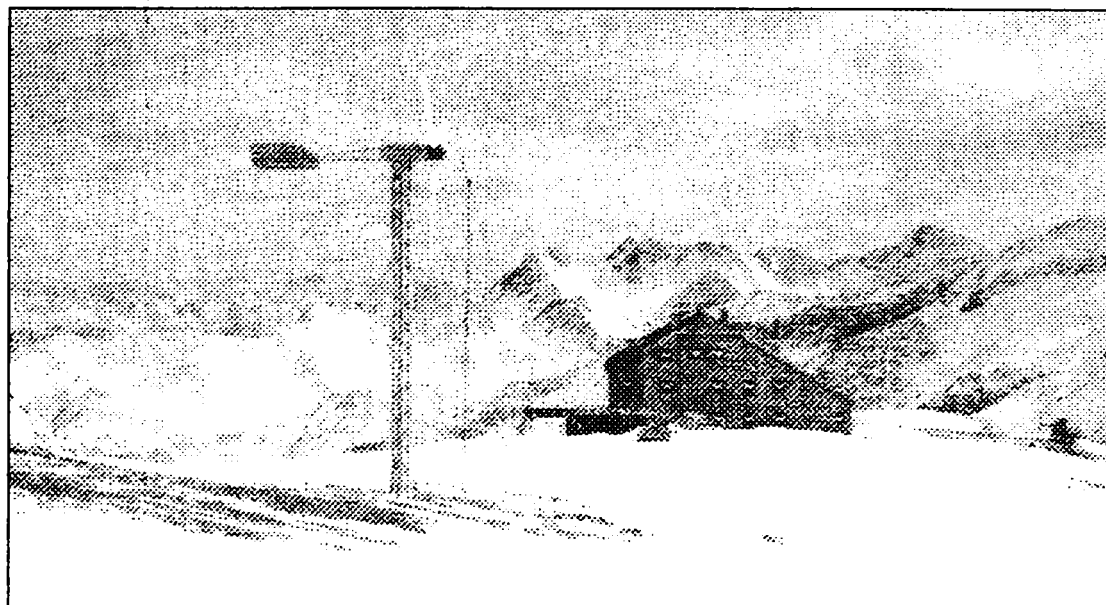


Fig. 4.24. Turbină eoliană amplasată în zonă muntoasă

Tabelul 4.4

SISTEME DE SIGURANȚĂ			
Obiectul reglat	Principiul reglării	Metoda reglării	Soluția constructivă
Rotorul	Modificarea ariei interceptate	Rotire laterală	A) Derivă auxiliară, placă de presiune (placa deblochează deriva)
			B) Regulator ecliptic (rotorul excentric echilibrează deriva prin arc)
			C) Derivă articulată înclinat (rotor excentric sau derivă auxiliară pentru echilibrare)
	Basculare în sus	Rotor excentric ce echilibrează masa	
	Frânarea aerodinamică	Aripioare de frânare	Aripioare de frânare separate de pale (acțiune de frânare și micșorarea debitului rotorului)
Palele	Modificarea unghiului de incidență	Comanda unghiului de reglare	A) Mase centrifuge B) Forțe axiale (aerodinamice pe pale) C) Acționare din exterior (hidraulic sau servo)
		Unghi de incidență critic-blocaj aerodinamic	- Turație constantă - Pale fixe - Profil aerodinamic studiat
	Frânare aerodinamică	Aripioare de frânare la capătul palelor	A) Axa aripoarei paralelă cu axa palei B) Axa aripoarei perpendiculară pe axa palei
		Spoilere	Muchii mobile ce deterioarează o parte din performanța palei

#### 4.4.2. INTEGRITATEA STRUCTURALĂ

Turbinele eoliene presupun din punct de vedere economic o durată lungă de funcționare cu costuri de exploatare și întreținere scăzute (condițiile majore pentru utilizarea lor în zone izolate sunt: să fie foarte fiabile și să necesite cheltuieli de întreținere și reparații cât mai mici).

Forțele care apar pe structurile expuse vântului sunt proporționale cu pătratul vitezei vântului (la dublarea vitezei, forțele se cvadrulează) și pe lângă aceste forțe, mai apar și forțe suplimentare datorate transmiterii puterii de la rotor. De exemplu la o pompă eoliană mare, forța de tracțiune din tija pompei cu mișcare alternativă, poate fi de 1,5 t sau mai mare. Alte solicitări mai puțin evidente sunt cele produse de momentul giroscopic, când un rotor mare se mișcă brusc fie datorită intrării în funcțiune a protecției, fie datorită schimbării bruste a direcției vântului. Alte forțe se datorează încărcării asimetrice a rotorului, ca urmare a diferenței vitezei vântului din partea superioară și inferioară a rotorului, sau în special, ca urmare a schimbării bruste a direcției vântului care duce la unghiuri de incidență variabile la palele care trec pe la partea superioară a rotorului față de palele care trec pe la partea superioară.

Turbinele eoliene mai mici sunt relativ rigide și deci sunt mai puțin predispuse la vibrații, dar proiectantul trebuie să aibă grijă ca nici una din componentele structurale să nu intre în rezonanță în timpul funcționării și să producă dezmembrarea turbinei.

Structura și componentele unei turbine eoliene trebuie să fie robuste și foarte durabile, dar pe de altă parte, trebuie să fie ieftine, ușor de fabricat și instalat. Principalele cerințe sunt următoarele:

- a) suficientă integritate structurală pentru a suporta încărcări maxime (amplificat cu un factor de siguranță);
- b) suficientă rezistență suplimentară pentru a evita probleme de oboseală a materialului, care pot duce la avarii după o perioadă mai lungă de funcționare;
- c) suficientă durabilitate pentru a păstra aceste calități (rezistență la coroziune sau alte distrugerii care pot apărea cu timpul).

Multe din aceste cerințe sunt legate de proiectarea de detaliu și sunt în aparență banale, dar durabilitatea mare în condiții de funcționare variabile ca această atenție la detalii să fie un element vital la proiectarea turbinelor eoliene.

În trecut multe proiecte au evoluat încet de-a lungul anilor combinând cele mai bune soluții ale realizărilor anterioare și au eliminat rând pe rând neajunsurile. În cazul mașinilor noi apărute recent, din cauza lipsei de experiență există un risc substanțial ridicat de avarie care, mai ales în zonele izolate, poate fi extrem de supărător pentru utilizator și foarte scump pentru remediat. Deci, este important de știut și luat în considerare că proiectarea detaliilor și o bogată experiență anterioară sunt factori neapărat necesari pentru a confirma un proiect din punct de vedere a fiabilității și încrederii în funcționare.

### 4.4.3. INTEGRITATEA MECANICĂ

O pompă care funcționează circa 50% din timp va face circa 10 milioane rotații/an și fiecare componentă majoră va fi solicitată la circa 100 milioane cicluri. În ore, aceasta înseamnă cam 100 mii ore de funcționare în condiții sigure, cu intervenții de întreținere (ungere) la fiecare 5000 sau 10.000 ore.

Dacă facem o comparație cu un automobil de calitate constatăm că cerințele de funcționare pentru o pompă eoliană sunt mult mai mari. Un automobil are o durată de viață proiectată de circa 5000 ore de funcționare cu periodicitatea întreținerilor de 200 ore. În acest timp un motor obișnuit de automobil va face 20 milioane de rotații după care nu va mai putea fi folosit. Cu alte cuvinte, de la o pompă eoliană se cere să funcționeze cam de 20 ori mai mult decât un automobil de bună calitate, cu o frecvență a operațiilor de întreținere de 25 ori mai mică.

Aceste cerințe pot fi și sunt chiar rezolvate cu succes, dar în acest caz dacă dorim o durată de viață și o fiabilitate bună, componentele trebuie să fie dimensionate cu solicitări ușoare, iar prescripțiile de proiectare trebuie să fie mai pretențioase.

Pompele eoliene tradiționale ating această longevitate și fiabilitate datorită construcției masive cu băi de ulei supradimensionate. În secolele anterioare, longevitatea mare era asigurată prin intervenții dese de întreținere și printr-o supraveghere continuă și atentă prin care se preveneau avariile mai mari.

## Capitolul 5

### PROBLEMATICA OPTIMIZĂRII CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE

#### 5.1. GENERALITĂȚI PRIVIND OPTIMIZAREA ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

Alegerea parametrilor optimi în construcția mașinilor are o importanță primordială, deoarece de acești parametri depinde eficiența mașini atât în fabricație cât și în

Pentru rezolvarea practică a problemelor de optimizare, este de o importanță deosebită alegerea factorilor și a efectelor care influențează major soluționarea problemei. Numai astfel se pot obține rezultate simple, clare, permițând aplicarea practică.

În general, prin *optimizare* se înțelege procesul îmbunătățirii succesive treptate până în momentul în care se consideră că s-a realizat *cea mai bună soluție*

În matematici, prin optimizare se înțelege procesul orientat spre obținerea valorii maxime (sau minime) a funcției - obiectiv. Metode de optimizare sunt acele metode care permit alcătuirea algoritmilor conform cărora se pot determina valorile maxime (minime) ale unei funcții și a punctelor în care acestea se realizează.

*Teoria proceselor optimale* este teoria determinării variației optimale în timp ale unor mărimi reglabile.

Principiul optimizării, specifice programării liniare, este principiul conform căruia fiecare punct al traiectoriei optimale are proprietatea că segmentul de traiectorie care începe cu acest punct este, de asemenea, optim.

Principalele etape în evoluția metodelor de optimizare sunt următoarele: *etapa empirică*, *etapa euristică* și *etapa algoritmică*, metodele specifice acestor etape poartă denumirile respective. În ordine cronologică, prima este *metoda empirică* de optimizare.

**Metoda empirică de optimizare** nu are o fundamentare analitică și se bazează pe acumularea de experiență și pe intuiție; spre deosebire de celelalte metode, are cea mai îndelungată istorie și ar fi nerațională renunțarea la utilizarea ei în continuare.

**Metoda euristică de optimizare**, care s-a dezvoltat din cea empirică, presupune trecerea la o analiză riguroasă a problemei și a tuturor factorilor care o influențează; scopul metodei euristice este reducerea timpului de căutare a soluției. În general, metodele euristice sunt recomandabile și necesare în cazul problemelor complexe a căror structuri nu este complet clarificată.

În accepțiunea cea mai largă, euristica (în limba greacă *eureskein = a găsi*) este o parte a psihologiei care se ocupă cu elucidarea procesului de gândire în rezolvarea problemelor.

În accepțiunea restrânsă, euristica este metoda care permite reducerea considerabilă a cantității de variante analizate în procesul rezolvării problemelor. Un exemplu tipic de metodă euristică este cea utilizată de sahiști în efectuarea mutărilor, jucătorii de șah analizează un număr infim de variante în comparație cu numărul astronomic de variante posibile, care este aproximativ  $10^{120}$ .

În măsura în care se reușește clarificarea structurii problemei, metoda euristică presupune și utilizarea calculatorului, deci a unor algoritmi.

**Metoda algoritmică de optimizare** asigură obținerea unei soluții optimale într-un număr finit, de regulă mare sau foarte mare, de pași, în timp ce metoda euristică permite obținerea unei soluții, apropiate de cea optimală, însă într-un număr mult mai mic de pași.

*Algoritmul* este o succesiune determinată de prescripții prescrise (un program) având ca obiectiv rezolvarea problemelor dintr-o anumită clasă, într-un număr finit de pași.

O problemă este bine structurată sau că are *structura identificată*, în măsura în care satisface următoarele criterii:

1. Poate fi exprimată cu ajutorul variabilelor scalare și/sau vectoriale, care au valori numerice.
2. Obiectivele pot fi determinate clar și distinct cu ajutorul funcției obiectiv.
3. Există un algoritm al soluției numerice.

Problematika optimizării în construcția de mașini este tratată mai pe larg în literatura de specialitate [47 până la 52] și consider că trecerea în revistă a principiilor de bază referitor la aceasta, este suficientă pentru a trece la analiza temei propuse.

## 5.2. PARTICULARITĂȚI ALE OPTIMIZĂRII ÎN CAZUL AGREGATELOR EOLIENE DE POMPARE

Eficiența totală a sistemului referitor la captarea energiei, pentru o pompă eoliană convențională într-un regim de vânt care variază semnificativ cu anotimpurile (cum este cazul în cele mai multe ori), este compusă în principal din următoarele randamente parțiale:

- |   |                      |
|---|----------------------|
| a) randamentul adaptării la regimul de vânt               | $\eta_{reg} = 40\%$  |
| b) randamentul transmisiei și pompei                      | $\eta_{tp} = 90\%$   |
| c) randamentul adaptării la variația ciclică a momentului | $\eta_{cicl} = 40\%$ |
| d) randamentul rotorului                                  | $C_p = 30\%$         |

Randamentul total de captare a energiei rezultă:

$$\eta_{capt} = C_p \cdot \eta_{reg} \cdot \eta_{cicl} \cdot \eta_{tp} = 0,30 \cdot 0,40 \cdot 0,40 \cdot 0,90 = 0,04 \quad \text{respectiv } 4\%$$

În practică eficiența totală a conversiei poate fi și mai mică datorită unei utilizări inadecvate sau imperfecte (ex: rezervor de stocare prea mic).

Cu toate acestea în multe situații pompele eoliene actuale sunt deja economice, chiar cu aceste neajunsuri. Există indicii că dacă vor fi utilizate diverse îmbunătățiri tehnice, în special pentru creșterea randamentului de adaptare, atunci s-ar putea obține creșteri semnificative de productivitate (cu beneficii economice corespunzătoare). Sunt în desfășurare o serie de activități de cercetare - dezvoltare în acest domeniu.

Diversele randamente prezentate anterior necesită o adaptare atentă a rotorului turbinei cu sarcina (în acest caz cu pompa) și cu regimul de vânt local. Semnificațiile de bază a celor patru randamente în cazul optimizării unui sistem de pompare sunt:

#### **a) Randamentul adaptării la regimul de vânt.**

Toate turbinele eoliene realizează randamentul maxim al sistemului la o anumită valoare optimă a vitezei vântului. Modificând mărimea sarcinii se poate ajusta viteza optimă a vântului astfel încât să urmărească cea mai frecventă viteză a vântului caracteristică amplasamentului dat și astfel să se obțină maximul energiei captate. În cele mai multe cazuri captarea maximului de energie este mai puțin importantă decât minimizarea cerințelor de stocare, care ar necesita rotoare diferite pentru adaptarea sarcinii. De regulă, se caută un compromis între captarea energiei și minimalizarea capacității de stocare. În mod obișnuit la o adaptare bună a sistemului trebuie să fie accesibilă cam 40% din energia disponibilă; cele 60% de energie pierdută se referă la viteze de vânt foarte diferite de viteză optimă a rotorului corespunzătoare  $C_{pmax}$ .

#### **b) Randamentul pompei**

Randamentul pompelor de adâncime poate fi destul de mare deoarece forțele de frecare în acest caz sunt mici în comparație cu forțele din tija de acționare și vitezele mici previn apariția unor pierderi dinamice importante. Similar față de înălțimile mari de pompare, pierderile prin fricțiune în conducte sunt neglijabile. Se poate concluziona că valoarea randamentului de 90% pentru o pompă de adâncime este rezonabilă.

#### **c) Randamentul adaptării la variația ciclică a momentului.**

La pompele eoliene apare o neadaptare inevitabilă datorită variației ciclice a momentului la pompa cu piston (care nu apare la aerogeneratoare sau la alte tipuri de dispozitive la care momentul de pornire este mai mic decât momentul de funcționare). Momentul maxim este de  $\pi$  ori momentul mediu dai îndată ce rotirea a fost inițiată efectul de volant al rotorului micșorează variațiile de cuplu. Din această cauză apare o histereză considerabilă între viteza vântului de pornire și viteza minimă care asigură realizarea cuplului mediu, trebuind să satisfacă relația  $M_{pmax} = \pi \cdot \overline{M}_p$ . De aici rezultă că  $V_p = \sqrt{\pi} \cdot V_c$  (mai detaliat la punctul 2.2.3.1) și mai departe, că aproape jumătate din potențialul energetic al vântului pentru vitezele vântului cuprinse între  $V_p$  și  $V_c$ , nu poate fi utilizată deoarece rotorul este incapabil să demareze fiind în regim de blocaj aerodinamic. Acest lucru reprezintă o pierdere de energie semnificativă



deoarece se referă la un domeniu de viteze ale vântului care acoperă o fracțiune considerabilă din energia totală a vântului mai ales că pentru cele mai mult amplasamente frecvența cea mai mare o au vitezele mici ale vântului.

#### d) Randamentul rotorului.

Acest randament a fost analizat anterior și constă în  $C_p$  sau coeficientul de putere care caracterizează rotorul ales la proiectare pentru antrenarea pompei.

### 5.3. MĂRIREA RANDAMENTULUI DE ADAPTARE ÎNTRE ROTORUL EOLIAN ȘI POMPA. METODE ȘI RESTRICȚII

Una din nepotrivirile inerente pentru sistemele de pompe convenționale este forma caracteristicii de cuplu a pompei care diferă de forma caracteristicii de cuplu disponibil al rotorului. O îmbunătățire evidentă se poate obține dacă se folosește o pompă cu o cerință de cuplu proporțională cu  $V^2$  față de cea proporțională cu  $V$ .

În principiu acest lucru poate fi realizat cu o pompă cu piston prin modificarea randamentului volumic efectiv într-un mod corespunzător (proporțional cu  $V^2$ ), de exemplu crescând debitul pe cursă proporțional cu  $V^2$ . Acest lucru se poate obține prin mai multe căi:

- mecanisme mecanice pentru cursă variabilă (similare cu cele folosite pentru reglarea cursei supapelor la mașinile cu aburi)
- pompe inerțiale (la care prin acordarea pompei, randamentul volumic poate fi crescut prin utilizarea efectului de rezonanță).

O consecință a bunei adaptări din acest punct de vedere este că încărcările mecanice la vânturi puternice cresc semnificativ și deci și cerințele de proiectare, pentru realizarea unei instalații fiabile cu o durată mare de funcționare, sunt mai severe, mai greu de rezolvat și uneori chiar de nerezolvat. Totuși o performanță bună la vânturi puternice nu este o cerință atât de importantă, mai ales când se folosește stocarea, devreme ce supraproducția este mai probabilă la vânturi puternice chiar și în cazul unei neadaptări normale. Deci o performanță bună la viteze de vânt mici și medii este mult mai importantă și de aici se poate concluziona că un compromis bun este dacă se asigură o adaptare corespunzătoare pentru viteze de vânt cuprinse în domeniul  $(0,5 - 1,5) \bar{V}$  fără să se insiste pentru o adaptare corespunzătoare și pentru viteze mai mari de vânt.

O altă nepotrivire este cauzată de variația ciclică a momentului de pornire la pompele cu piston cu mișcare alternativă. Aceasta implică pierderi mari de energie în domeniul de viteze de vânt care apar foarte frecvent. Există câteva modalități de a rezolva problema momentului ciclic, unele din ele fiind chiar compatibile cu obținerea unei adaptări mai bune a cuplului

- utilizarea unor pompe rotative (cu cuplu constant) de exemplu cu lanț și cupe (fig.5.1) cu șurub sau centrifuge - cu toate că acestea din urmă conduc la probleme de neadaptare de altă natură

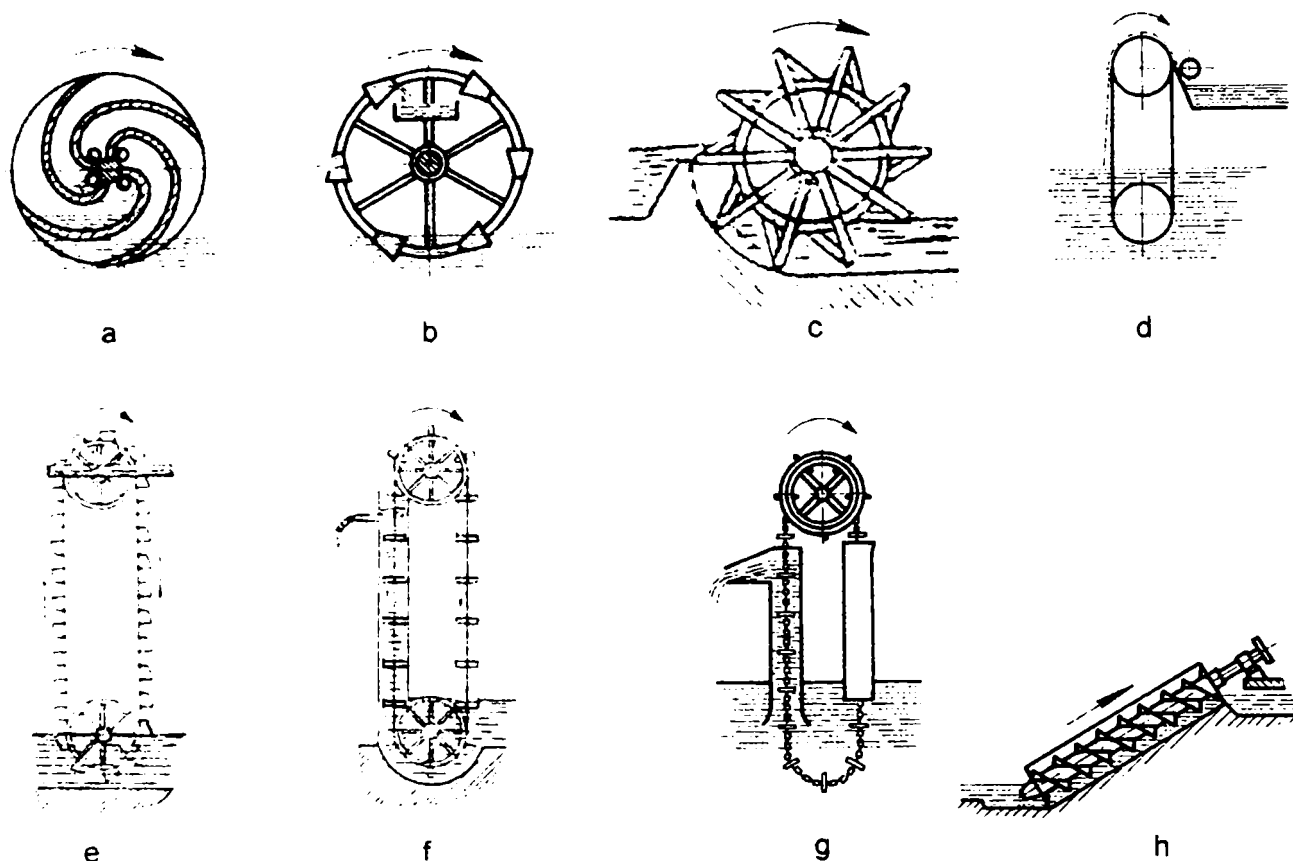


Fig. 5.1. Elevatoare hidraulice

Roți hidraulice cu: - (a) pale spirale  
- (b) cupe  
- (c) palete

Elevator hidraulic cu bandă aderentă (d)

Elevatoare hidraulice cu lanț: - (e) cu cupe  
- (f), (g) cu discuri

Elevator hidraulic cu șurub (h) (transportor hidraulic)

- prevederea pompei cu piston cu un orificiu de scurgere reglabil la viteze mici de vânt, fie prin ocolirea apei fie prin descărcarea apei din puț

- utilizarea unor pompe cu dublu efect unde  $M_{p_{max}} = \pi / 2 \cdot \overline{M}_p$ .

Pompele convenționale cu dublu efect prezintă dezavantajul existenței pericolului de flambare a tije de acționare la cursa descendentă. De asemenea, forțele mari de reacție din mecanismul de acționare pot distruge foarte repede lagărele. De-a lungul timpului, pentru uniformizarea cuplului de antrenare și a debitului au fost folosite pompe cu simplu efect, duble sau triple, cu două sau trei pistoane într-un același cilindru lunf acționate de câte un mecanism defazat de celălalt. Această construcție oferă avantaje funcționale, dar sunt voluminoase și scumpe fiind necesare două sau trei seturi de tije concentrice care sunt scumpe și dificil de instalat, iar mecanismul de acționare de la suprafață este la fel de scump ca și turbina eoliană, datorită complexității. Deși s-au dovedit mai eficiente din punct de vedere tehnic, mecanismele moderne, prețul ridicat în termeni reali ale acestora, pare că face să nu fie competitive și nici un asemenea mecanism nu mai este în fabricație în prezent. Este interesant că fabricarea acestui dispozitiv complex a fost considerată rentabilă între anii 1880 și 1920.

Tabelul 5.1

Caracteristicile pompelor cu utilizare posibilă la pompele eoliene									
Tip pompă	Înălțime de pompare (m)	Indicat pentru puțuri forate	Turație (rot/min)	Randament %	Calitate de adaptare	Raport momente $\frac{M_{pmax}}{M_p}$	Disponibilitate comercială	Complexitate generală (ca agregat)	Fiabilitate posibilă (ca agregat)
Piston, simplă acțiune	3-300	da	150	60-95	slabă	~ 3 (slab)	da	mică	foarte bună
Piston: simplu activ și echilibrat la turații mici	3-300	da	100	30-95	bună	~ 1 (bun)	nu	mare	foarte bună
Piston: dublă acțiune	3-30	da	50	60-85	slabă	~ 1,5 (slab)	da	mare	mică
Piston duplex sau triplex	30-300	da	50	60-95	slabă	~ 1 (bun)	nu de durată	foarte mare	bună
Piston inerțial	3-30	posibil	150	60-85	bună	~ 1 (bun)	nu	mare	mică
Cu cavitare progresivă (cu 1 șurub)	10-200	da	500-1500	30-80	slabă	1 (slab)	da	mare	foarte bună
Lanț și dopuri (elevator hidraulic)	2-20	posibil	100	20-80	bună	< 1 (bun)	nu	mică	moderată
Frânglic și găleată	2-20	nu	50	60-90	bună	< 1 (bun)	nu	mică	moderată
Roată persană	0,5-1,5	nu	30	60-90	slabă	< 1 (bun)	nu	mare	foarte bună
Roată cu jeturi	0,5	nu	100	20-60	slabă	< 1 (bun)	nu	mare	bună
Șurub arhimedic	0,5-1,5	nu	100	0-60	bună	< 1 (bun)	nu	mare	bună
Centrifug monoctajat	2-10	nu	1000-3000	25-60	slabă	< 1 (bun)	da	mare	foarte bună
Centrifug multictajat	6-50	da	1000-3000	30-60	slabă	< 1 (bun)	da	mare	bună
Rotativ cu palete sau roți dințate	6-30	nu	100-500	10-50	slabă	< 1 (bun)	nu	mare	mică

O recapitulare a diferitelor opțiuni pentru pompe este prezentată în tabelul 5.1.

### Echilibrarea pompelor cu piston de adâncime.

Tija unei pompe cu piston pentru o adâncime de 100 m cântărește de obicei în jur de 180 kg care se adaugă la necesarul de moment ciclic de pornire cauzat de masa colcanei de apă de deasupra pistonului. Odată ce rotorul se rotește, inerția acestuia este suficientă pentru a furniza energia capabilă să acopere deficitul fiecărei jumătăți de ciclu cu energia din cealaltă jumătate de ciclu tija coboară așa că neechilibrarea produce probleme numai la pornire. Soluția evidentă este echilibrarea maselor, aceasta este eficientă la pompele cu reductor la care tijele sunt acționate mai încet decât rotorul, dar la pompele cu acționare directă solicitările dinamice inerțiale din cauza contragreutăților vor crește mult la turațiile mari. Turbina echilibrată a firmei Wind Baron (S.U.A.) s-a dovedit a fi un succes la pompele de foarte mare adâncime și are performanțele semnificativ mult mai bune decât o pompă obișnuită neechilibrată (dar este cu reductor și supradimensionată).

Altă opțiune atractivă este tija de acționare din lemn (ex: Comet - Australia) care plutește și echilibrează sistemul prin forța arhimedică.

O variantă mai promițătoare se pare să fie echilibrarea cu ajutorul unui arc care evită încărcările inerțiale generate de masele de echilibrare, dar păstrează un anumit grad de neechilibrare.

În figura de mai jos este reprezentată influența adaptării, caracteristicii pompei la caracteristica rotorului asupra randamentului.

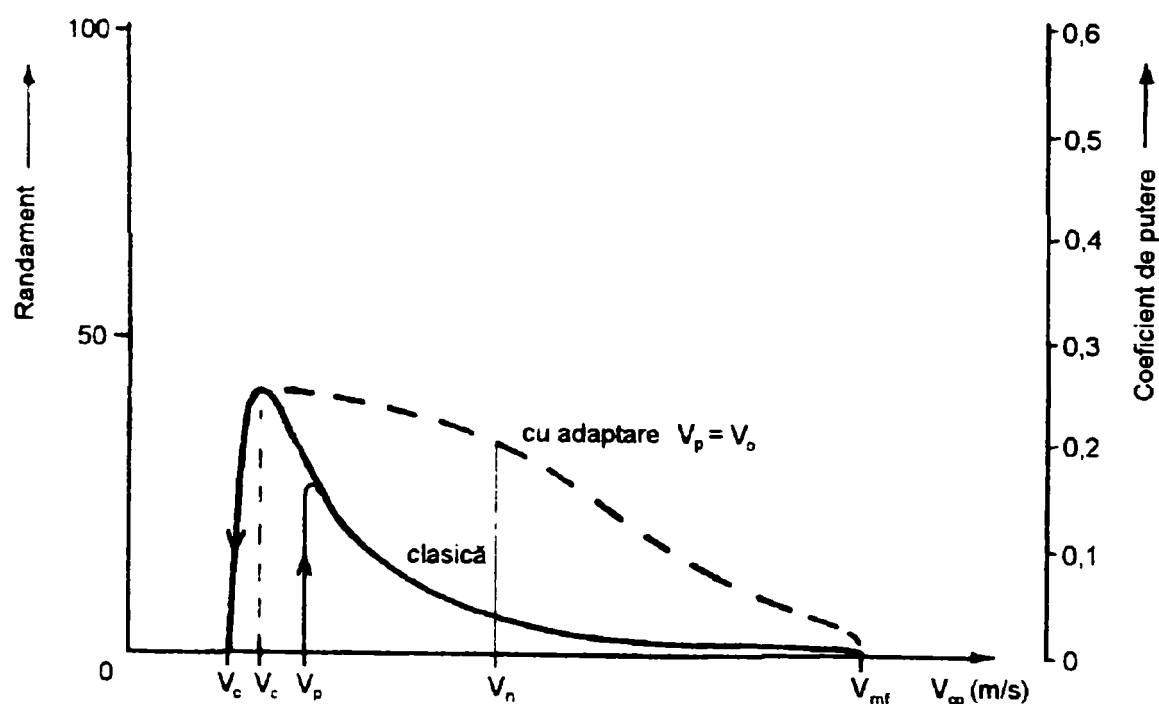


Fig. 5.2. Variația randamentului de adaptare între rotorul eolian lent și pompa cu piston

## Capitolul 6

### SISTEMATIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE

#### 6.1. CLASIFICAREA CAPTATORILOR EOLIENI

Captatorul eolian transformă energia cinetică a vântului într-o altă formă de energie.

În istoria utilizării energiei vântului s-au conceput foarte multe tipuri de captatori eolieni având forme, principii de funcționare și soluții constructive diferite. De aici apare evidenta nevoie de clasificare a diverselor tipuri de captatori eolieni pe categorii distincte, care să contribuie astfel la o clarificare a denumirilor și noțiunilor utilizate în domeniul acestora. Pentru a putea face această clasificare trebuie găsite anumite elemente comune și specifice prin care se poate defini un anumit tip de captator eolian. Până în prezent, în literatura de specialitate nu există o clasificare a captatorilor eolieni care să cuprindă majoritatea tipurilor concepute, ținând seama de particularitățile acestora.

Pentru a defini cât mai clar un captator eolian se pot stabili următoarele criterii de clasificare [19]:

- 1). Criteriul cinematic
- 2). Criteriul poziției axului
- 3). Criteriul principiului de funcționare
- 4). Criteriul tipului
- 5). Criteriul orientării
- 6). Criteriul constructiv
- 7). Criteriul forței motrice
- 8). Criteriul denumirii

##### 6.1.1. CRITERIUL CINEMATIC

Acest criteriu caracterizează captatorii eolieni după existența mișcării pieselor componente. După acest criteriu rezultă următoarele categorii de mașini eoliene captatori eolieni dinamici și captatori eolieni statici.

*Captatorii eolieni dinamici* sunt caracterizați prin existența mișcării pieselor componente. Majoritatea lor face parte din această categorie. În cele ce urmează acești captatori se vor denumi *mașini eoliene*. (vezi 6.1.8)

*Captatorii eolieni statici* sunt caracterizați prin inexistența mișcării pieselor componente. Aceste tipuri au apărut recent și sunt încă în fază experimentală.

### 6.1.2. CRITERIUL POZIȚIEI AXULUI

Acest criteriu se aplică numai la mașinile eoliene, care pot să fie cu ax vertical sau cu ax orizontal. După acest criteriu, la mașinile eoliene cu ax vertical, axul de rotație al rotorului este perpendicular pe direcția curentului de aer, iar la mașinile eoliene cu ax orizontal, axul de rotație al rotorului este paralel cu direcția curentului de aer. Trebuie precizat că poziția axului se consideră față de direcția curentului de aer care străbate rotorul și nu față de direcția forței de gravitație. Acest lucru este foarte important, deoarece principiul de funcționare și teoria mașinilor eoliene este în funcție de poziția relativă a axului de rotație al rotorului față de direcția curentului de aer și nu față de direcția forței de gravitație. Astfel pot să apară situații în care o mașină eoliană cu ax vertical are, prin construcție, axul în poziție orizontală, perpendiculară pe direcția forței de gravitație. În mod asemănător, o mașină eoliană cu ax orizontal poate avea, prin construcție, axul în poziție verticală, paralel cu direcția forței de gravitație. (fig. 6.11 c, d, și f). După cum se va arăta în continuare, tipul reprezentativ al mașinilor eoliene cu ax orizontal este elicea.

De regulă, direcția curentului de aer care străbate rotorul este identică cu direcția vântului; în acest caz poziția axului este definită și în funcție de direcția forței de gravitație, de unde și denumirea de "orizontal" și "vertical".

Motoarele eoliene (vezi 6.1.8, fig. 6.9, fig. 6.7 și tab. 6.1) fac parte din grupul mașinilor eoliene cu ax vertical, deoarece principiul de funcționare este identic cu toate că nu există o axă de rotație, mișcarea rezultată fiind de translație sau oscilație.

### 6.1.3. CRITERIUL PRINCIPIULUI DE FUNCȚIONARE

#### 6.1.3.1. Mașini eoliene cu ax vertical

După acest criteriu mașinile eoliene pot fi :

- 1). cu rezistență simplă
- 2). cu diferență de rezistență
- 3). cu incidență variabilă sau cu circulație nestaționară

1) *Mașinile eoliene cu rezistență simplă* reprezentate schematic în fig. 6.1. a și b, sunt caracterizate prin faptul că momentul motor se produce ca urmare a componentei tangențiale a forțelor aerodinamice ce apar la palele care se deplasează în sensul vântului. Palele care se deplasează contra vântului, sau sunt ecranate, sau sunt rotite astfel ca să apară o componentă tangențială a forțelor aerodinamice cât mai mică.

2) *Mașinile eoliene cu diferență de rezistență* (fig. 6.2.) sunt caracterizate prin aceea că momentul motor apare ca urmare a diferenței dintre momentul activ produs de componenta tangențială a forței aerodinamice ce apare la palele care se deplasează în sensul vântului și momentul pasiv produs de componenta tangențială a forței aerodinamice ce apare la palele care se deplasează contra vântului.

3) *Mașinile eoliene cu incidență variabilă sau cu circulație nestaționară* sunt caracterizate prin variația periodică a unghiului de incidență la fiecare ciclu de

deplasare a unei pale. Se precizează că la aceste tipuri de mașini, palele dezvoltă un cuplu activ și atunci când se deplasează contra vântului.

La rândul lor aceste mașini se pot grupa după criteriul mișcării sau al denumirii (vezi 6.1.8), astfel :

- turbine cu mișcare de rotație (fig. 6.3)
- motoare cu mișcare de translație (fig. 6.4)
- motoare cu mișcare de oscilație (fig. 6.5)

După criteriul funcțional-constructiv, aceste mașini se pot clasifica astfel :

- mașini eoliene cu circulație controlată, la care unghiul de incidență este variabil și reglabil, fiind menținut între anumite limite prin pivotarea controlată a paletelor; aceste mașini eoliene pot fi turbine (fig. 6.6) sau motoare.

- mașini eoliene cu circulație necontrolată, la care unghiul de incidență este variabil și neregabil, gradul de variație fiind impus prin parametrii constructivi. Din această categorie fac parte turbinele cu pale fixe (fără posibilitatea modificării incidenței prin pivotarea paletelor) (fig. 6.8) și motoarele eoliene (fig. 6.9) la care, deși palele sunt mobile, unghiul de incidență nu este reglabil.

### 6.1.3.2. Mașini eoliene cu ax orizontal

După criteriul principiului de funcționare aceste mașini se clasifică în turbine eoliene (elice) cu incidență constantă sau cu circulație staționară și mașini eoliene cu incidență variabilă sau circulație nestaționară.

Prin incidența constantă la turbinele eoliene (fig.6.10 și 6.11) trebuie să se înțeleagă că unghiul de incidență rămâne același în timpul unei rotații complete a unei pale, însă în timpul funcționării acesta se poate modifica în funcție de regimul de funcționare, prin reglarea pasului, dacă acest mecanism există.

Mașina eoliană cu incidență variabilă (fig. 6.12) este de fapt o pală care execută o mișcare pendulară sub acțiunea fenomenului de fluturare aerodinamică. În acest caz, unghiul de incidență variază periodic în funcție de unghiul de pendulare al palei.

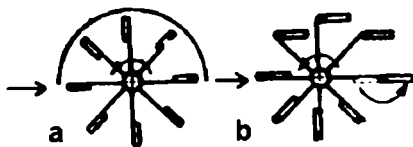


Fig. 6.1. Mașini eoliene cu ax vertical  
cu tracțiune simplă  
a) cu ecran . b) cu pale batante

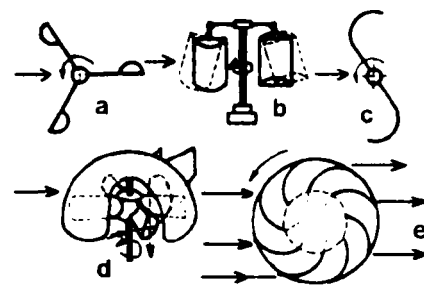


Fig. 6.2. Mașini eoliene cu ax vertical  
cu diferență de tracțiune  
a) cu cupe : b) cu cupe cu geometrie variabilă  
c) Savonius : d) Lebest : e) cu flux transversal

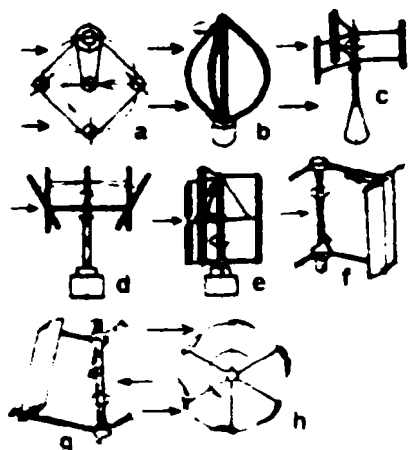


Fig. 6.3 Mașini eoliene cu ax vertical cu incidență variabilă și mișcare de rotație (turbine)

a) cu pale rotative ; b) Darrieus cu pale curbe; c) Darrieus cu pale drepte ; d) Darrieus cu geometrie variabilă; e), f) și g) cu pale orientabile ; h) cu pale flexibile

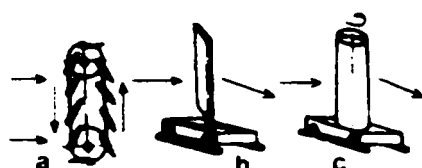


Fig. 6.4 Mașini eoliene cu ax vertical cu incidență variabilă și mișcare de translație (motoare)

a) "cover" rulant ; b) pală tractantă; c) rotor Flettner

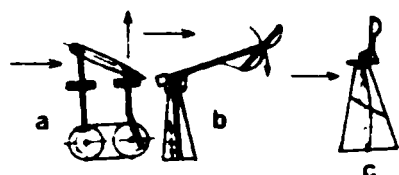


Fig. 6.5. Mașini eoliene cu ax vertical cu incidență variabilă și mișcare de oscilație (motoare)

a) cu pală oscilantă ; b) cu pală batantă; c) cu cablu oscilant

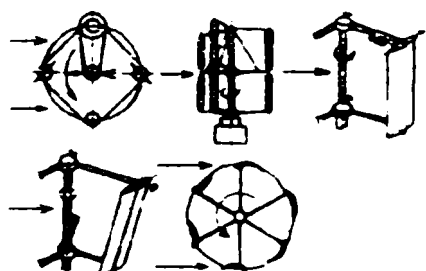


Fig. 6.6 Turbine eoliene cu circulație controlată a) cu pale rotative ; b), c) și d) cu pale orientabile ; e) cu pale flexibile



Fig. 6.7. Mașină eoliană cu pală tractantă

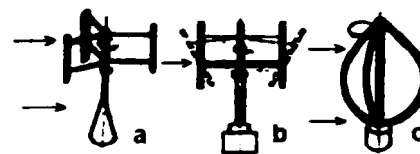


Fig. 6.8. Turbine eoliene a) cu pale drepte ; b) cu geometrie variabilă ; c) curbe

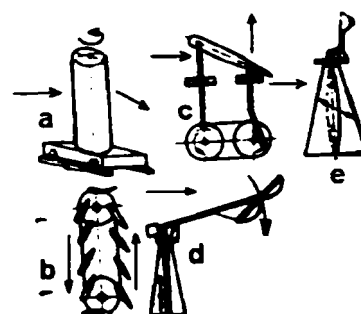


Fig. 6.9. Motoare eoliene cu circulație necontrolată

a) cu rotor Flettner b) "cover rulant" ; c) cu pală oscilantă; d) cu pală batantă ; e) cu cablu oscilant

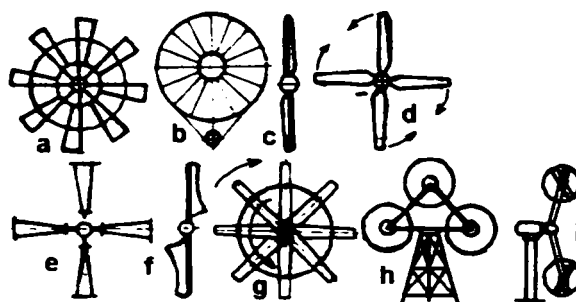


Fig. 6.10. Turbine eoliene cu ax orizontal liberă a) lentă ; b) tip bicicletă ; c) rapidă ; d) contrarotitoare; e) cu rotoare Flettner ; f) cu pale tip velă ; g) cu generator inelar; h) multirotor ; i) acționate de vântul relativ



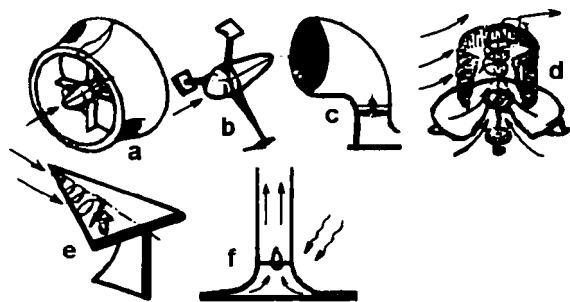


Fig. 6.11. Turbine eoliene cu ax orizontal cu concentratori

a) intubată ; b) cu plăci de capăt ; c) cu deflector;  
d) cu vârtej ; e) cu vârtej indus ; f) turn termic

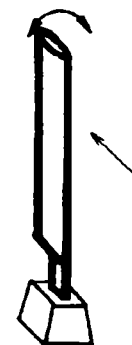


Fig. 6.12. Mașină eoliană cu ax orizontal cu pală pendulară

### 6.1.3.3. Captatorii eolieni statici

Acești captatori (fig. 6.13), după principiul

de funcționare, pot fi :

- 1). cu conversie pneumohidrostatică (fig. 6.13 a)
- 2). cu conversie electrogazodinamică (fig. 6.13 b)
- 3). cu conversie politropă (fig. 6.13 c)

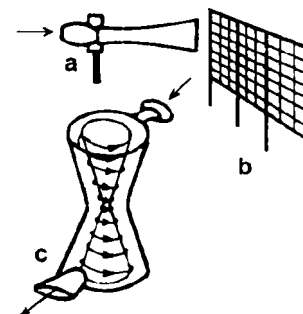


Fig. 6.13. Captatorii eolieni statici cu conversie

a) pneumohidraulică ; b) electrostatică ; c) politropă

Conversia pneumohidrostatică constă în modificarea vitezei și presiunii aerului datorită modificării secțiunii de curgere.

Conversia electrogazodinamică constă în apariția unui curent electric între doi electrozi atunci când, sub acțiunea vântului, între aceștia se deplasează aerosoli încărcăți cu electricitate.

Conversia politropă constă în modificarea temperaturii unui agent termic datorită diferențelor de presiune dintr-un vârtej produs de vânt.

### 6.1.4. CRITERIUL TIPULUI

Deoarece în cadrul aceluiași principiu de funcționare se cunosc mai multe soluții constructive, este necesar să se stabilească tipurile de bază de captori eolieni (vezi tab. 6.1 și fig. 6.1 ÷ 6.13).

Datorită intensificării activității de cercetare în domeniu, este posibilă apariția unor tipuri noi, necuprinse în această clasificare.

### 6.1.5. CRITERIUL ORIENTĂRII

Unii captatori eolieni funcționează fără a fi nevoie de orientarea după direcția vântului, alții se orientează singuri, datorită construcției. Anumite tipuri de captatori necesită dispozitive speciale de orientare. Clasificarea după acest criteriu este prezentată în tabelul 6.1, în care s-au notat cu puncte caracteristicile ce le posedă fiecare tip de captator eolian. La criteriul orientării sunt prezentate șase modalități din care se poate aplica numai una singură. Dacă la un tip de captator sunt mai multe modalități notate, aceasta înseamnă că există mai multe variante, din care se aplică numai una singură.

Se poate observa că, în general, masinile cu ax vertical nu necesită orientare. În același timp, acest criteriu nu prezintă o legătură logică cu celelalte criterii, neexistând posibilitatea grupării tipurilor de captatori după același fel de orientare.

### 6.1.6. CRITERIUL CONSTRUCTIV

La criteriul constructiv s-au ales elementele cele mai semnificative ca: mișcarea rezultată la elementul motor - pală, fixarea palei și numărul de pale, totalizând nouă variante (vezi tab. 6.1)

### 6.1.7. CRITERIUL FORȚEI MOTOARE

Datorita acțiunii vântului asupra palelor, apare o forță aerodinamică care pune în mișcare mașina eoliană. forța aerodinamică are o componentă de rezistență și o componentă de portanță aerodinamică.

În funcție de raportul ce există între aceste componente, după criteriul forței motoare, mașinile eoliene sunt :

- 1). cu rezistență aerodinamică
- 2). cu rezistență și portanță aerodinamică
- 3). cu portanță aerodinamică

Analizând legătura între principiul de funcționare și forța motoare (vezi tab. 6.1), se constată o legătură logică între aceste criterii. Astfel la mașinile eoliene cu rezistență simplă, forța motoare se produce datorită rezistenței aerodinamice a palelor. Deci palele acestor mașini au forme capabile să producă rezistențe aerodinamice mari, ca de exemplu placă, cupă.

La mașinile eoliene cu diferență de rezistență, în general forța motoare se produce datorită rezistenței aerodinamice, existând unele tipuri la care apare și portanța.

La mașinile eoliene cu incidență variabilă, și cu incidență constantă, forța motoare este produsă de portanța aerodinamică, exceptând mașina cu pale rotative, la

care această forță se produce ca urmare atât a rezistenței, cât și a portanței aerodinamice a palelor.

Analizând funcționarea mașinilor eoliene se poate constata că la mașinile cu rezistență aerodinamică, palele se mișcă în general în direcția vântului, iar la mașinile cu portanță aerodinamică, palele se mișcă în general perpendicular pe direcția vântului.

Din această cauză, viteza de mișcare a palelor la mașinile cu rezistență aerodinamică nu poate depăși, în general, viteza vântului. La mașinile cu portanță aerodinamică, viteza de mișcare a palelor poate să fie, la unele tipuri, de până la șapte ori viteza vântului - aceste tipuri având și denumirea de mașini rapide.

### 6.1.8. CRITERIUL DENUMIRII

Este important să se adopte o terminologie unitară privind denumirea captatorilor eolieni. Captatorii eolieni dinamici se vor numi *mașini eoliene* și se vor nota prescurtat MaE.

Mașinile eoliene la care prin construcție forța motoare produce o mișcare de rotație, palele fiind montate într-un rotor (chiar dacă rotorul are o singură pală), se vor numi *turbine eoliene* și se vor nota prescurtat TE

Mașinile la care forța motoare produce o altă formă de mișcare decât cea de rotație se vor denumi *motoare eoliene* și se vor nota prescurtat cu ME.

Captatorii eolieni statici, deoarece convertesc energia vântului direct în energia dorită, neexistând treapta de conversie în energie mecanică, se vor denumi *convertoare eoliene statice* și se vor nota prescurtat CES.

În tabelul 6.1 sunt cuprinse toate criteriile de clasificare a mașinilor eoliene, precum și posibilitățile de utilizare a energiei vântului prin conversia acesteia în alte forme de energie, folosind anumite tipuri de captatori eolieni.

Tabetul 6.1

CRITERII DE CLASIFICARE					UTILIZARE																					
VÂNTUL	CINEMATIC	POZIȚIA AXULUI	PRINCIPUL DE FUNCȚIONARE	TIPUL	ORIENTARE	CARACTERISTIC CONSTRUCTIVE			FORȚA MOTOARE	DENUMIRE																
						NU NECESSITA DERIVA	AUTOORIENTARE	DE VÂNT ELECTRIC				ROTAȚIE HIDRAULIC	OSCILAȚIE TRANSALATIE	FIX MOBIL	NUMARUL DE PALE											
						1	2	3	4	5	6	7	8	9												
CAPTOR EOLIAN	1 DINAMICE	1 VERTICAL	1 CU REZISTENȚA SIMPLĂ	1 CU ECRAN	1												1 REZISTENȚĂ	TURBINA	•POMPARE •ENERGIE TERMICĂ •ENERGIE ELECTRICĂ							
				2 CU PALE BATANTE	2																					
				3 CU PALE CU GEOM. VARIABILĂ	3																					
				2 CU DIFERENȚĂ DE REZISTENȚĂ	2																					
				3.1 CONTROLATĂ	3.1																					
				3 CU INCIDENȚĂ VARIABILĂ	3																					
				3.2 NECONTROLATĂ	3.2																					
				1 CU INCIDENȚĂ VARIABILĂ	1																					
				2 ORZONTAL	2	2	2 CU INCIDENȚĂ CONSTANTĂ	1 MULTIPALĂ	1																	
								2 ROATA DE BICICLETA	2																	
								3 CU VELE	3																	
								4 CU PALE ROTAT FLETTNER	4																	
								3 CONTRAROTTOR	3																	
								8 GENERATOR ÎNELAR	8																	
								7 MOMAVANT AMELORATĂ	7																	
1 CU VELE	1																									
2 CU PALE DIVIZATE	2																									
3 MONOPALĂ	3																									
4 CONTRAROTTOR	4																									
5 CU TRANSMISIE PNEUMAT.	5																									
6 ACȚIONATĂ DE VÂNT REL.	6																									
7 MULTIROTOR	7																									
3 INCLINAT	3	3	1 CU INCIDENȚĂ VARIABILĂ					1 STATIC CU AJUTAJ	1																	
				2 DYNAMIC CU PALETE	2																					
				3 CU DEFLECTOR	3																					
				4 CU VÂRTEJ	4																					
				5 CU VÂRTEJ ÎN DUS	5																					
				6 TURN TERMIC	6																					
				2 STATICE	2	2	1 CONVERSIE HIDROSTATICĂ	1 WAGNER	1																	
								1 TUB VENTURI	1																	
								2 MARKS	2																	
				3	3	3	2 CONVERSIE ELECTROSTATICĂ	1 MINARDI	1																	
								2 EXPANSIUN COMPRESIUN	2																	
								3 PRIVARTEI	3																	
				3	3	3	3 PRIVARTEI	1 CONVERTOR EOLIAN STATIC	1																	

## 6.2. SOLUȚII CONSTRUCTIVE DE ROTOARE EOLIENE PENTRU CONVERTOARE EOLIENE DE POMPARE

Se știe că soluția optimă pentru pale este un profil aerodinamic rigid cu o configurație specială utilizată la turbinele rapide pentru producerea energiei electrice. Pentru pompe eoliene, se utilizează rotoare lente cu profile simple, mai puțin eficiente, dar potrivite antrenării pompelor volumice, acestea necesitând un moment de pornire mare (care rămâne relativ constant în timpul funcționării).

Pentru aplicații imediate pentru pomparea apei, cea mai potrivită configurație pentru rotor este rotorul cu vele grecesc. Rotoarele cu pale din tablă curbată sunt preferate atunci când se impune creșterea durabilității și a eficienței, costurile și greutatea mai mari fiind tolerate. Rotoarele Darrieus și Savonius nu sunt recomandate pentru pomparea apei, dar rotorul cu ax vertical clasic chinezesc prezintă o potențială aplicație pentru pomparea ieftină a apei în domeniul rural [53].

### 6.2.1. ROTOARE CU AX ORIZONTAL

a). Rotorul clasic grec cu vele (fig. 6.14. și 6.15.) este răspândit mult în Grecia [54, 55, și 56] iar cu adaptări este răspândit mult în Thailanda (fig. 6.16.) [57] și China [58]. Aceste rotoare sunt potrivite pentru pompe eoliene deoarece se caracterizează prin moment de pornire mare, viteză de vânt de pornire mică, masă și preț mic și posibilitatea ușoară de adaptare la vânturi mari. Rotorul constă din 6 ... 12 vele triunghiulare din pânză, fiecare atașată la o vergă de-a lungul laturii mai lungi și ținute bine întinse de colțul liber printr-o frânghie principală legată la verga alăturată sau la frânghia de centură între capetele vergilor. Cabluri radiale întinse între capetele fiecărei vergi și capatul axului central fixează vergile contra presiunii vântului. Soliditatea maximă a rotorului este în jur de 40 - 50%. Aria velei se poate reduce prin înfășurarea fiecărei vele o dată sau de mai multe ori în jurul vergii sale. Acest tip de rotor pare cea mai potrivită soluție pentru zone cu resurse materiale și tehnicitate reduse. Această construcție a fost dezvoltată de numeroase organizații pentru utilizare în India (fig. 6.17.) [59 și 60], Malaiezia (fig. 6.18.), Sri Lanka [61], Etiopia [62] și în alte țări în curs de dezvoltare (fig. 6.19.) [63 și 64].

b). Rotorul elice multipală din tablă metalică (fig. 6.20.) constă din 8 ... 24 pale din tablă curbată montate între două inele metalice concentrice susținute de 5 sau 6 spițe tensionate. Soliditatea rotorului este de 90 ... 100%. Adaptări locale ale acestei construcții au fost dezvoltate în India, Siria, Thailanda, Indonezia [65] și în SUA de către Agenția pentru Dezvoltare Internațională (USAID) [66]. De asemenea, s-a dezvoltat un rotor multipală cu vele din țesătură [74].

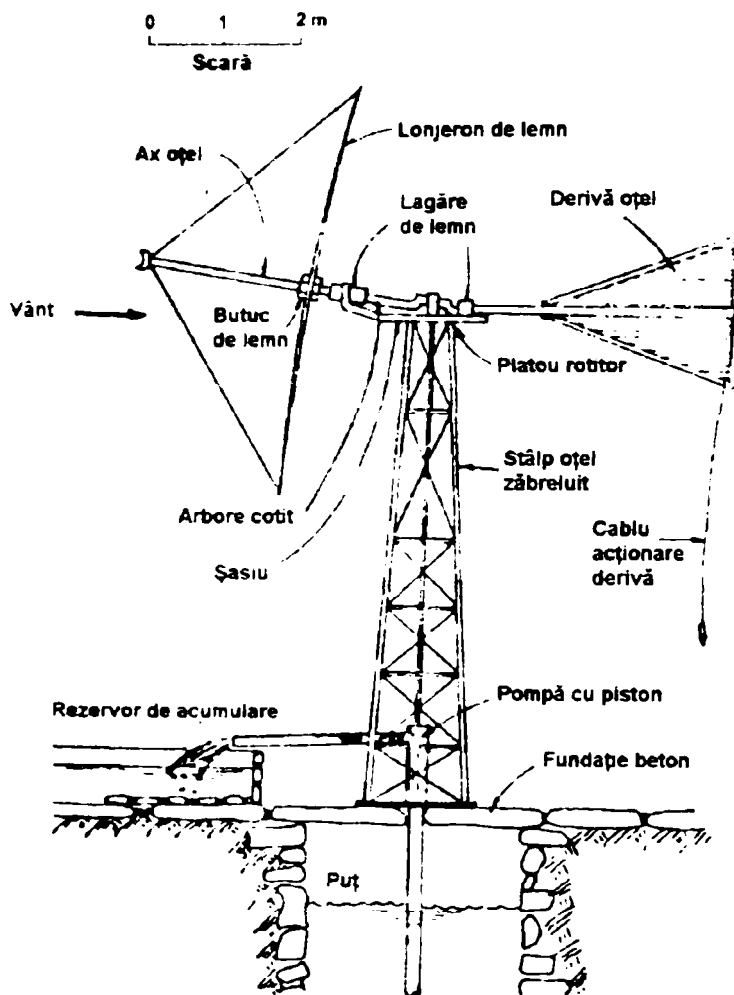


Fig. 6.14. Pompă de apă cu rotor grecesc v.l.

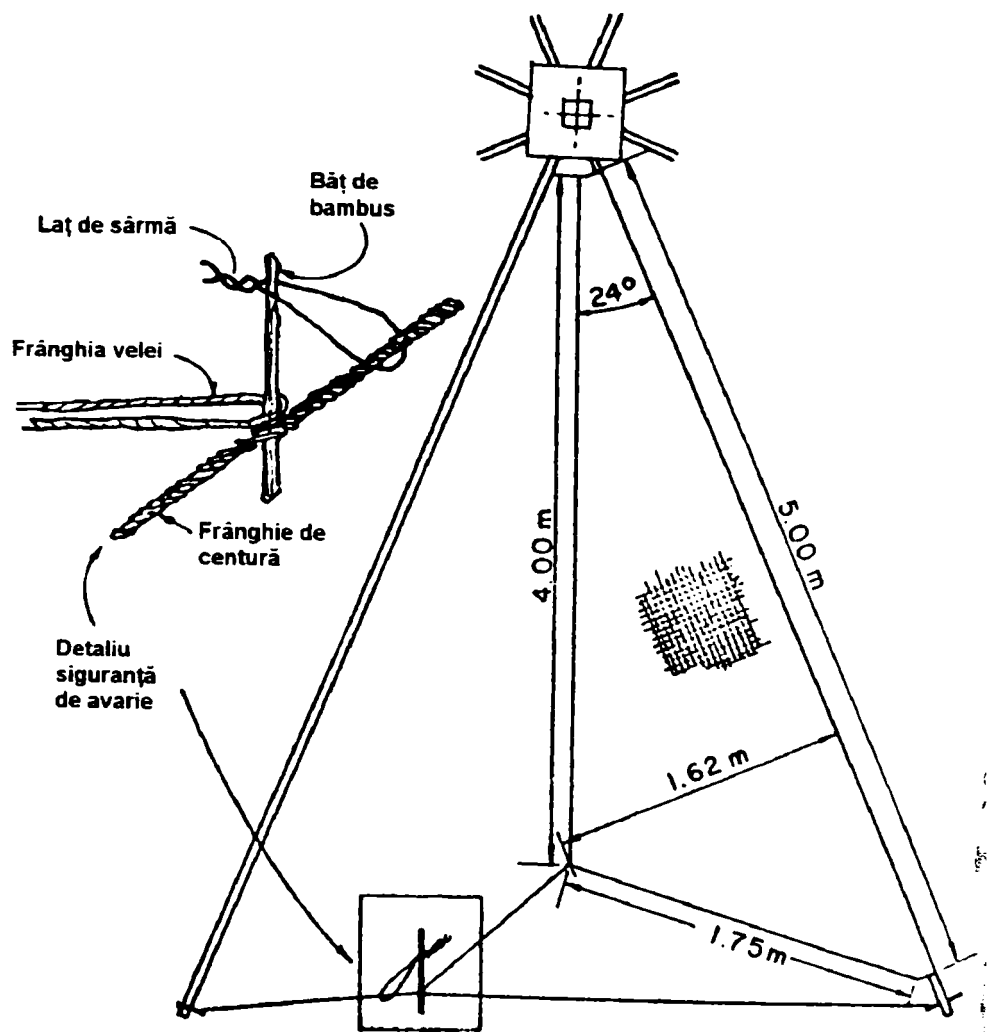


Fig. 6 15. Configurația unui rotor grecesc

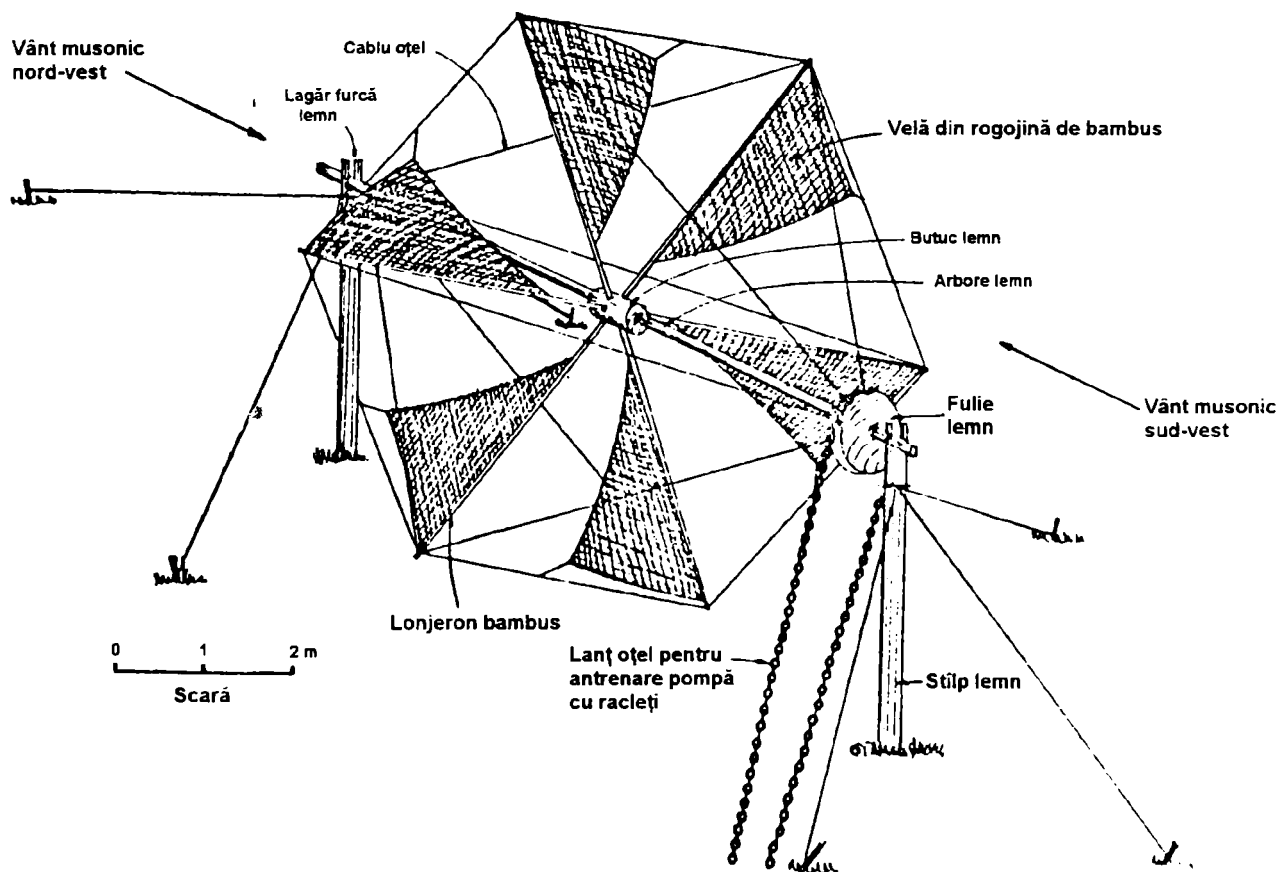


Fig. 6.16. Pompă de apă cu rotor thailandez cu vele

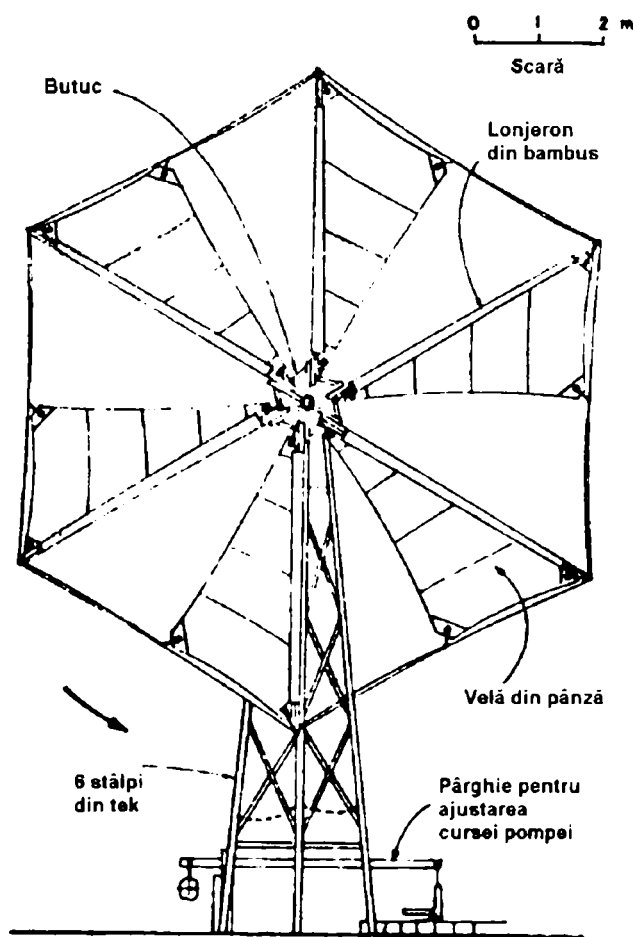


Fig. 6.17. Pompă de apă cu rotor prototip Madurai cu vele

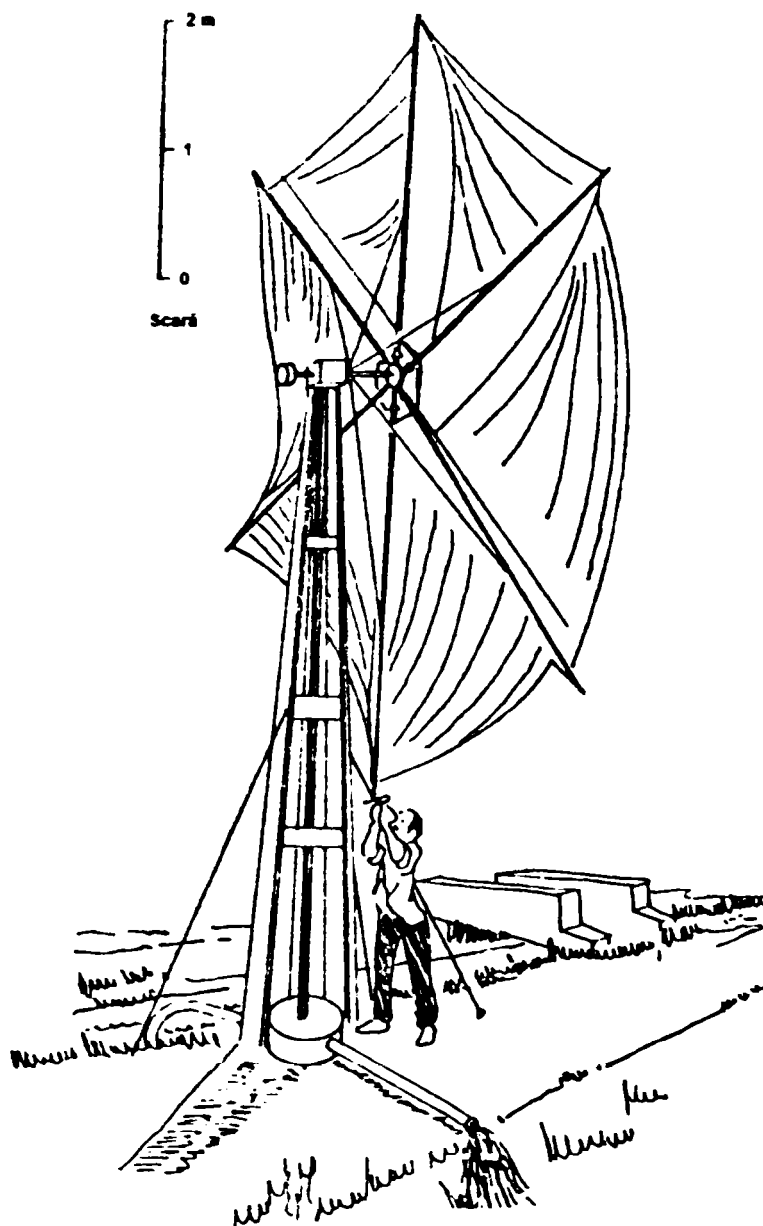


Fig. 6.18. Pompă eoliană cu rotor tip pale - velă autoorientabil dezvoltată de Malaysian Agricultural Research & Development Institute

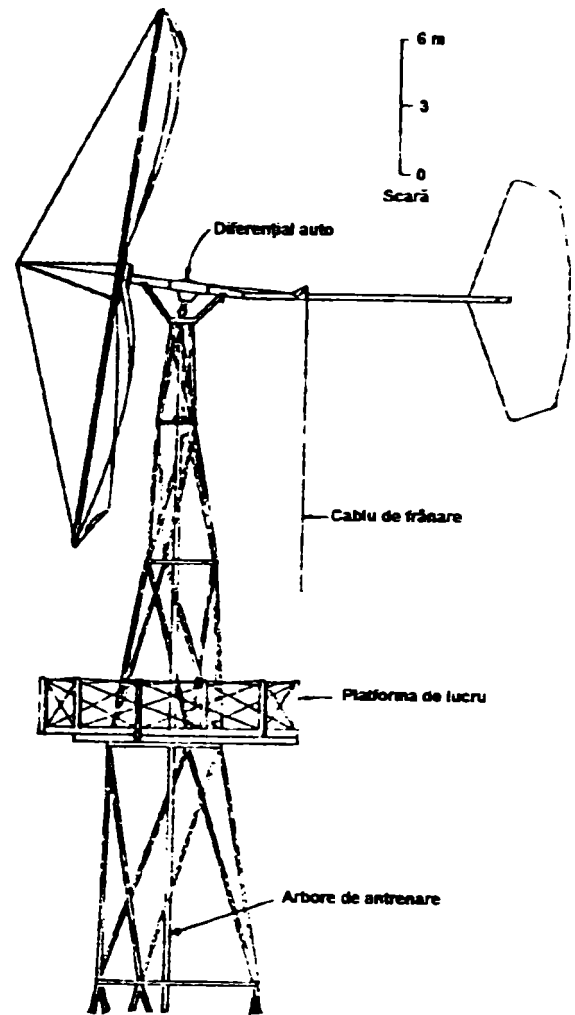


Fig. 6.19. Rotor cu pale - velă dezvoltată de Brac Institute - Windworks

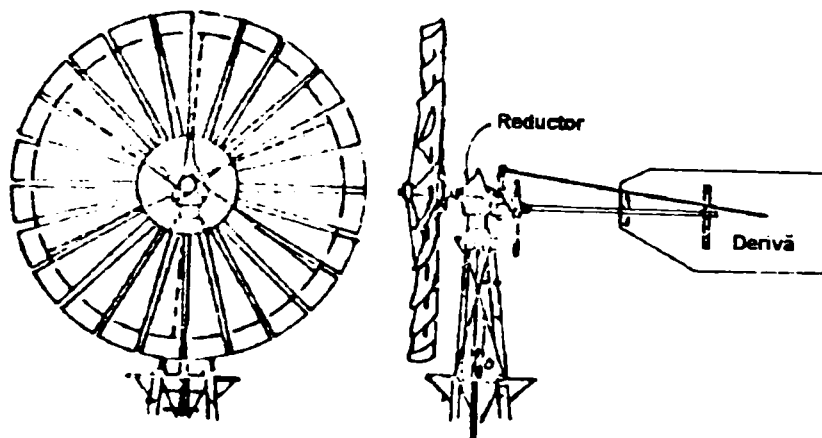


Fig. 6.20. Rotor multipală din metal

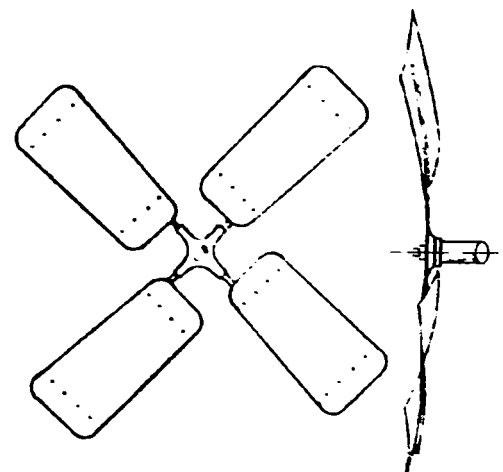


Fig. 6.21. Rotor cu patru pale din metal



Rotoarele multipală se caracterizează prin viteza mică a vântului de demarare de 6 ... 8 km/h și moment de demarare mare. Ele sunt utilizate de obicei la pomparea apei cu o pompă cu piston. Se pretează pentru fabricarea industrială și utilizare în zone unde necesitatea de durabilitate mare și funcționare fără întreținere justifică cheltuielile de investiție mari.

c). Un rotor foarte simplu și durabil constă din 4 pale metalice rectangulare, curbate, torsionate la un unghi mic la capăt și un unghi mare la butuc (fig. 6.21.). Soliditatea rotorului este în jur de 35%. Cercetări pentru optimizarea acestui tip de rotor s-au efectuat la Universitatea Tehnică Eindhoven, Olanda. Un rotor cu 6 pale curbate din metal a fost dezvoltat pentru Tanzania [68]. Acest tip de rotor pare să aibă o posibilitate considerabilă de utilizare în sistemele de pompare ieftine din cauza simplității constructive și a eficienței aerodinamice bune.

d). Rotorul cu pală tip velă Princeton (fig. 6.22. și 6.23.) a fost dezvoltat în 1960 la Universitatea din Princeton, SUA. Acesta constă din două pale, fiecare având o velatură dublă susținută de către un bord de atac rigid drept, de secțiuni de coardă de capăt și de butuc rigide și de un cablu de bord de fugă întins între secțiunile de capăt și de butuc. Raportul între coarda de butuc și cea de capăt este în jur de 3/1.

Vela este întinsă de bordul de fugă în formă de curbă catenară, care asigură tensiuni de coardă egale de-a lungul velei în funcție de tensionarea cablului de bord de fugă. Performanța aerodinamică acestui rotor este similară rotoarelor convenționale rigide, dar greutatea, costul și complexitatea constructivă sunt toate mai reduse. Desenele detaliate ale proiectului original Princeton și o adaptare pentru pomparea apei sunt publicate în lucrările [69] și [70].

e). Rotoare rapide tip elice care nu sunt considerate uzuale pentru pomparea apei, dar sunt utilizate cu succes pentru această aplicație în Thailanda (fig. 6.24.) prin adaptarea la pompe centrifuge rapide. Un rotor de acest tip, pentru utilizare ca pompă eoliană este propus în lucrarea [71]. Aceste rotoare sunt caracterizate prin viteza vântului de demarare mare, rapiditate mare și moment de demarare mic. Cea mai multe rotoare rapide sunt modelate (cioplite) din lemn, cu toate că unele sunt confecționate din aluminiu prin presare (mulare) sau în construcție nervurată [72] sau din fibră de sticlă. [73] și [74]. Rotoarele rapide pentru aplicații în pompare, în mod normal se utilizează cuplate cu pompe care necesită moment de demarare mic și moment constant de funcționare cum ar fi: pompe cu racleți centrifuge, cu lanț și cu șurub arhimedic.

f). Tipul clasic de rotor olandez, compus din 4 lonjeroane de susținere, o rețea (grilaj) din lemn acoperită cu țesătură din pânză este cel mai bine adaptat pentru mașini mari care sunt eficiente la viteze de rotație mici și momente mari. În prezent, utilizarea acestui tip de rotor pentru pomparea apei este rară și utilizarea în proiectele noi hibride va fi limitată datorită volumului mare de manoperă calificată pentru realizarea rețelei de lemn.

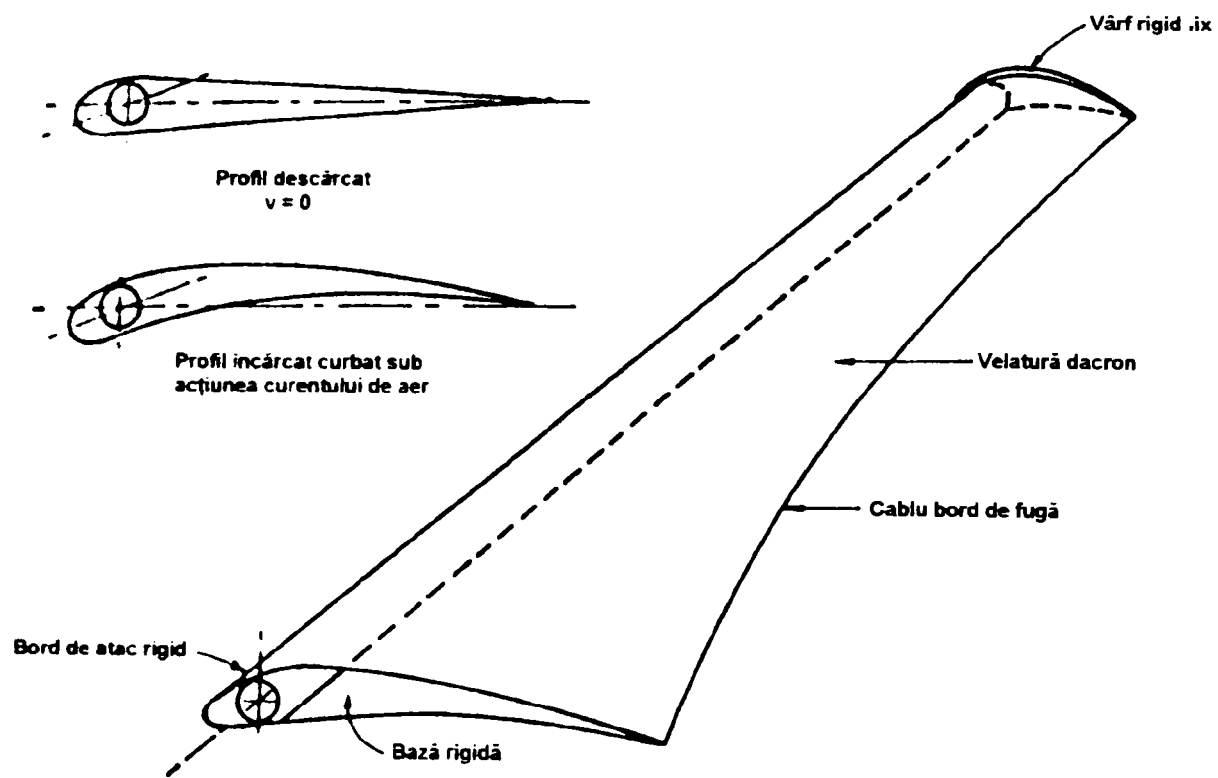


Fig. 6.22. Pală - velă dublă Princeton

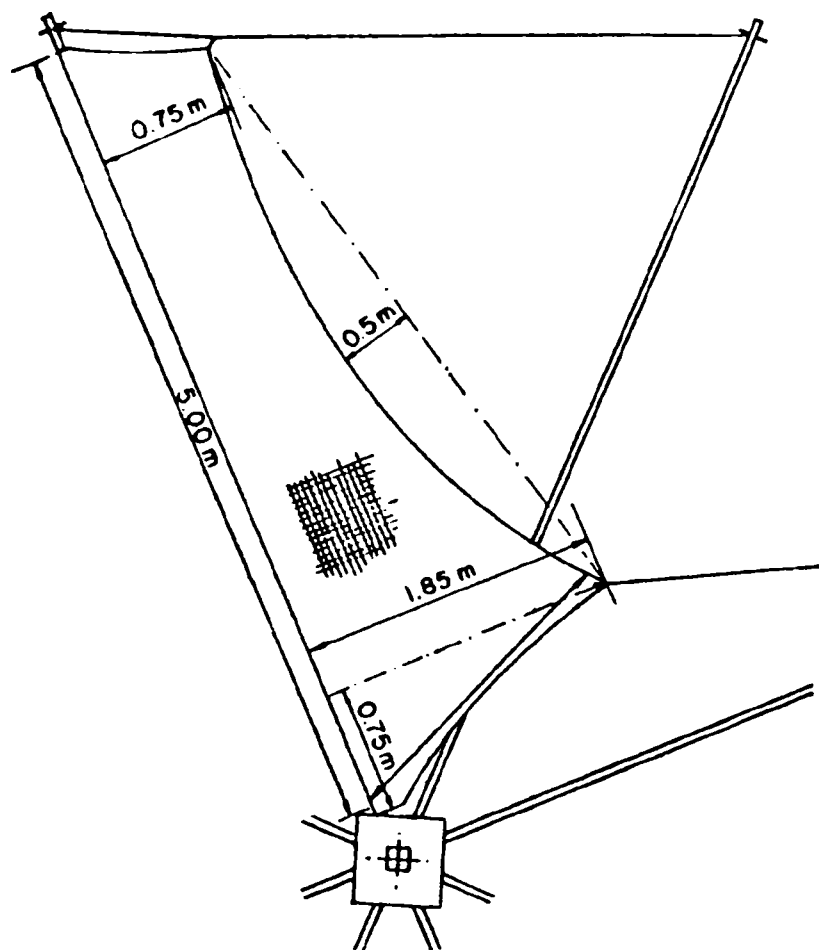


Fig. 6.23 Configurația unui rotor hibrid Princeton - grecesc

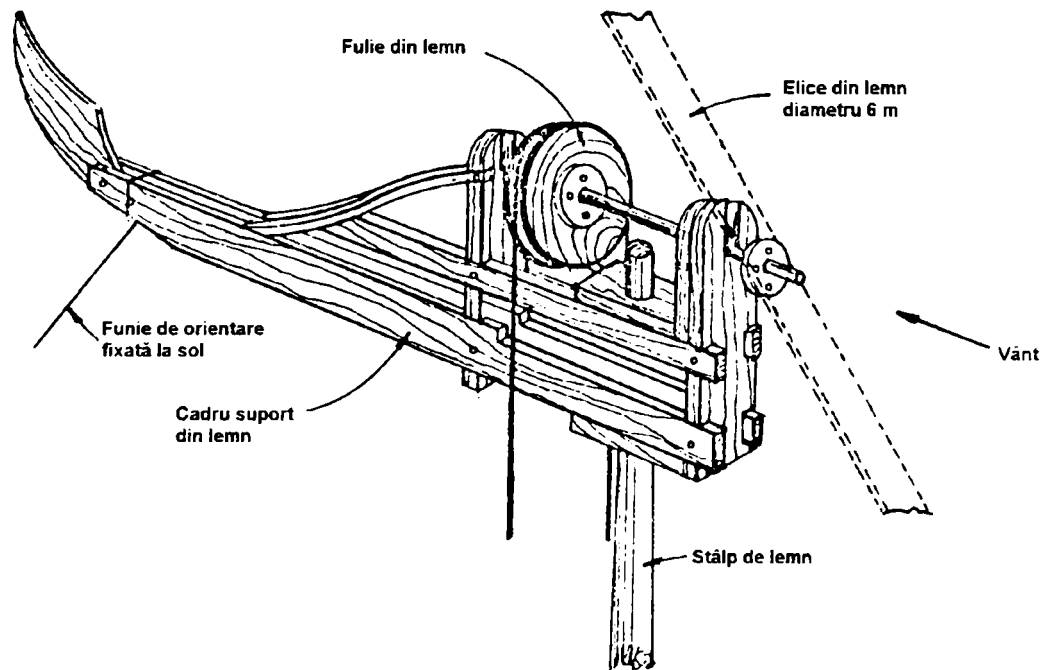


Fig. 6.24. Pompă de apă tip thailandez cu rotor rapid și ansamblu montat din lemn

g). Numeroase alte rotoare cu ax orizontal au fost utilizate, aceste încorporând 4 ... 8 pale fixe rectangulare din lemn sau din țesătură de fibre; costul, eficiența și durabilitatea lor sunt în general mici. Putem spune că palele rotorului pot fi confecționate din orice material plan și subțire, din metal, țesătură, lemn, plastic, bambus și țesătură de fibră împreună cu suporturi adecvate.

### 6.2.2. ROTOARE CU AX VERTICAL

Există descrieri care prezintă o varietate foarte mare de mașini eoliene cu ax vertical ce se rotesc în plan orizontal [75]. Avantajul principal al acestor rotoare este că acceptă vântul din orice direcție, și de aceea nu este necesar nici un mecanism de orientare, însă construcția lor uzuală este foarte voluminoasă și necesită o cantitate mare de material în raport cu aria efectivă de interceptare (aria baleiată). Aceste rotoare prezintă dificultăți de întreținere, rezultate din masa mare suportată de un lagăr axial de la baza arborelui principal. Randamentul aerodinamic este mic deoarece rotorul se învârti ca rezultat a presiunii vântului, spre deosebire de rotoarele cu ax orizontal, care extrag energia vântului până la funcția cubică a vitezei vântului. De asemenea, numai jumătate din numărul de pale al rotorului sunt motoare, jumătate deplasându-se contra vântului. În orice caz, există două tipuri de rotoare cu ax vertical care au o oarecare importanță practică, din cauza construcției lor ușoare: tipul chinezesc (fig. 6.25) și tipul din insulele turcești și grecești (fig. 6.26). Aceste rotoare se pot cupla mai ales cu elevatorul de apă persian cu roată cu cupe, precum și cu pompa cu racleți.

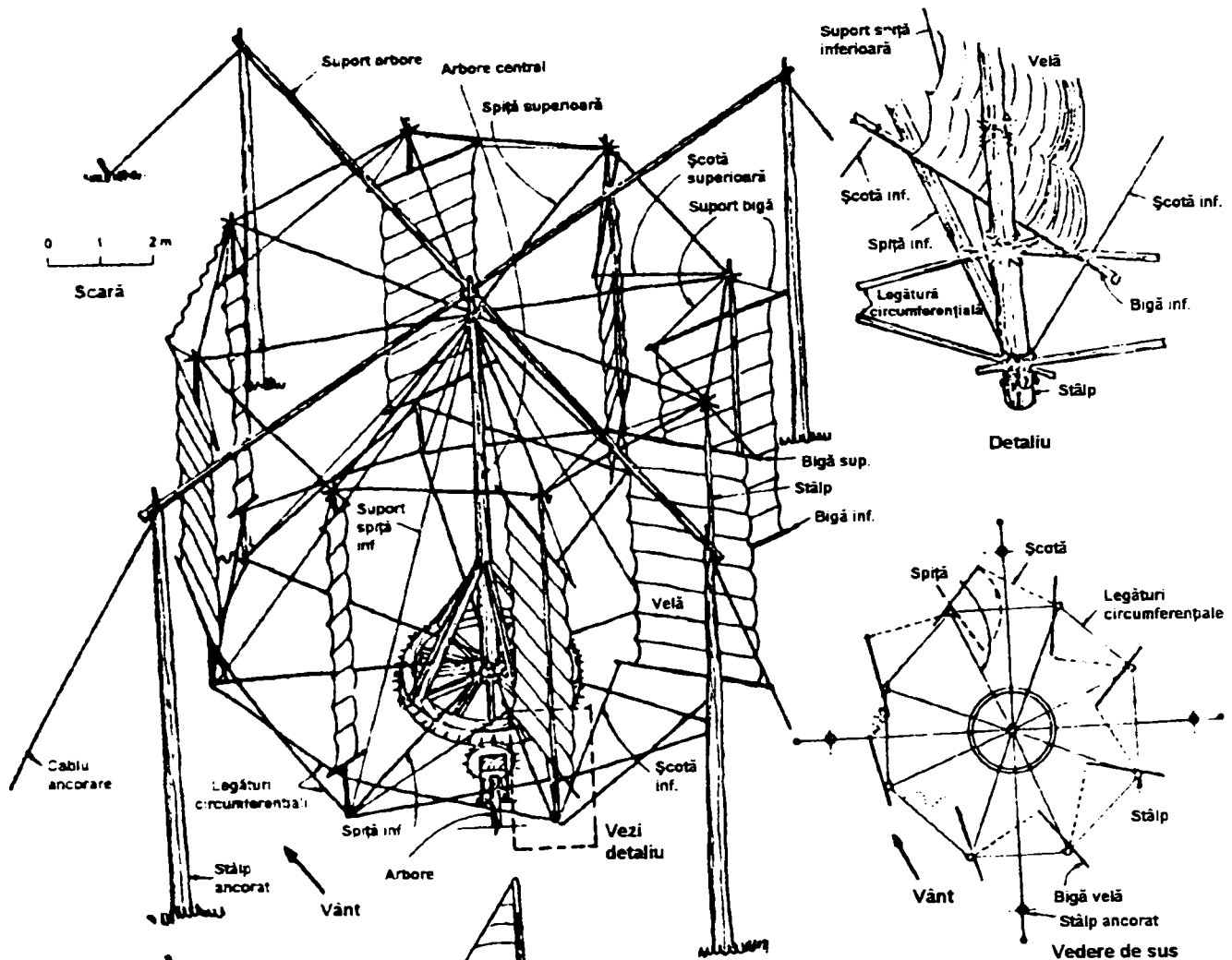


Fig. 6.25. Rotor cu ax vertical chinezesc

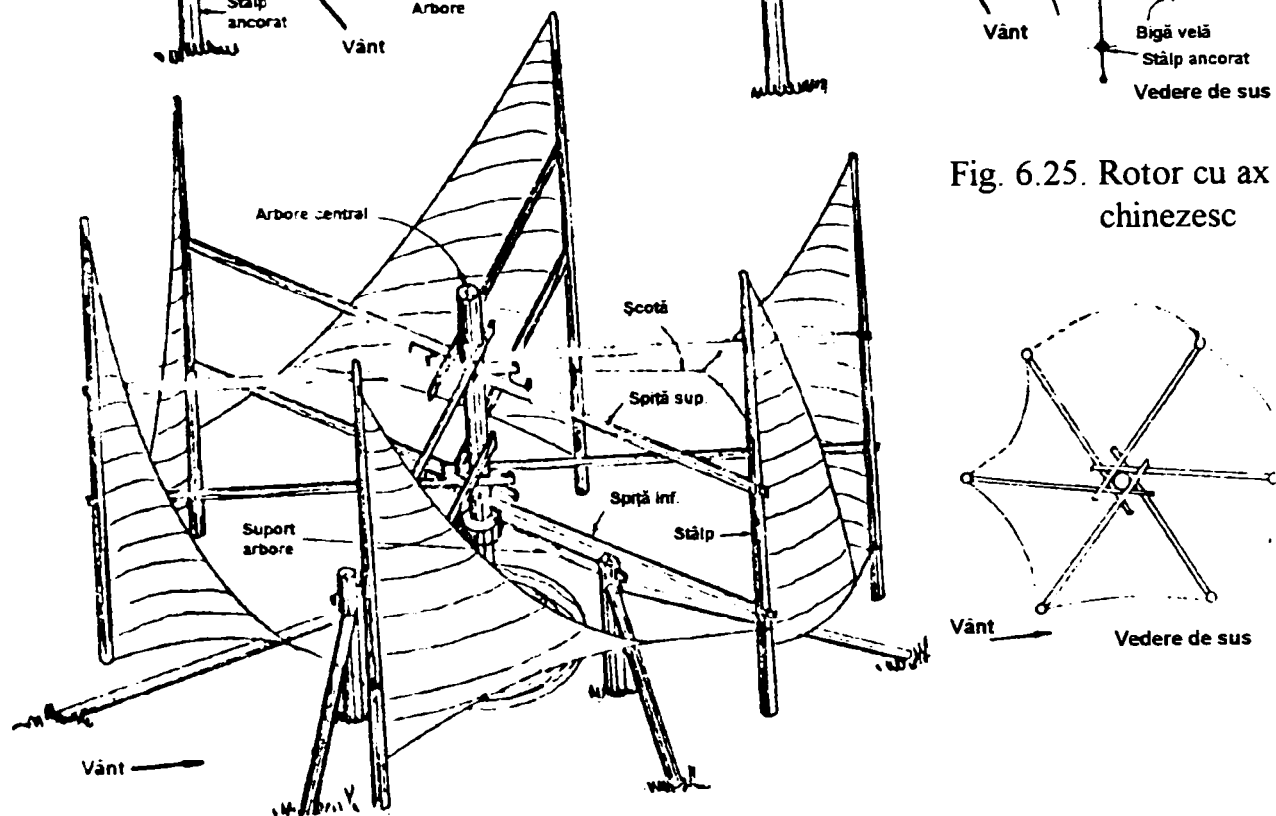


Fig. 6.26. Rotor cu ax vertical din insulele turcești și grecești

a). Rotoarele utilizate în insulele turcești și grecești în Indiile de Vest Britanice, pentru pomparea apei sărate pentru lacurile de evaporare constă din 6 vele foc triunghiulare din pânză susținute în lungul laturii mai mari de un baston de arbore vertical și sunt întinse de o funie legată de colțul slăbit al velei și de bastonul de arbore alăturat. Fiecare baston de arbore vertical (catarg) este susținut de două brațe

orizontale dispuse radial față de arborele principal. Un rotor similar cu vele foc utilizând opt vele a fost propus pentru utilizare în Thailanda (fig. 6.27).

b). Rotorul Savonius (fig. 6.28.) a fost foarte documentat [76]. Utilizarea lui pentru pomparea apei și generare de curent electric a avut numai un succes limitat.

c). Rotorul Darrieus (fig. 6.29.) constă din două sau trei pale profilate aerodinamic cu coardă constantă curbate după o curbă catenară și fixate la ambele capete de un arbore vertical care este ancorat în partea superioară prin cabluri de ancorare și care este cuplat la dispozitivul de utilizare a puterii, la partea inferioară [77].

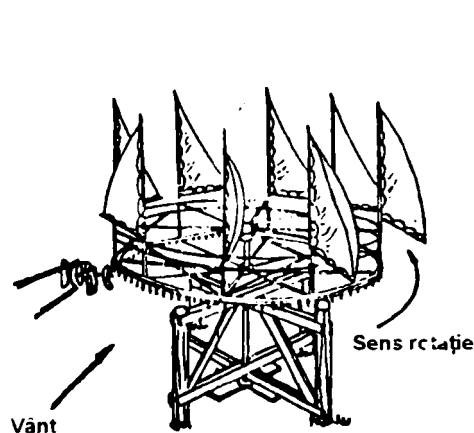


Fig. 6.27. Rotor thailandez cu vele foc

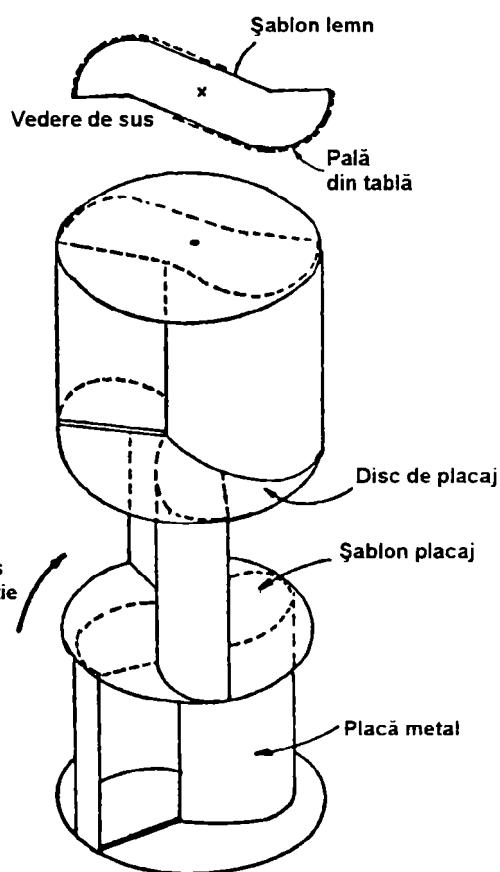


Fig. 6.28. Rotor Savonius trietajat

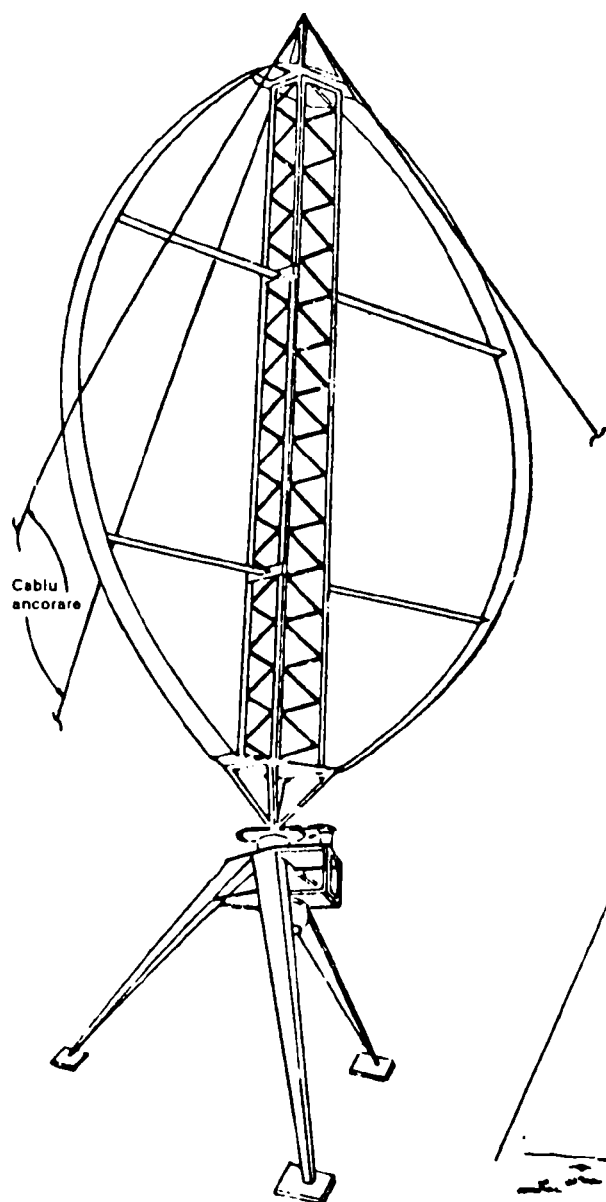


Fig. 6.29. Rotor Darrieus

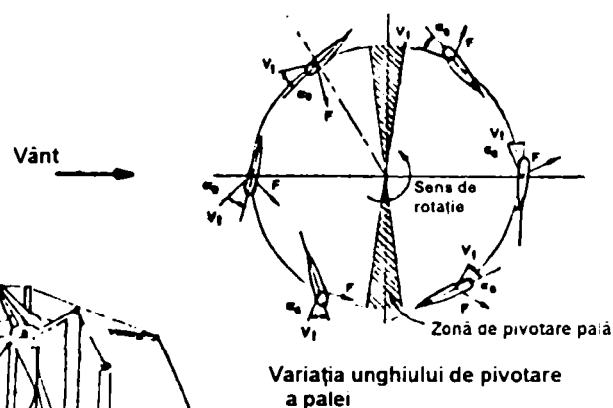


Fig. 6.30. Rotor ciclogiro

Acest rotor față de alte rotoare cu ax vertical prezintă o serie de avantaje: necesită o structură de susținere minimală, proporția de material raportată la aria totală interceptată este foarte mică (soliditatea în jur de 5%) și coeficientul de putere este mare. Principalul dezavantaj este acela că nu demarează singure, iar construcția palelor din materiale plastice armate cu fibre de sticlă sau din aluminiu extrudat este foarte scumpă. Deși numai recent a fost dezvoltat pentru generarea energiei electrice [78], acest rotor poate fi utilizat și pentru pomparea apei. Lucrări experimentale cu pompe antrenate de un rotor Darrieus au fost întreprinse în India de Laboratorul Aeronautic Internațional.

d). Rotorul cu ax vertical ciclogiro (fig. 6.30.) [79] este similar cu rotorul Darrieus prin faptul că are un coeficient de putere mare, în jur de 60%, un coeficient de soliditate mic și necesită o structură de susținere minimală. Rotorul constă din 2 sau 3 pale drepte, cu profil aerodinamic simetric susținute vertical de către unul sau două brațe radiale orizontale cu profil aerodinamic simetric pentru reducerea rezistenței aerodinamice. Brațele sunt fixate de un arbore vertical central. Palele sunt continuu orientate ciclic, astfel încât componenta tangențială a forței aerodinamice să fie maximă. Cercetări în legătură cu acest tip de rotor au fost întreprinse și în Anglia la Cranfield College of Technology.

### 6.2.3. SOLUȚII CONSTRUCTIVE NECONVENȚIONALE

În ultimul timp au apărut soluții constructive noi care până acum nu s-au impus la scară reală, dar merită luarea lor în considerație nu numai datorită simplității construcției și a funcționării, dar și a costului mic de realizare.

a). Pompa cu pala oscilantă (fig. 6.31.) [80] a fost proiectată pentru acționarea pompelor cu piston de adâncime, dar poate fi adaptată și la pompele cu diafragmă. Acest dispozitiv se compune dintr-un braț de pârghie cu o pală din pânză montată la capătul mai lung și o prăjină de pompaj montată la capătul mai scurt. Pala poate oscila liber în jurul unei axe orizontale într-un domeniu delimitat de câte un opritor unghiular superior și inferior. Mișcarea alternativă a pârghiei imprimată de vânt, este transmisă prăjinii de pompaj. Articulația pârghiei este montată într-o platformă rotitoare, la capătul unui stâlp care permite autoorientarea automată a palei în direcția vântului un debit de  $100 \text{ m}^3/\text{zi}$  pentru o adâncime de 40 m cu viteza vântului de 16 km/h când aria palei este de  $29 \text{ m}^2$  și lungimea pârghiei este de 20m. La creșterea vitezei vântului, amplitudinea mișcării în sus și în jos a pârghiei scade, iar frecvența crește, astfel sistemul este autoreglat.

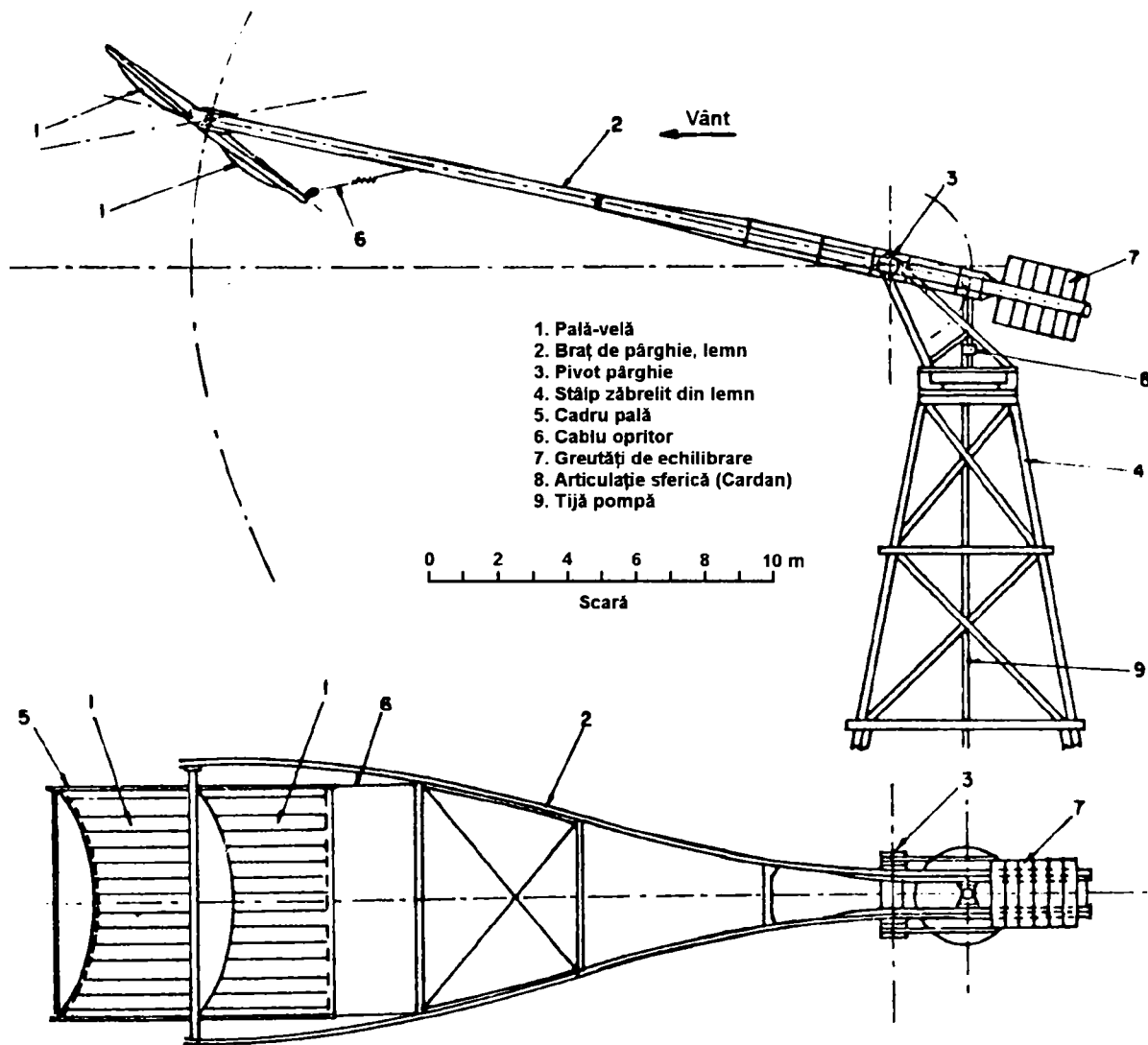


Fig. 6.31. Pompă de apă cu pală oscilantă

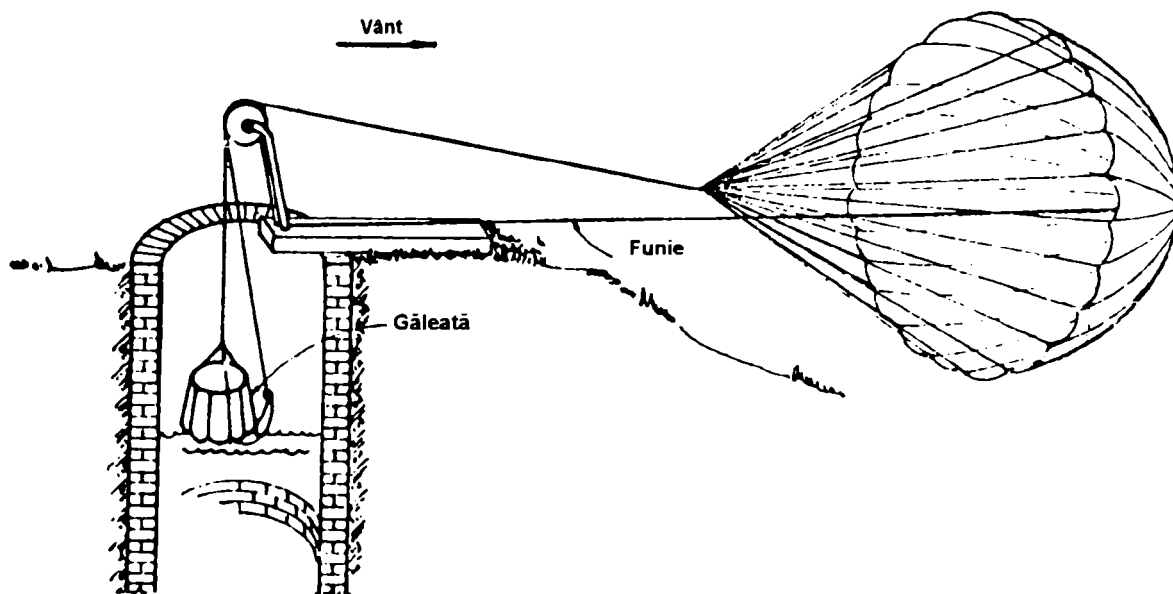


Fig. 6.32. Pompa de tip parașută

b). Pompa parașută (fig. 6.32.) a fost propusă ca o metodă ieftină de furnizare a puterii la pompele cu găleată tradiționale acționate de animale. Acest sistem cuprinde o parașută mare ale cărei frânghii circumferențiale sunt legate la frânghia de ridicare.

Forța vântului acționând asupra parașutei trage găleata la suprafață unde o frânghie legată de centrul parașutei se tensionează și închide (întoarce pe dos) parașuta care se deplasează înapoi la punctul de plecare lângă mânuitor, iar găleata coboară în fântână. Atunci parașutei iarăși i se permite umflarea și începe un nou ciclu de ridicare.

La acest sistem numai parașuta este costisitoare, pompa și mecanismul de transfer există și nu este necesară nici o construcție de susținere. Este preferabil ca în jurul fântânii terenul să fie mai jos.

c). A fost propusă pompa acționată de mișcările alternative ale unui copac înalt sub acțiunea vântului. Mișcarea orizontală este transformată în mișcare verticală prin cabluri și role. La acest dispozitiv necesită cheltuieli numai mecanismul de transfer al puterii și pompa. Utilizarea dispozitivului este limitată la amplasamente unde există copaci înalți neadăpostiți.

### 6.3. ANALIZA COMPARATIVĂ A DIFERITELOR ROTOARE EOLIENE

Cum s-a arătat mai înainte, există o mulțime de dispozitive capabile să convertească energia vântului în energie mecanică. Se pot concepe și defini câteva reguli generale asupra cerințelor impuse unui rotor eolian care vor putea fi folosite ca mijloace de apreciere a calității diferitelor sisteme propuse.

Orientativ sunt prezentate caracteristicile specifice ale diferitelor tipuri de rotoare în figurile 6.33. - 6.38. și în tabelul 6.2. În general sunt preferabile rotoarele dispuse după stâlp, fiind mai ieftine datorită eliminării derivei de orientare și mai sigure prin eliminarea pericolului lovirii rotorului de stâlp la vânturi puternice.

Prima cerință pentru un sistem de conversie a energiei vântului este să fie cât mai economic cu putință. Cerințele cheie legate de acest lucru când alegem un rotor eolian sunt:

#### a. Caracteristica de performanță

Fiecare echipament de conversie a energiei cuplat cu un rotor eolian are anumite cerințe pe care rotorul trebuie să le îndeplinească cât mai precis cu putință, în special în ce privește turația și cuplul. Cu alte cuvinte cuplul de pornire și cuplul nominal ar trebui să se adapteze cu sarcina în tot domeniul de variație a turației. În unele cazuri sunt necesare reductoare sau alte mecanisme de reducere/creștere a turației sau cuplaje pentru a ajuta pornirea, dar în asemenea cazuri trebuie să se analizeze dacă beneficiile obținute justifică costurile (primare și ulterioare pe care le implică mecanismul de transmisie). De regulă costurile cresc cu raportul de transmitere.

#### b. Cerințe de fabricație

De obicei, cu creșterea turației rotorului (rapidității  $\lambda$ ) cerințele structurale și de fabricație sunt mai pretențioase, pentru a obține o mașină adecvată. Există o legătură evidentă compensatorie între costurile de fabricație și eficiență - unele rotoare sunt în



mod inerent mai ușor și mai ieftin de construit decât altele. De asemenea unele rotoare produc costuri suplimentare datorite mecanismelor pe care le necesită obligatoriu ca: reductoare, mecanisme de orientare pentru turbine cu ax orizontal etc.

Tabelul 6.2.

## Caracteristicile specifice unor tipuri de rotoare

Tipul	Nivel tehnologic de fabricație, material	Cost inițial	Întreținere	Reglaj	Durată de funcț.	Utilizare tipică	Vit. nomin. vânt	Dia- me- tru (m)
<b>ROTOARE LENTE (<math>\lambda_c &lt; 2</math>)</b>								
<b>Ax orizontal</b>								
1.a. Cu vele (grecesc)	Local	Redus	Periodică locală	Manual	Medie	Pompare apă	Redusă /Medie	<10
1.b. Multipală	Mediu	Mediu	Personal instruit	Automat	Lungă	Pompare apă	Redusă /Medie	< 8
	Local	Redus	Locală	Semiaut.	Medie	Pompare apă	Redusă /Medie	< 6
<b>Ax vertical</b>								
1.c. Savonius	Local	Redus	Locală	Fără	Medie	Pompare apă	Medie /mare	< 3
1.d. Chinezească	Local	Redus	Periodică locală	Manual	Medie	Pompare apă	Redusă /Medie	<10
<b>ROTOARE SEMILENTE (<math>2 &lt; \lambda_c &lt; 5</math>)</b>								
<b>Ax orizontal</b>								
2.a. Cu 4 pale din metal arcuite	Local sau mediu	Mediu	Redusă, personal instruit	Automat sau semiaut.	Medie/ Lungă	Pompare apă	Medie	< 6
2.b. Princeton cu velatură dublă	Local, mediu sau de vârf	Redus/ mediu	Periodică, personal instruit	Automat	Medie	Pompare apă, energie electrică	Medie /mare	< 8
<b>ROTOARE RAPIDE (<math>5 &lt; \lambda_c &lt; 10</math>)</b>								
<b>Ax orizontal</b>								
3.a. Cu 3 pale	Local, lemn sau metal sau PAFS	Redus Mediu	Periodică locală Redusă, personal instruit	Automat	Medie Lungă	Energie electrică pompare apă	Medie /mare	< 5 <10
<b>Ax vertical</b>								
3.b. Darrieus	Al extrudat sau PAFS	Mediu	Redusă, personal instruit	Automat	Lungă	Energie electrică	Mare	<24
<b>ROTOARE FOARTE RAPIDE (<math>\lambda_c &gt; 10</math>)</b>								
<b>Ax orizontal</b>								
4.a. Cu 2 pale	Metal sau PAFS	Mare	Redusă, personal instruit	Automat	Lungă	Energie electrică	Mare	>10
4.b. Cu 1 pală	Metal sau PAFS	Mare	Redusă, personal instruit	Automat	Lungă	Energie electrică	Mare	>10

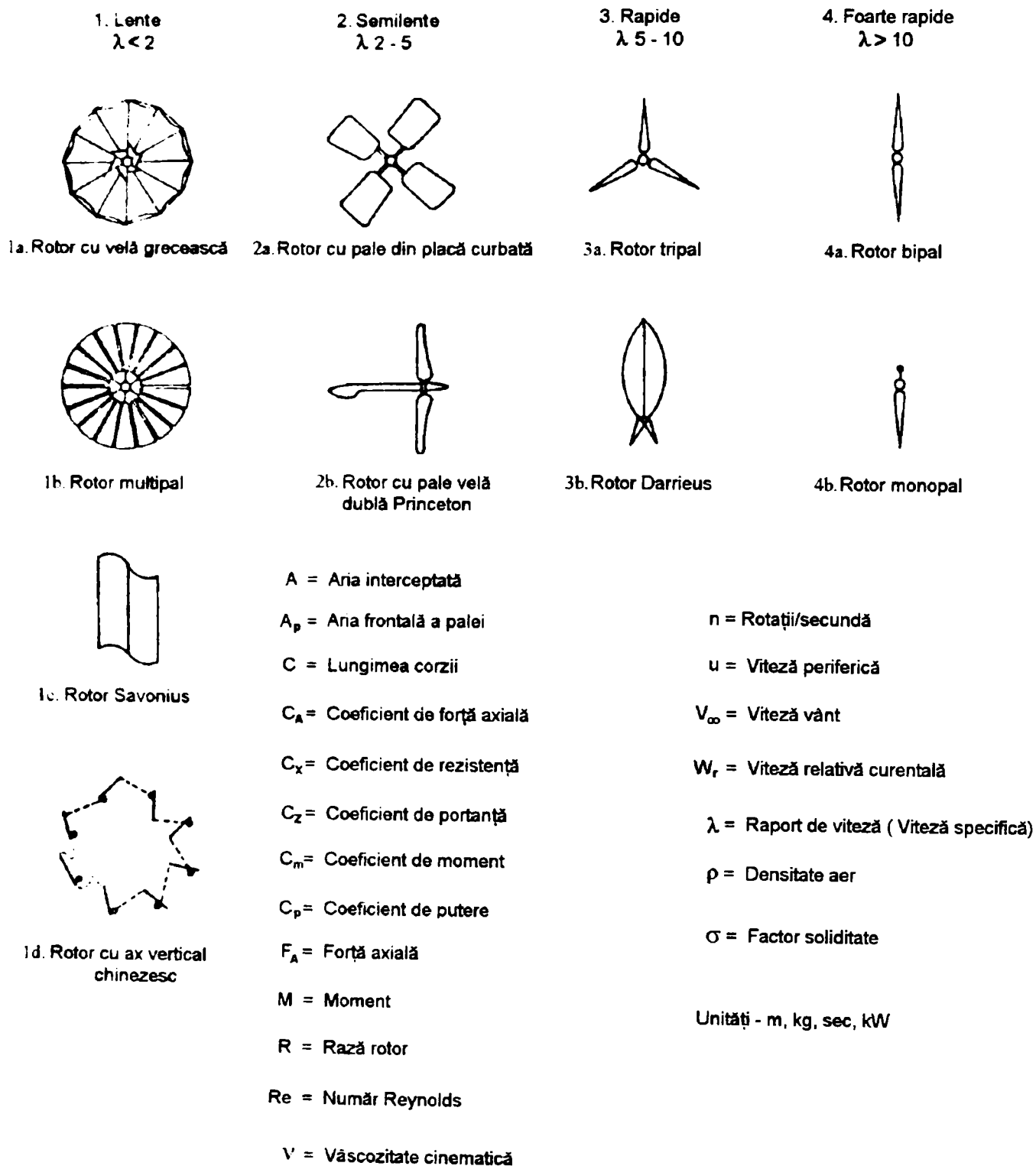


Fig. 6 33. Caracteristicile de bază ale rotoarelor

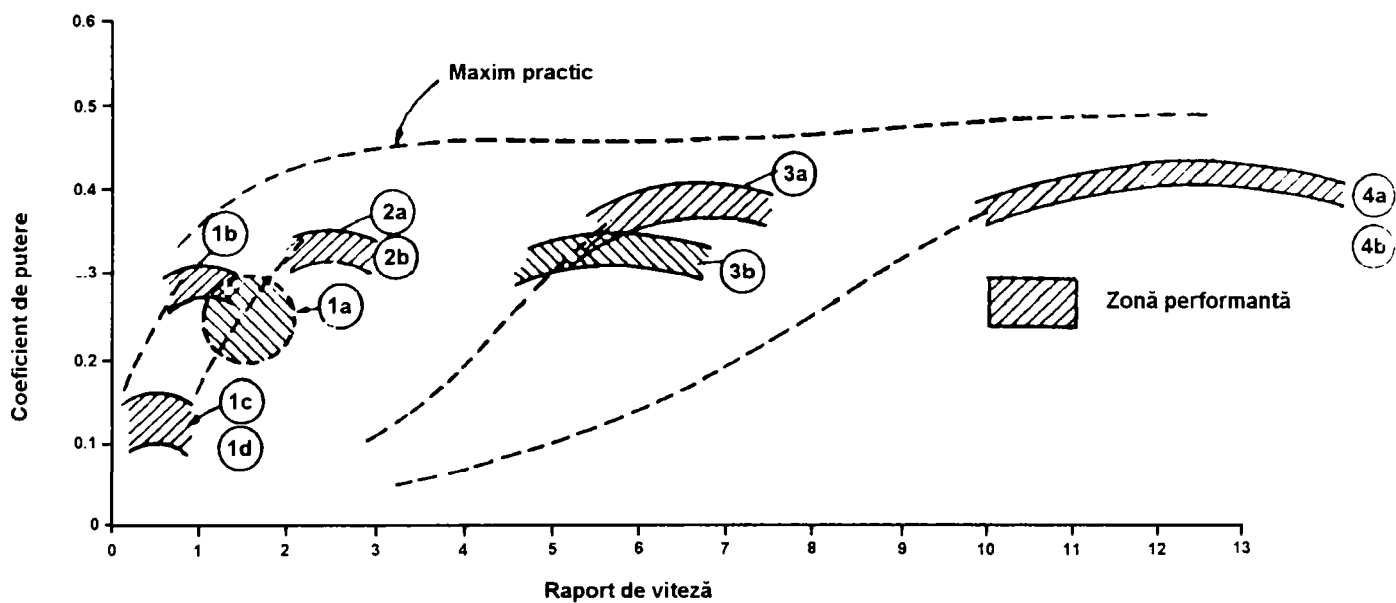


Fig. 6.34. Variația coeficientului de putere la diferite tipuri de rotoare

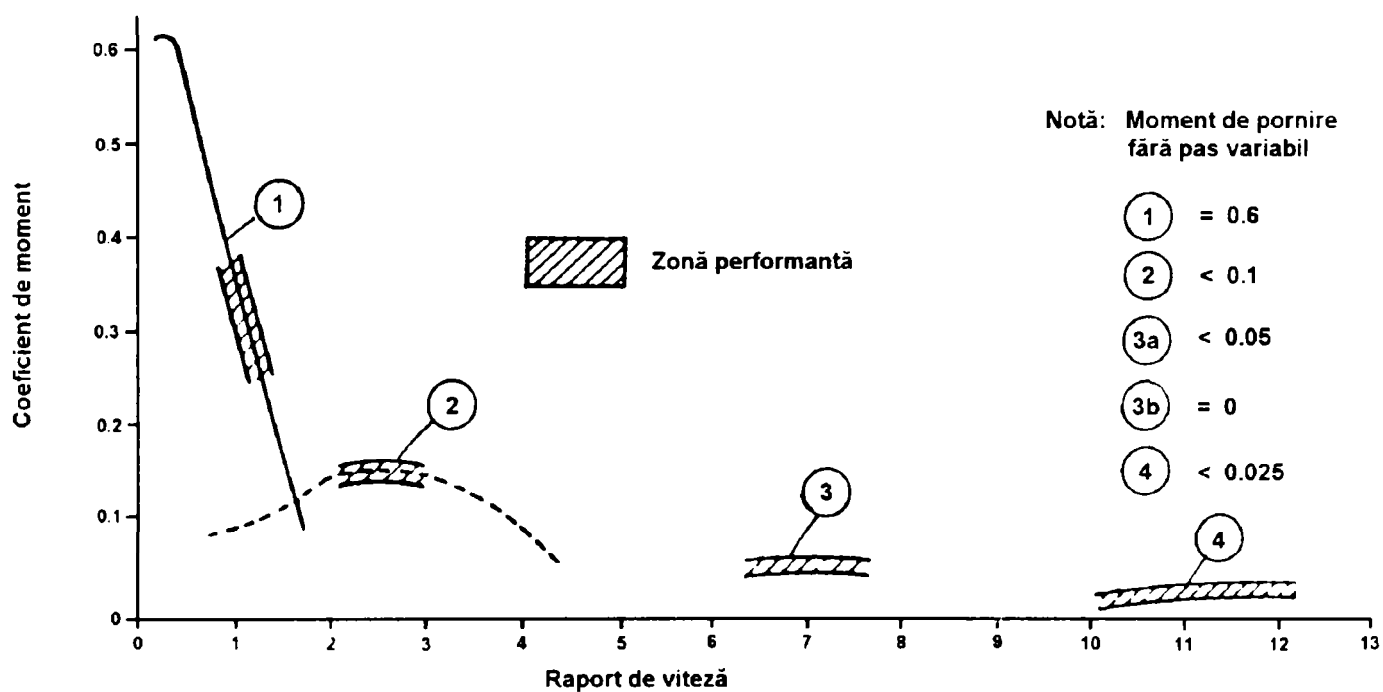


Fig. 6.35. Variația coeficientului de moment la diferite tipuri de rotoare

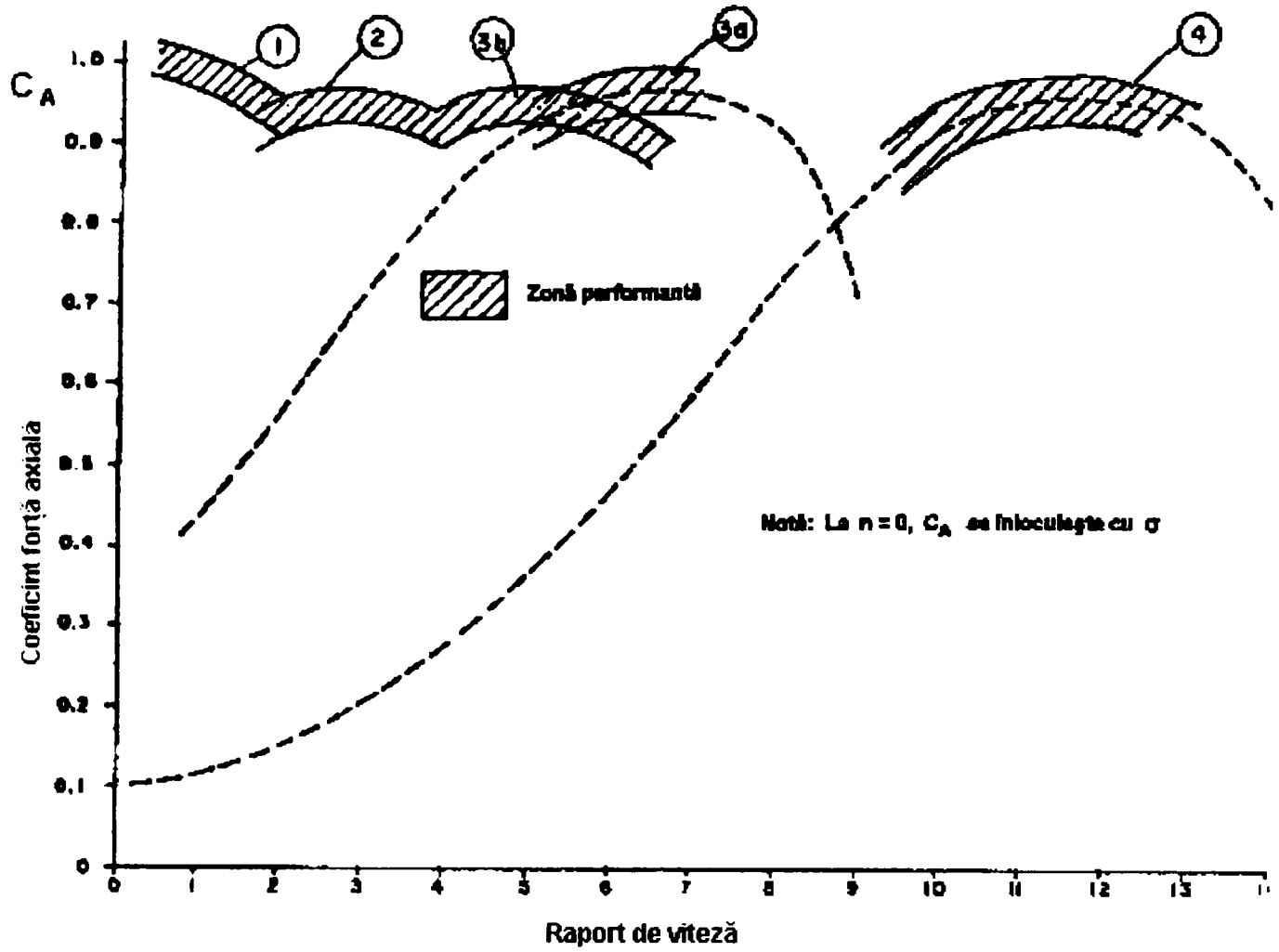


Fig. 6.36. Variația forței axiale asupra diferitelor tipuri de rotoare

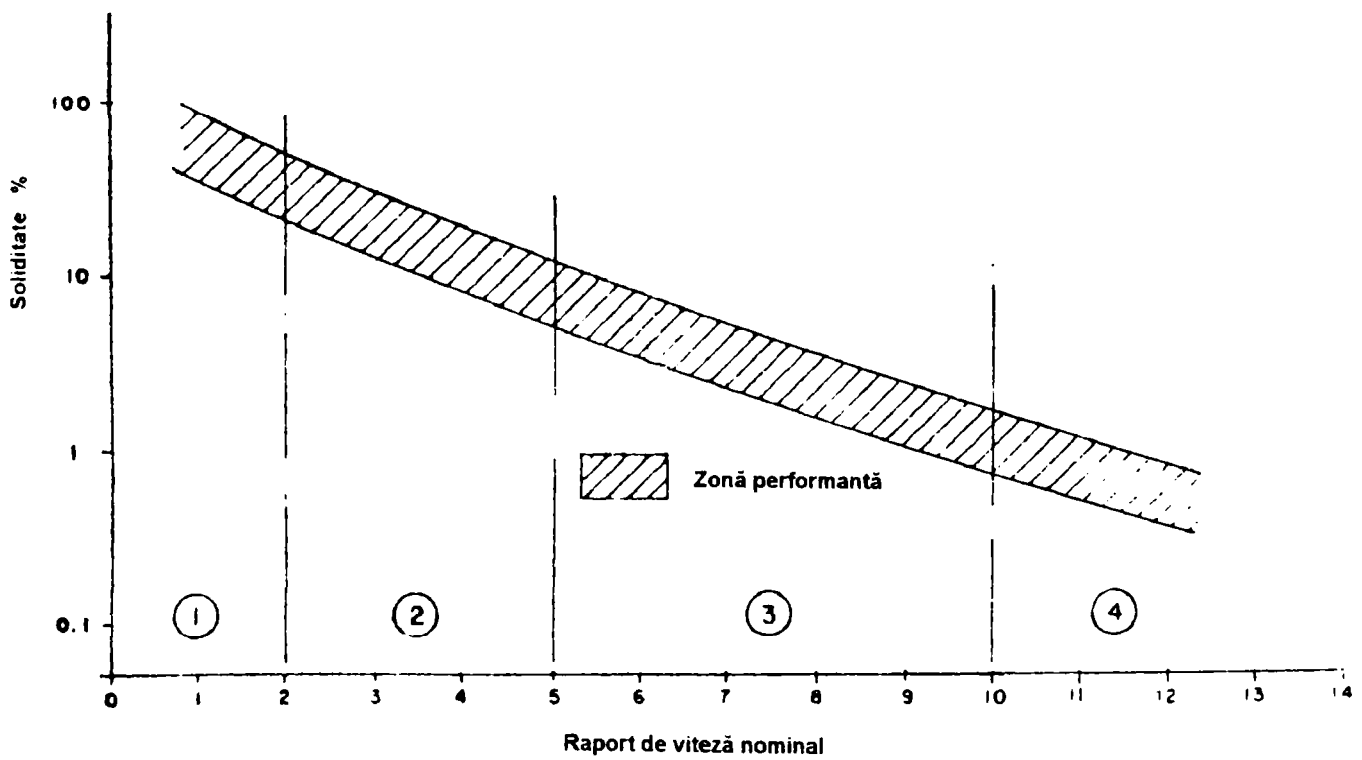
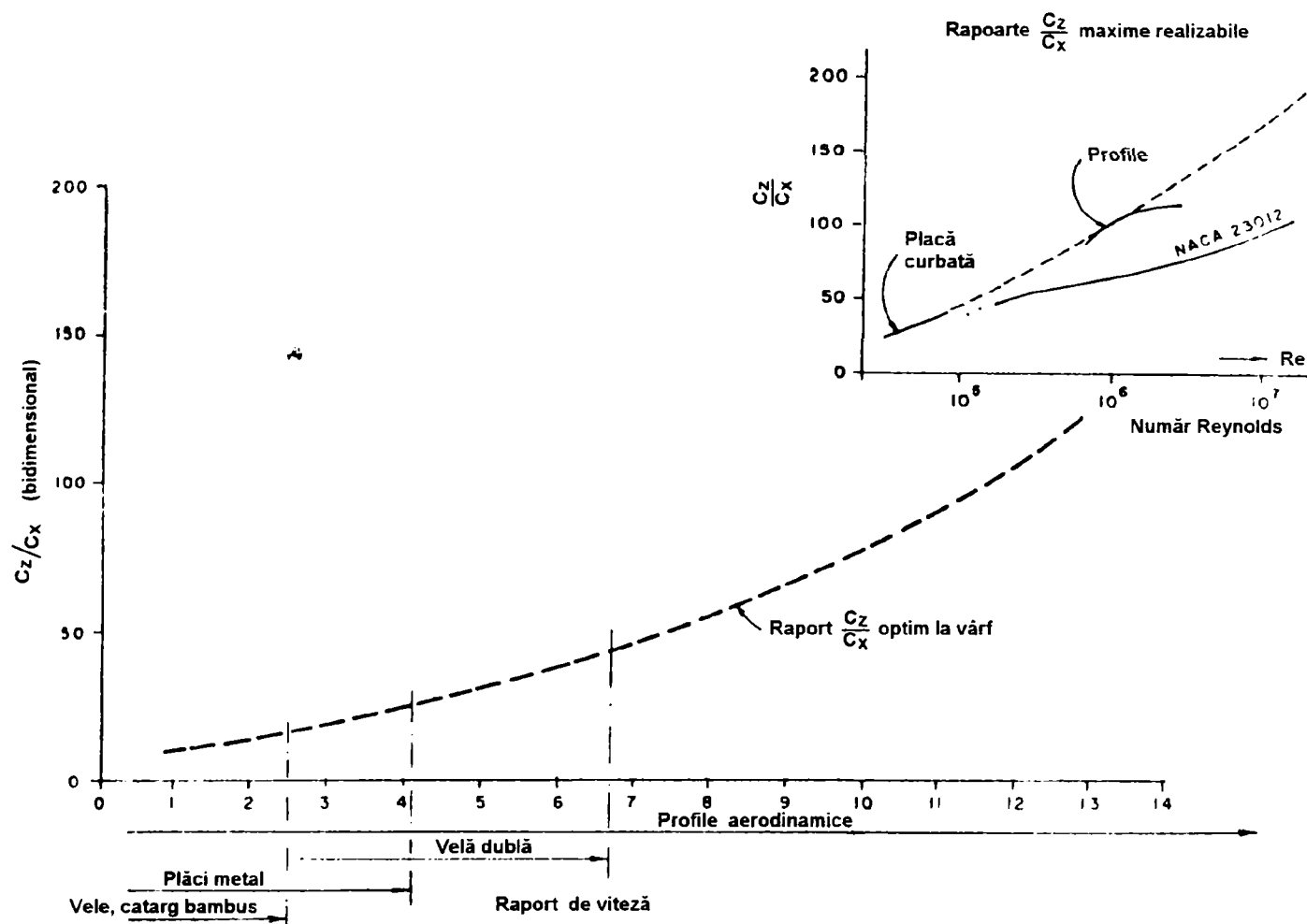


Fig. 6.37. Soliditatea pentru performanța optimă

Fig. 6.38. Finețea profilului ( $C_z/C_x$ )

### c. Randamentul (Coeficientul de putere $C_p$ )

În general există un optim pentru cea mai mare eficiență economică; mașinile cu randament mic trebuie să fie mult prea mari pentru a furniza puterea cerută în timp ce mașinile cu randament mare ar putea fi prea scumpe datorită introducerii unor pretenții ridicate de fabricație. O valoare rezonabilă de  $C_p=0,3$  este necesară mașinilor bune pentru ca dimensiunile să fie acceptabile. Eficiența se poate mări printr-o serie de îmbunătățiri care implică un cost suplimentar. Condiția de aplicare ale acestor îmbunătățiri este determinată de economicitatea acestora. Rotoarele mai primitive își pierd beneficiile datorate costului mai mic prin aceea că sunt ineficiente și necompetitive cu alte opțiuni.

Caracteristicile de randament a principalelor tipuri de rotoare eoliene în funcție de rapiditate este reprezentată în figura 6.34.

### d. Soliditatea rotorului

Diversele tipuri de rotoare sunt mai mult sau mai puțin "opace"; după cum a fost explicat anterior, pentru un rotor eolian acest termen are o expresie numerică. Soliditatea are o influență calitativă asupra greutateii rotorului și implicit asupra costului probabil al rotorului. Devreme ce rotoarele cu soliditate mare sunt de regulă lente și acceptă toleranțe de fabricație mai puțin pretențioase, costul ridicat al materialului poate fi eventual compensat prin costurile mai scăzute ale fabricației. Totuși rotoarele

cu soliditate mare prezintă câteva caracteristici inerente nedorite: în mod special sunt dificil de scos din vânt și de protejat la furtună așa că trebuie să fie supradimensionate atât rotorul cât și stâlpul care și așa sunt grele.

Performanțele specifice diverselor tipuri de rotoare eoliene sunt cuprinse în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3

COMPARAȚIA DIFERITELOR TIPURI DE ROTOARE					
Tip rotor	Caracteristic de performanță		Cerințe de fabricație	$C_p$	Soliditate %
	Moment de pornire	Viteza vântului de calcul			
<b>AX ORIZONTAL</b>					
Cu vele. Cretan	mediu	mică	simple	0,05 - 0,15	50
Multipal (American)	mare	mică	moderate	0,15 0,30	50-80
Aerogenerator cu rapiditate medie	mic	moderată	moderate	0,20 0,35	5-10
Aerogenerator cu rapiditate mare	practic zero	mare	precise	0,30 0,45	<5
<b>AX VERTICAL</b>					
Panemone (cu rezistență aerodinamică)	mediu	mică	simple	<0,10	50
Savonius	mediu	moderată	moderată	0,15	100
Darrieus	zero	moderată	precise	0,25 0,35	10-20
Geometrie variabilă (Musgrove)	practic zero	moderată	precisă	0,20 0,35	15-40
Ciclogiro (Pinson, Gyromill)	mic	moderată	precisă	0,30 0,45	20-35

În concluzie, nu este indicat a se accepta rezultatele unor comparații făcute de Hütter și Dörner din Germania [81] care se străduiesc să arate superioritatea rotoarelor eoliene cu ax orizontal în comparație cu alte opțiuni în timp ce o sumă mai mare din banul public a devenit dintr-o dată disponibil oamenilor care lucrează la turbine de vânt neconvenționale. Hütter și Dörner au desigur interesul de a afirma că turbinele cu ax orizontal sunt cele mai bune, deoarece Hütter în mod special a lucrat zece ani la dezvoltarea unor sofisticate turbine eoliene cu ax orizontal și astăzi se numără printre figurile respectate de ingineri din domeniul energiei eoliene.

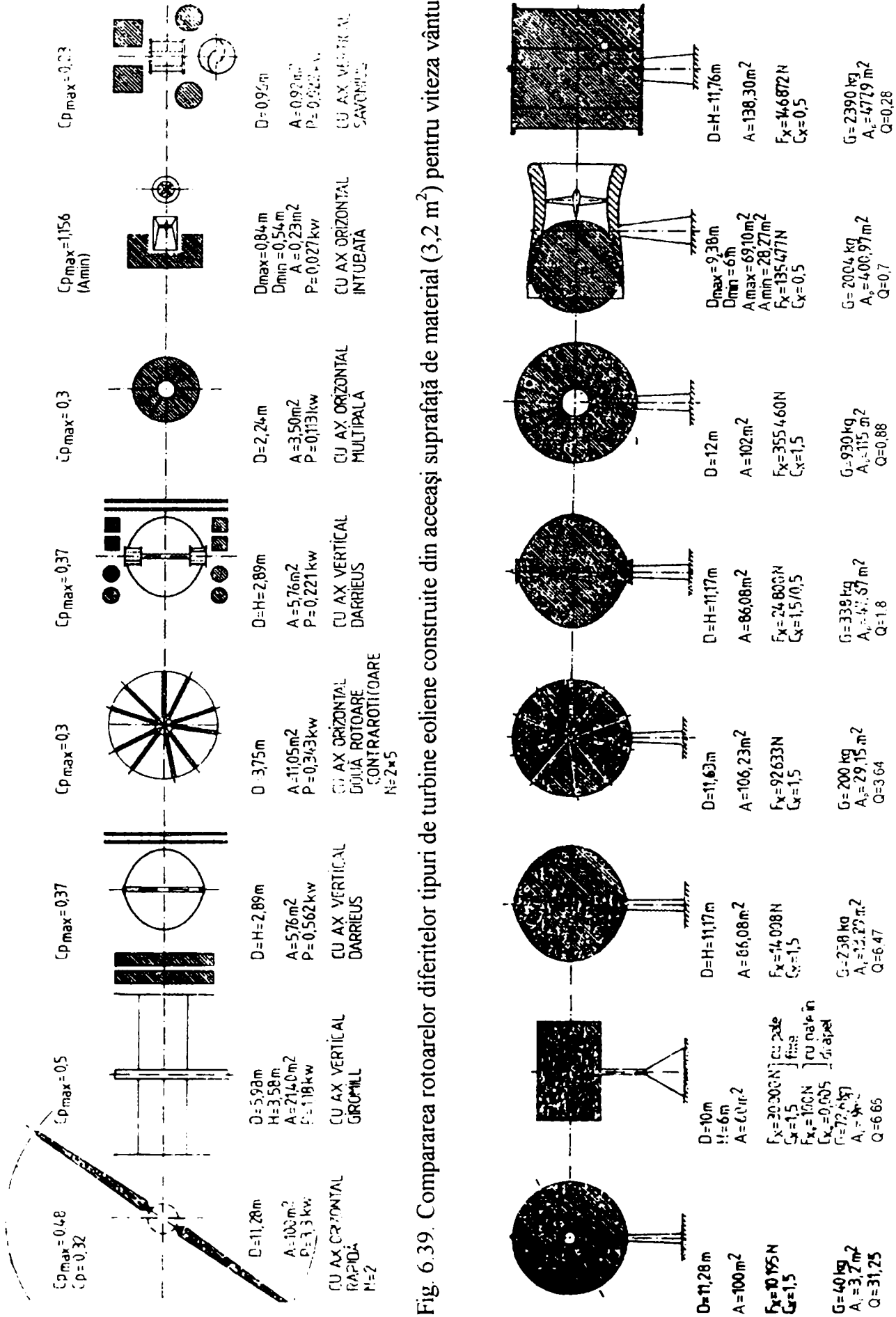


Fig. 6.39. Compararea rotoarelor diferitelor tipuri de turbine eoliene construite din aceeași suprafață de material ( $3,2 m^2$ ) pentru viteza vântului de  $5,6 m/s$

Fig. 6.40. Compararea rotoarelor diferitelor tipuri de turbine eoliene cu o putere de  $3,3 kW$  la viteza vântului de  $5,6 m/s$ , rezistența rotorului ( $F_x$ ) la  $60 m/s$ , masa rotorului ( $G$ ), aria palelor ( $A_p$ ), aria de captare ( $A$ ) și numărul de calitate  $Q = A/A_p$

Figura 6.40 reprezintă o comparație între un rotor eolian orizontal rapid capabil să debiteze 3,3 kW la viteza vântului de 5,6 m/s și o turbină de putere echivalentă cu ax orizontal cu rotorul întubat, rotor Savonius și rotor Darrieus cu pale curbe-troposkien. Dörner a convenit că toate sunt confecționate din material plastic armat cu fibră de sticlă și a calculat dimensiunile, greutatea, rezistența aerodinamică la furtună de 60 m/s și de aici a obținut un "Numărul de Calitate"  $Q$  care să reflecte în mod combinat toate calitățile și viciile rotoarelor. Numerele de calitate sunt discutabile și demonstrează că cea mai eficientă metodă de conversie a energiei vântului din punctul de vedere al utilizării materialului este utilizarea unor rotoare cu ax orizontal cu soliditate mică și rapiditate mare având pale cu profile aerodinamice subțiri. Rotorul Darrieus pare să fie de opt ori mai greu în timp ce rotorul Savonius și rotorul întubat nici măcar nu pot intra în competiție.

Asupra celui mai adecvat tip de turbină eoliană de mică putere și, respectiv, construcția rotorului acesteia, păreri sunt împărțite, deși criteriile globale sunt unanim acceptate. Recurgând la o comparație a elementului esențial al rotorului diferitelor tipuri de turbine eoliene, pala, care reprezintă 20-40% din costurile turbinei eoliene, pentru următoarele două situații:

- construcția palei din aceeași suprafață de material ( $3,2 \text{ m}^2$ ) la o viteză nominală de 3,2 m/s (fig.6.39)

- construcția palei pentru o putere a turbinei eoliene de 3,3 kW la viteza vântului de 5,6 m/s (fig.6.40), rezultă următoarele:

- elicea liberă are un coeficient de putere mai bun în condițiile în care puterea obținută este mult mai mare față de celelalte tipuri de rotoare;
- nu întotdeauna se poate lua o decizie în avantajul acestora, având în vedere tehnologia de fabricație mult mai costisitoare mai ales la puteri precum și complexitatea mecanismelor de transmitere a mișcării și de aducere a rotorului în direcția vântului.

Asupra opțiunilor tipului de turbină la cele de mică putere se mai face o remarcă. La realizarea unor modele cu tehnologii simple și accesibile sau pentru scopuri bine definite, ca de exemplu asigurarea apei (sau a energiei electrice) pentru locuri izolate, simplitatea și fiabilitatea ridicată sunt elemente care pot contrabalansa randamentele energetice.

În tabelul 6.4 este prezentată o analiză comparativă a rotoarelor eoliene cu ax orizontal și cu ax vertical.

Concluzia care se desprinde este că în general este greu de îmbunătățit o turbină cu ax orizontal tradițională, dar se pot găsi necesități ocazionale pentru turbinele cu ax vertical, în aplicații speciale unde este nevoie de arborele de acționare vertical. **Totuși de regulă, promotorilor de turbine eoliene neconvenționale ar trebui să i se ceară încă din primele faze să demonstreze care sunt avantajele specifice măsurabile ale propunerilor, altele în afară de noutate.** Pare surprinzător că trebuie concentrată atenția asupra acestei probleme, dar se pare că un număr de turbine eoliene ciudate au reușit să atragă fonduri de cercetare-dezvoltare fără argumente rezonabile asupra oportunității dezvoltării lor în detrimentul unor turbine eoliene neconvenționale mai promițătoare.



Tabelul 6.4

Rotor cu ax	Avantaje	Dezavantaje
orizontal	<ul style="list-style-type: none"><li>- Nu necesită dispozitive de demarare;</li><li>- Coeficient de putere mare;</li><li>- Puterea și turația se pot modifica prin modificarea pasului palelor</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Tehnologia de execuție a palelor este complicată;</li><li>- Echipamentul de conversie este plasat la capătul stâlpului;</li><li>- Necesită dispozitiv de orientare</li></ul>
vertical	<ul style="list-style-type: none"><li>- Tehnologia de execuție a palelor este relativ simplă;</li><li>- Echipamentul de conversie este plasat la nivelul solului;</li><li>- Nu necesită dispozitiv de orientare</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Necesită dispozitiv de demarare;</li><li>- Coeficient de putere mai mic:<ul style="list-style-type: none"><li>- Pot să apară oscilații periculoase la pale și la ancoraje</li></ul></li></ul>

## Capitolul 7

### SISTEMATIZAREA POMPELOR DESTINATE CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE

#### 7.1. POMPE CONSTRUITE LOCAL ACȚIONATE DE TURBINE EOLIENE

Puterea rotorului eolian se utilizează pentru antrenarea unei pompe de apă care trebuie să prezinte următoarele caracteristici:

- moment de pornire mic;
- eficiență maximă la regim de funcționare cu turație și sarcină variabilă;
- alinierea caracteristicii putere - turație cât mai aproape de caracteristica rotorului.

Este necesară o clasificare internațională cuprinzătoare pentru toate tipurile de pompe mici utilizate pentru pomparea apei. O asemenea clasificare poate să includă următoarele informații cu privire la fiecare tip de pompă: desenul schematic al tipului, domeniul uzual al înălțimii de aspirație și de refulare, domeniul uzual al puterii, necesarul de materiale și de tehnicitate, modul uzual de furnizare a puterii, rendamentul și domeniul vitezei de rotație și cuplului.

##### 7.1.1. POMPE ALTERNATIVE (CU PISTON)

Majoritatea pompelor cu piston au dezavantajul că solicitarea de torsiune nu este constantă, aceasta necesită o viteză mare a vântului de demarare și solicitări variabile la mecanismele de transmisie a puterii în timpul funcționării.

a). **Pompa cu piston cu simplu efect** este foarte frecvent utilizată în sistemele de pompare acționate de vânt. Aceasta constă într-un cilindru cu o conductă și o supapă de aspirație la partea inferioară, un piston cu etanșare din piele, având o supapă unisens și un orificiu de evacuare în partea superioară, apa străbătând pompa numai la cursa de ridicare a pistonului. Acest tip de pompă este utilizat pentru pomparea apei de la orice adâncime, cu o viteză de lucru de până la 40 de curse pe minut.

b). **Pompa cu piston pătrat din lemn cu simplu efect** utilizată în general de pescarii din Canada orientală (fig. 7.1) a fost adaptată la o pompă eoliană [82]. O pompă cu piston pătrat din lemn pentru pompare eoliană a fost propusă pentru utilizare în Thailanda [83]. Înălțimea de pompare este limitată de acea valoare a presiunii apei care poate fi susținută de etanșare.

c). **Pompa cu piston cu dublu efect** (fig. 7.2). Este asemănătoare cu pompa cu piston cu simplu efect exceptând pistonul care nu are orificiu de trecere a apei

controlat de supapă și apa ocolește cilindrul prin conducte și supape sub presiune, atât în timpul cursei ascendente cât și în timpul cursei descendente. Avantajul acestei pompe față de pompa cu simplu efect este că solicitarea sursei de putere este mai constantă, dar nu este utilizată de obicei deoarece la cursa descendentă prăjina de acționare se poate flamba. Se utilizează ca pompă de suprafață cu cilindrul situat în imediata apropiere a mecanismului bielă - manivelă, eliminând astfel pericolul de flambaj. În acest caz, transmiterea mișcării de rotație de la rotorul turbinei la pompă se face prin alnț (la turbine cu ax orizontal) sau prin arbore vertical (la turbine cu ax vertical).

d). **Pompa cu diafragmă** (fig. 7.3) constă dintr-un cilindru închis la partea inferioară și prevăzut cu o diafragmă circulară din cauciuc sau alt material flexibil la partea superioară. Prăjina de acționare este fixată în centrul diafragmei și prin mișcarea sa alternativă, determină variația de volum în cilindru. Două supape asigură curgerea unidirecțională a apei prin cilindru. Dezavantajele pompei sunt: uzura intensă a diafragmei în zona centrală și gabaritul mare. O pompă cu diafragmă acționată de un rotor Savonius este descrisă în lucrarea [84].

e). **Pompa inerțială** (fig. 7.4) [85] este un dispozitiv foarte simplu și eficient bazându-se pe inerția verticală a unei mase de apă într-o conductă cu mișcare alternativă, eliminând apa la capătul cursei ascensionale. O clapetă unisens din conductă este închisă în timpul cursei ascensionale și inerția este transmisă unui nou volum de apă. În anumite condiții, caracteristica putere - frecvență (turație) se adaptează bine la caracteristica rotoarelor eoliene și se apreciază o utilizare mai largă a acestui tip de pompă la pompele eoliene.

### 7.1.2. POMPE ROTATIVE

Pompele cu mișcare continuă de rotație au fost adaptate funcționării utilizând energia vântului deoarece momentul de acționare este constant și în general funcționează la turații variabile mici.

a). **Pompa cu lanț și palete părțate (racleți) din lemn** (fig. 7.5) [86] Este utilizată în mod obișnuit în China și în Asia de sud - est pentru ridicarea apei până la 3 metri și constă din palete rectangulare din lemn fixate echidistant pe un lanț fără sfârșit din lemn, care se deplasează într-un jgheab înclinat deschis de formă rectangulară confecționat tot din lemn. Paletul și lanțul trec peste o roată dințată mare de antrenare la partea superioară și peste o roată mică de întindere la partea inferioară a jgheabului, care este imersată în apă. Acest tip de pompă este utilizat la sistemele de pompare chinezești cu ax vertical, la rotoarele rapide din lemn și cu vele.

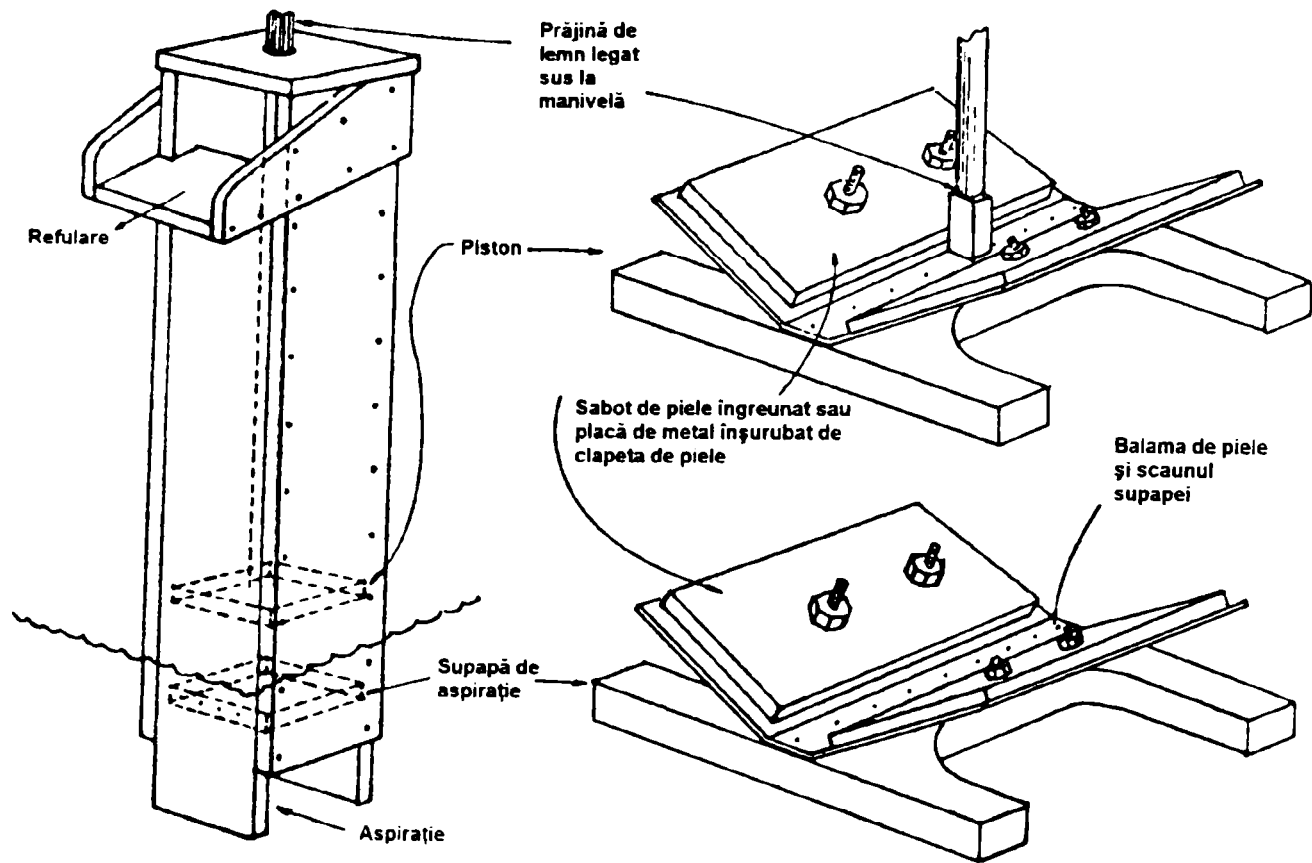


Fig. 7.1. Pompă de apă cu piston pătrat din lemn

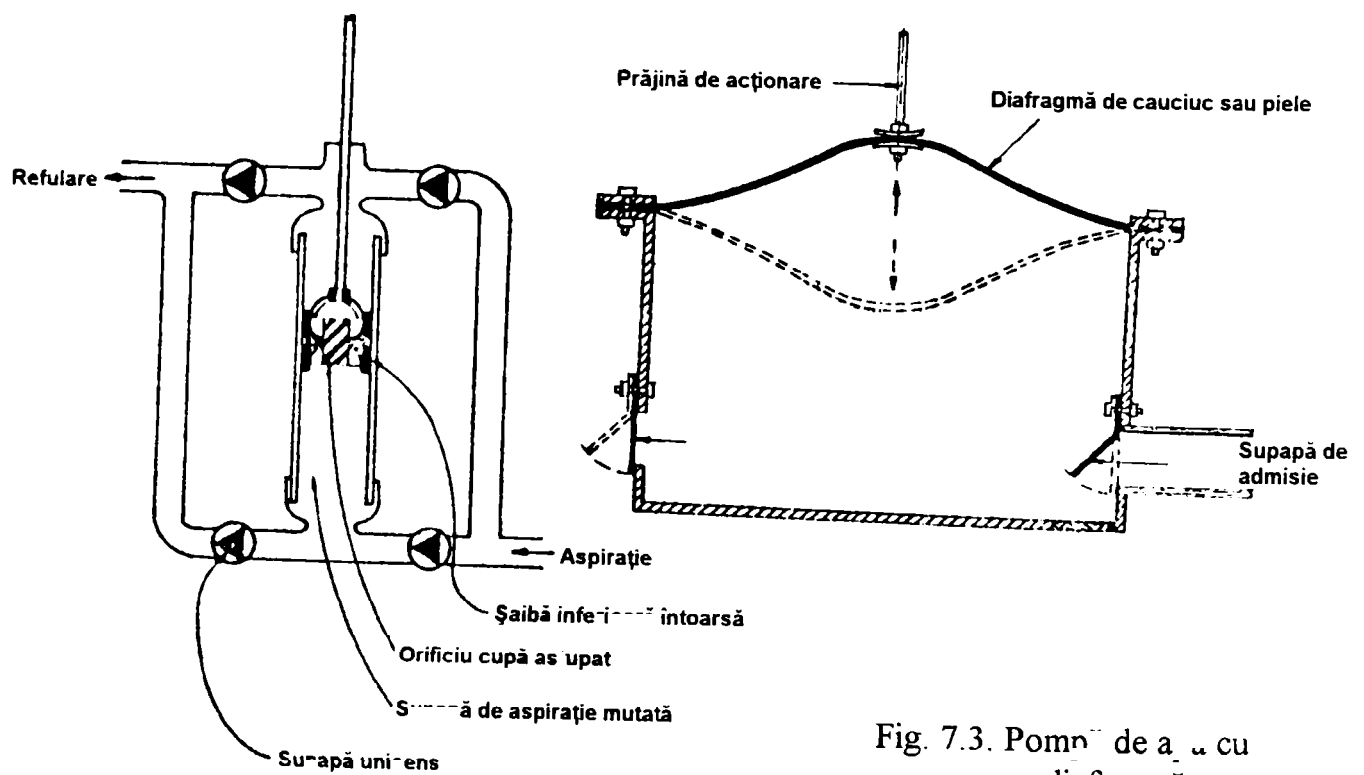


Fig. 7.3. Pompă de apă cu diafragmă

Fig. 7.2. Pompă de apă cu piston cu dublu efect

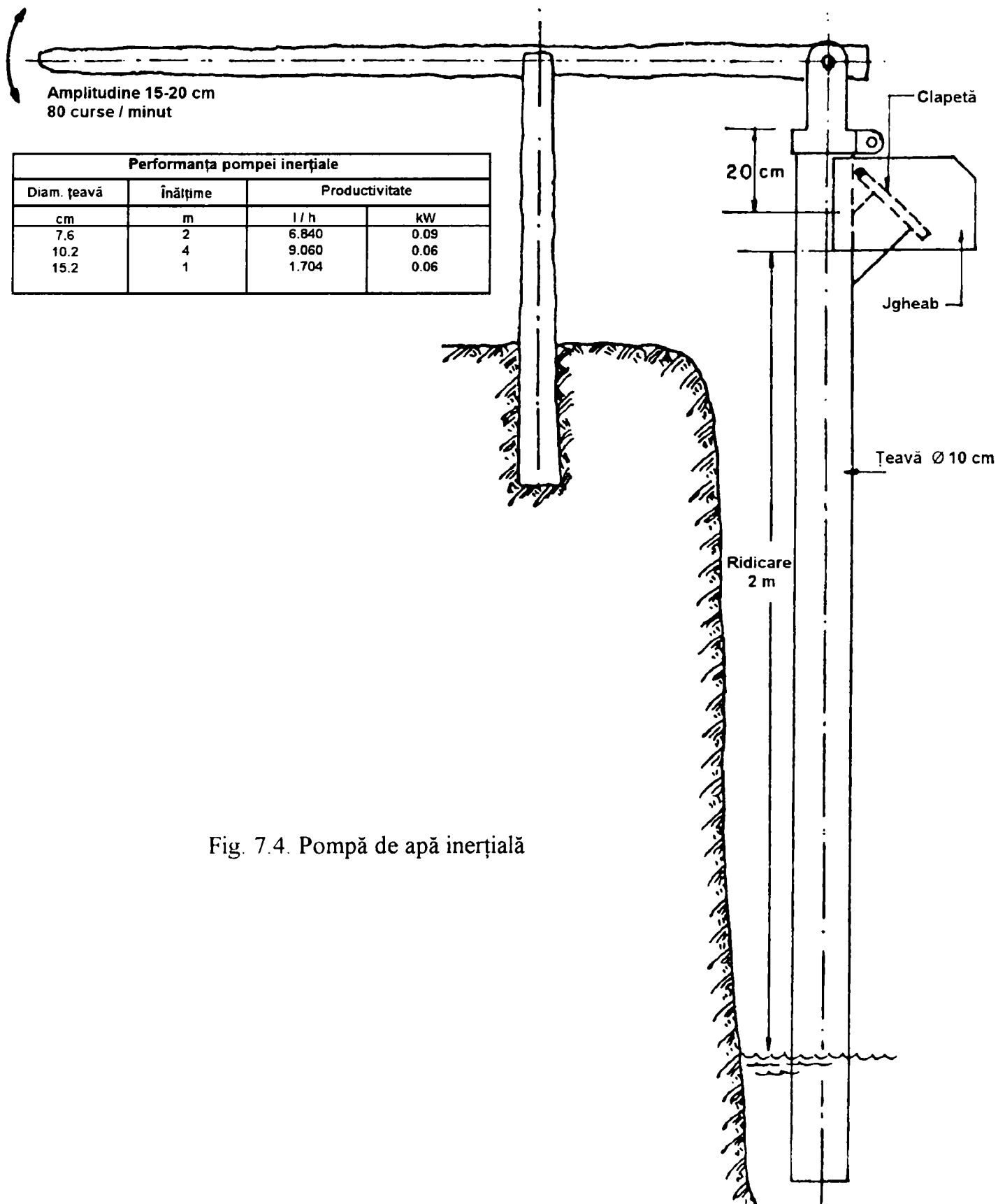


Fig. 7.4. Pompă de apă inerțială

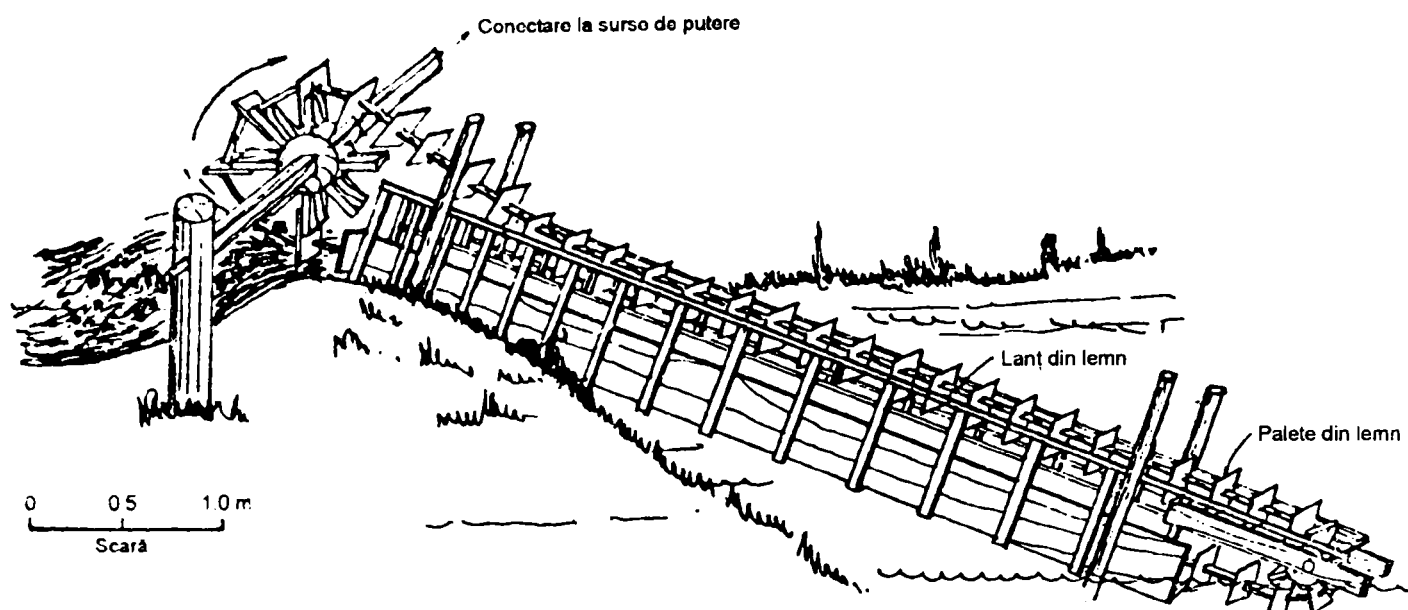


Fig. 7.5. Pompă de apă cu palete pătrate (racleți) din lemn

b.) **Pompa cu lanț și cu șaibe rotunde din oțel** (fig. 7.6) [87] și [88], utilizată de obicei folosind energia umană și animală, constă dintr-un lanț fără sfârșit din oțel pe care sunt fixate echidistant discuri din oțel cu șaibe de etanșare din cauciuc sau piele. Lanțul trece peste o roată dințată mare de acționare la partea superioară, din lemn, și este întins de oroată asemănătoare, de diametru mai mic, situată sub nivelul sursei de apă. Ramura ascendentă a lanțului trece printr-o țevă de oțel, cu diametrul interior egal cu diametrul șaibelor de etanșare. Apa este ridicată prin țevă și se deversează la partea superioară. O variantă a pompei cu paleți de lemn este reprezentată în (fig. 7.7). În varianta modernizată, lanțul este înlocuit cu o coardă din fibre nemetalice (utilizată în alpinism), șaibe sunt din poliamidă, țeava este din PVC, iar roata de întindere este suprimată. Această construcție este mai ușoară și mai durabilă, eliminându-se coroziunea.

c.) **Pompe centrifuge cu diametru mare și turație mică** (fig. 7.8) au o utilizare bună pentru pompare la mică înălțime. Pompele eoliene olandeze "polder" (de luncă) erau prevăzute cu pompe centrifuge de 1 m diametru și 0.2 m înălțime, cu 4 palete din lemn având un randament de 30% și un debit de  $100 \text{ m}^3/\text{h}$  la vânt puternic.

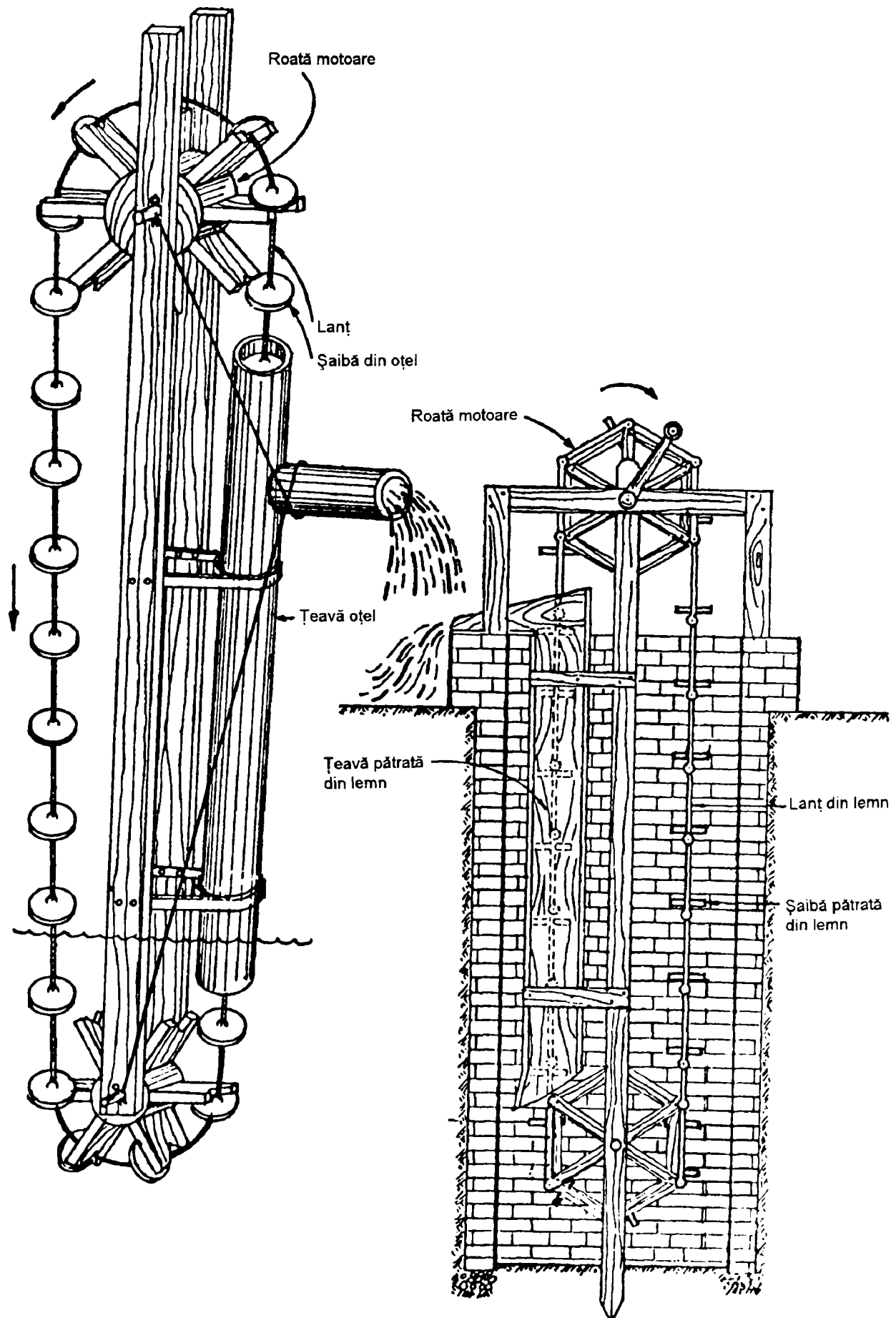


Fig. 7.6. Pompă de apă cu lanț și șaibe din oțel

Fig. 7.7. Pompă de apă cu lanț și palete din lemn cu jgheab închis

Un alt tip de pompă centrifugă este pompa cu reacțiune (fig. 7.9), care constă dintr-o țevă verticală cu un racord T în partea superioară, de la care se continuă două țevi radiale a căror lungime este dependentă de mărimea turației de funcționare. Fiecare țevă radială este prevăzută la capăt cu câte un cot la 90%, cu orificiu. Când ansamblul este imersat în apă și se învâрте în sens opus orificiilor, apa este forțată să iasă prin orificii datorită forței centrifuge și este completată de apa care trece prin supapa de reținere de la capătul inferior al țevii verticale. Una din aceste pompe, antrenată de un rotor eolian rapid cu diametrul de 3 m, pompează  $30 \text{ m}^3/\text{h}$  la înălțimea de 4.5 m la un vânt de 29 km/h.[87]

d.) **Pompele cu flux axial** au o utilizare buna pentru pompare la mică înălțime din cauza construcției simple și a randamentului mare. Nu se cunosc relatări despre utilizarea acestui tip de pompă ca pompă eoliană, dar se recomandă pentru aerarea apelor uzate [88]. Studii teoretice în legătură cu pompele cu flux axial, antrenate de vânt au fost întreprinse de către National Aeronautical Laboratory, în India.

e.) **Pompa cu șurub arhimedic** este foarte simplă și are un randament de până la 80%. A fost utilizată în Olanda pentru drenajele mari, necesitând o înălțime de pompare de până la 5 m. Se cunosc 3 variante de bază [85]:

1) Tipul la care cilindrul rotativ este confecționat din fâșii de lemn, având în interior despărțituri în formă de spirală (fig. 7.10) ca și la pompa eoliană Tjasker din Olanda. Acest tip necesită lagăr axial sub nivelul apei, iar execuția reclamă un nivel de pricepere relativ ridicat. Dacă diametrul este mare se pretează la funcționare cu turație mică. Astfel un șurub lung de 2.7 m, diametru de 0.56 m, pentru o înălțime de pompare de 1.3 m, cu turația de 30 rot/min, realizează un debit de  $32.4 \text{ m}^3/\text{h}$ .

2) Tipul la care învelișul este staționar și rotorul elicoidal este sprijinit pe lagare la ambele capete, lagare ce sunt atașate învelișului; are de obicei diametru mic și se rotește rapid, de exemplu: la diametrul de 12 cm turația atinge 200 rot/min, la 40 cm diametru turația este 127 rot/min, etc. Avantajul acestui tip este acela că învelișul și rotorul formează un ansamblu independent care nu necesită lagăre exterioare, ci doar suporturi simple pentru asigurarea unghiului corect și a poziției axiale. Șurubul este confecționat prin roluirea unei fâșii plate de oțel între două seturi de role, care au o anumită înclinație una față de cealaltă pentru a putea asigura strângerea unei laturi a fâșiei și deci curbarea ei în elice. Urmează apoi sudarea ei pe exteriorul unei țevi cilindrice.

3) A treia metodă de construcție a șurubului arhimedic este de a înfășura (bobina) un segment de țevă într-o spirală elicoidală cilindrică. Un tip deosebit a fost recent dezvoltat pentru desecarea câmpiilor, la care tubul este ondulat cu pas fin, pentru a-l rigidiza și a permite înfășurarea la o rază mică. Această construcție poate constitui forma reprezentativă a unei pompe simple și ieftine, întrucât majoritatea reperelor pot fi executate local. Ca exemplu un bambus viguros poate fi utilizat ca arbore principal, iar spirala elicoidală din țevă poate fi susținută în poziție prin lagare



cu funie, cabluri sau orice fir corespunzător utilizat local, folosind fâșii longitudinale din bambus sau alt material lemnos pentru a forma rețeaua de suport pe care se înfășoară țeava.

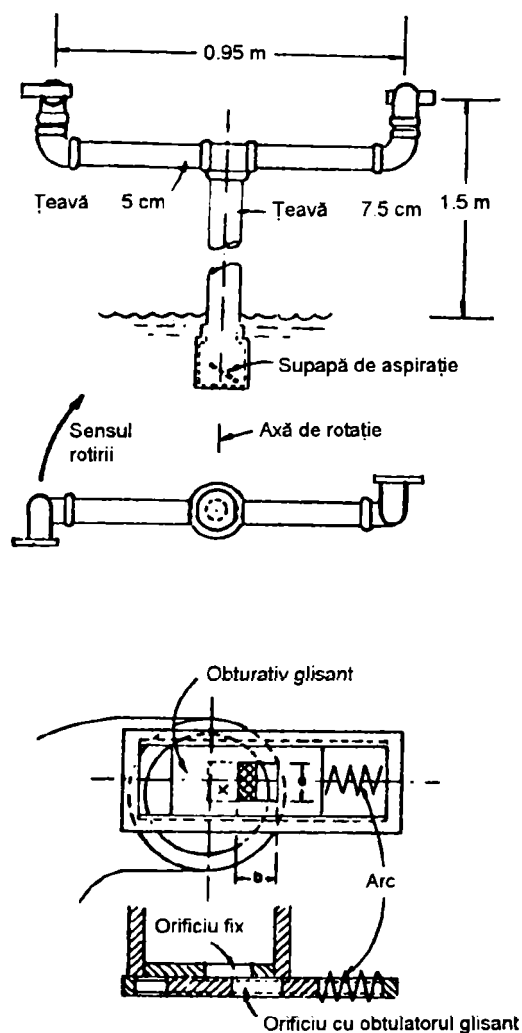


Fig. 7.9. Pompă de apă de tip centrifugal cu reacțiune

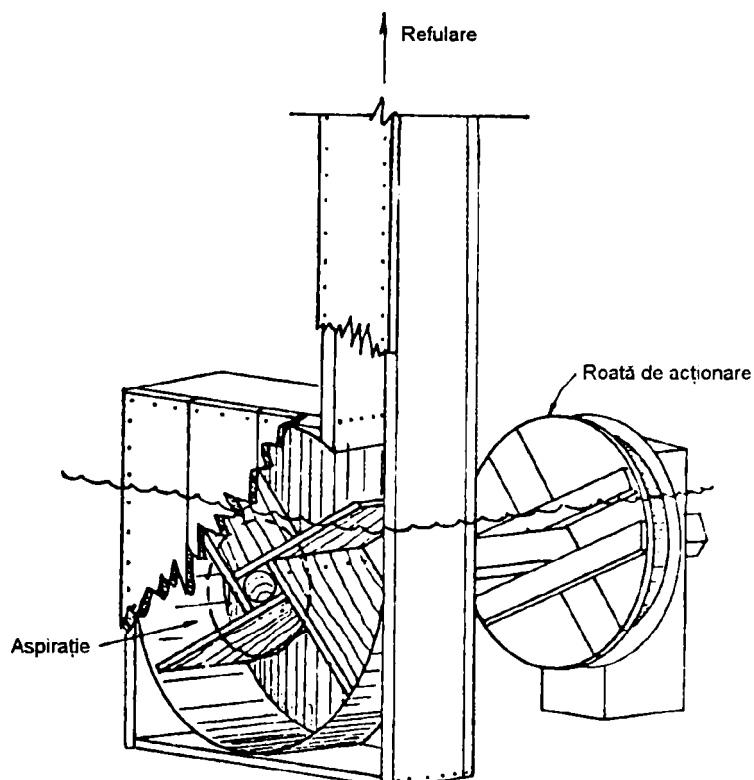


Fig. 7.8. Pompă de apă de tip centrifugal cu diametru mare și turație mică

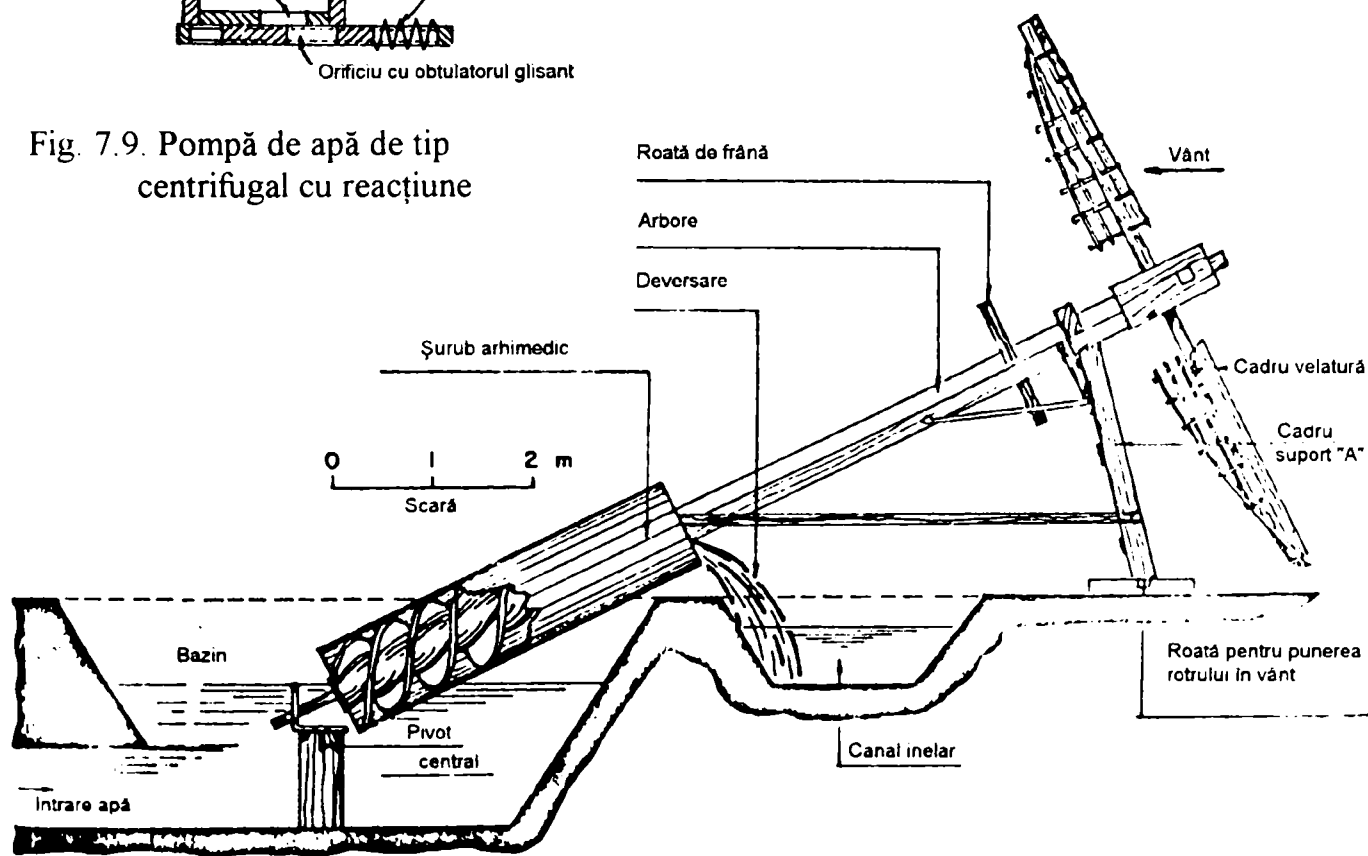


Fig. 7.10. Pompă de apă olandeză de tip "Tjasker"

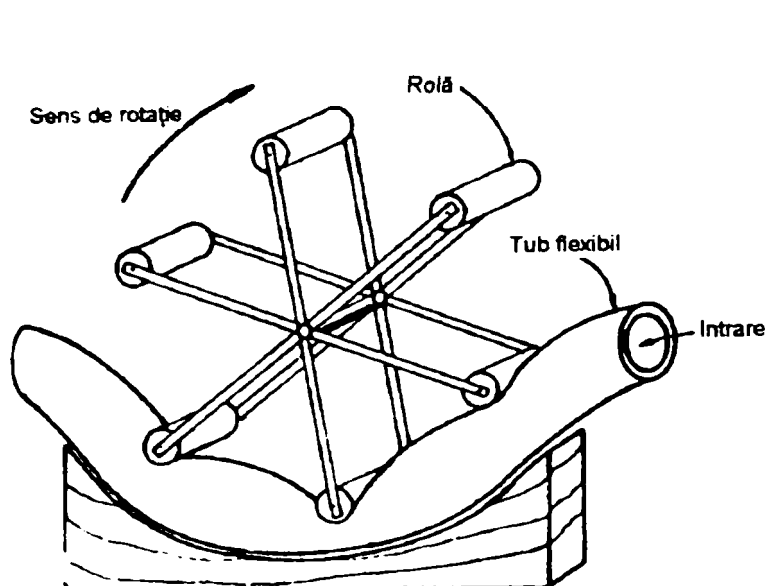


Fig. 7.11. Pompă de apă de tip peristaltic

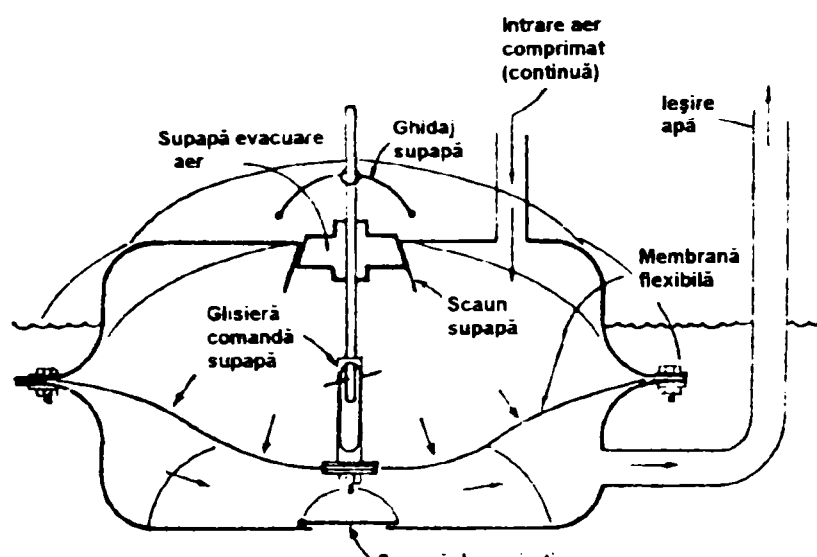


Fig. 7.12. Pompă de apă acționată de aer comprimat

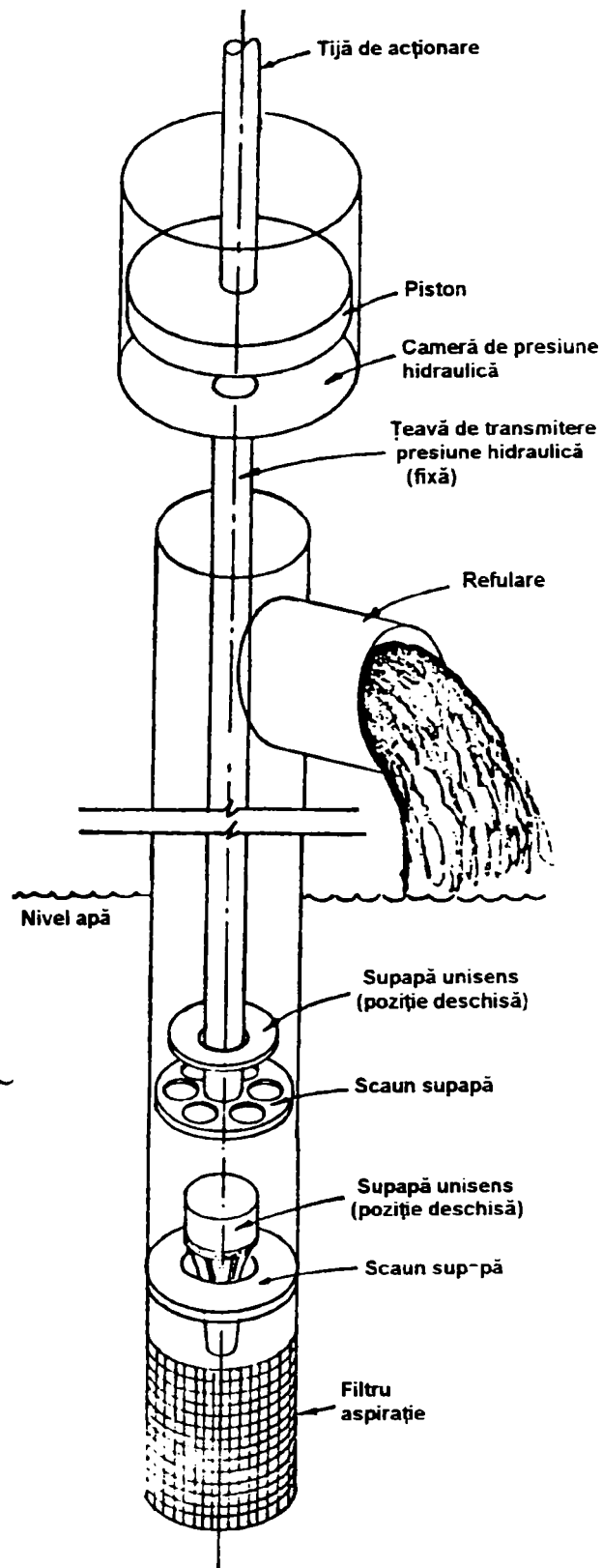


Fig. 7.13. Pompă de apă acționată hidrolic

f.) **Pompa peristaltică** (fig. 7.11) constă dintr-un furtun flexibil cu o serie de role ce rulează de-a lungul tubului pentru a stoarce apa de la un capăt la celălalt. Acest tip de pompă adaptat la un rotor grecesc cu vele a fost studiat și realizat în Malaiezia la Malaysian Agricultural Research and Development Institute [53].

g.) **Pompa pneumatică** s-a testat în mai multe centre de cercetare (fig. 7.12) [82]. Avantajul acestei pompe este că poate fi amplasată la o oarecare distanță de compresor; de asemenea două sau mai multe pompe pot fi acționate de un singur compresor sau invers, o singură pompă mare poate fi acționată de două sau mai multe compresoare.

h.) **Pompa de apă acționată hidraulic** (fig. 7.13) a fost dezvoltată în Tanzania de către Ministry of Lands, Settlement and Water Development [53]. Această pompă a fost proiectată pentru rezolvarea problemelor de utilizare a pompelor cu piston la puțurile forate la mare adâncime și diametrul mic.

## 7.2. CARACTERISTICILE POMPELOR

### 7.2.1. GENERALITĂȚI

Pompele sunt mașini care realizează creșterea presiunii statice a fluidelor sau, în general, pomparea înseamnă adăugarea de energie unui fluid în scopul mișcării lui dintr-un loc într-altul sau pentru creșterea presiunii acestuia, necesară transmiterii energiei prin intermediul lichidului.

Realizarea creșterii presiunii se poate face pe diverse căi, așa că din punct de vedere funcțional și constructiv există numeroase tipuri de pompe.

Pompele pompează fluide (lichide, amestecuri gaz-lichid) și uneori în anumite limite, suspensii solide în lichide.

La creșterea energiei fluidului pentru pompare se utilizează, în majoritatea cazurilor, energia mecanică de la arborele de antrenare a organelor mobile a pompelor, iar uneori se utilizează câmpul electromagnetic, șocul hidraulic, energia jetului liber, etc.

#### **Clasificarea pompelor.**

Orice clasificare a pompelor este relativ arbitrară sau incompletă, deoarece acestea pot fi categorisite sau grupate după diferite criterii.

Conform STAS 6868 - 75 pompele sunt clasificate după următoarele criterii :

- *principiul de funcționare:*

- turbopompe
- pompe volumice
- pompe cu fluid motor
- pompe electromagnetice
- elevatoare hidraulice

- *criteriul constructiv:*

- pompe centrifuge
- pompe cu angrenaje
- pompe cu piston
- pompe cu membrană
- pompe cu rotor excentric
- pompe cu canal lateral

- *criterii specifice :*

- destinație
- poziție de funcționare

-materiale

O altă clasificare [89] este redată în schema următoare :

### Pompe pentru lichide:

#### 1. Volumice:

##### -Alternative:

- cu piston:
  - disc
  - plunjer
- cu membrană

##### -Rotative:

- cu angrenaje:
  - roți dințate:
    - angrenare exterioară
    - angrenare interioară
  - melc și roată melcată
  - șuruburi:
    - 2șuruburi
    - 3 șuruburi
    - mai multe șuruburi
- cu pistoane profilate (lobi):
  - cu o aripă
  - mai multe aripi:
    - 2 aripi
    - 3 aripi
    - 4 aripi
  - segment separator
- cu palete culisante
- cu role
- cu stator elastic
- cu rotor elastic
- peristaltice
- cu disc înclinat
- cu inel de lichid
- cu canal lateral

##### -Roto-alternative:

- cu pistonase axiale
- cu pistonase radiale

##### -(Oscilante (cu clape)

#### 2. Rotodinamice:

##### -Centrifuge:

- radiale
- diagonală
- cu rotor retras
- periferală

##### -Elicoidale (axiale)

#### 3. Alte principii:

##### -Electromagnetice

##### -Inertiale

- șoc hidraulic
- element vibrator

##### -Fluid motor:

- ejector (cu jet)
- cu gaz comprimat
- pulsometre

##### -Bandă aderentă

##### -Elevatoare:

- cu cupe
- cu palete spirale
- cu discuri

În continuare mă voi limita la pompele ce pot fi acționate de rotoare eoliene. Caracteristicile specifice acestor pompe sunt reprezentate în tabelul 7.1. [53].

Tabelul 7.1

### Caracteristicile pompelor

Tip pompă	Înălțime de pompare [mCA]		Randament %	Moment de demarare	Turație rot/min	Material
	Aspirație	Refulare				
Piston	7	100	80	mare	30	metal
Turbină	5	100	90 max	mic	1.4...2.0	metal
Cu racleți	0	3	35	mediu	80	lemn
Lanț lemn	0	4	50	mediu	80	lemn
Lanț oțel	0	30	50	mediu	80	metal
Șurub	0	5	60	mic	30-400	lemn
Pompă T	7	0	60	mic	400	metal
Inerțială	0	4		mic	80	metal
Piston	10	30	80	mare	30	metal
Membrană	7	30		mare	30	metal, piele
Găleată cu frânghie	0	50	90	mare	2	pânză, plastic
Piston dublu efect	7	100	85	mare	30	metal, plastic
Peristaltică	1.5	10	70	mic	100	plastic, cauciuc
Roată cu zături	0	0.5	20	mic	80	lemn
Roată persană	0	50	50	mediu	4	metal
Roată spirală	0	1	60	mic	60	lemn
Elice	0	7	60	mic	400-2.00	metal

### Avantaje - dezavantaje

Principalele avantaje și dezavantaje ale diferitelor tipuri de pompe utilizate pentru pomparea apei din puțuri sunt prezentate în tabelul 7.2.

La pompele eoliene se utilizează cel mai frecvent pompele volumice cu piston și turbopompele. În cele ce urmează mă voi referi la problematica specifică acestor tipuri de pompe.

Tabelul 7.2

## Avantajele și dezavantajele diferitelor tipuri de pompe [90]

<i>AVANTAJE</i>	<i>DEZAVANTAJE</i>
<b>POMPE CU PISTON</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Domeniu larg de turații</li> <li>- Eficiente într-un domeniu larg de debite</li> <li>- Construcție simplă</li> <li>- Potrivite pentru acționare manuală sau mecanică</li> <li>- Utilizabile aproape la orice adâncime</li> <li>- Debit relativ constant în funcție de înălțimea de pompare</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Debit pulsatoriu</li> <li>- Predispușe la vibrații</li> <li>- Tipul de adâncime trebuie ales în funcție de forajul existent</li> <li>- Uneori sunt zgomotoase în funcționare</li> </ul>
<b>POMPE AXIALE</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Construcție simplă</li> <li>- Potrivite pentru antrenare directă cu electromotor</li> <li>- Practic fără vibrații</li> <li>- Funcționare liniștită</li> <li>- Poziție de montaj orizontal sau vertical</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Necesită gabarit mic</li> <li>- Predispușe la defecțiuni prin abraziune</li> <li>- Nepotrivit pentru acționare manuală</li> <li>- Necesită turație relativ constantă</li> <li>- Necesită funcționarea imersată</li> <li>- Necesită foraj cu diametru mare</li> </ul>
<b>POMPE CENTRIFUGALE (RADIALE)</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Construcție simplă</li> <li>- Funcționare liniștită</li> <li>- Eficiență bună la debite mari</li> <li>- Potrivite pentru antrenare directă cu electromotor</li> <li>- Poziție de montaj orizontal sau vertical</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Eficiență mică la debite mici</li> <li>- Înălțime de aspirație mică</li> <li>- Nepotrivit pentru acționare manuală</li> <li>- Necesită funcționarea imersată</li> <li>- Necesită foraj cu diametru mare</li> <li>- Debitul scade cu creșterea presiunii de refulare</li> </ul>
<b>ROTATIV</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ocupă spațiu mic</li> <li>- Gamă largă de turații</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Predispus abraziunii</li> <li>- Funcționare zgomotoasă</li> <li>- Nerecomandabil pt. puțuri forate</li> </ul>
<b>EJECTOR</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Construcție simplă</li> <li>- Recomandabil pt. puțuri forate sau săpate</li> <li>- Funcționare liniștită</li> <li>- Recomandabil pentru presiuni mari</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ajutajul predispus la uzură prin abraziune și la înfundare</li> <li>- Debitul scade când presiunea de refulare crește</li> </ul>
<b>CULANȚ</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Simplu</li> <li>- Ușor de instalat</li> <li>- Autoîntinzător</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ineficient</li> <li>- Limitat la puțuri săpate</li> <li>- Nesanitar</li> </ul>
<b>BERBEC HIDRAULIC</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Construcție simplă</li> <li>- Cost redus</li> <li>- Utilizează apă pentru acționare</li> <li>- Necesită supraveghere redusă</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Neutilizabil pentru apă potabilă</li> <li>- Funcționare zgomotoasă</li> <li>- Nerentabil la funcționare intermitentă</li> </ul>
<b>SIFON</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cost redus</li> <li>- Nu necesită forță mecanică sau manuală decât la pornire</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Limitat la vehicularea apei la mică înălțime</li> <li>- Necesită tubulatură etanșă</li> </ul>

### 7.2.2. POMPE CU PISTON

În cadrul categoriei de pompe volumice, pompa cu piston reprezintă soluția constructivă la care fenomenul de pompare se realizează pe baza principiului variației de volum, obținută prin deplasarea periodică a unui organ mobil, cu anumite forme, numit piston, în interiorul unor corpuri cu profil adecvat. Deplasarea pistonului poate avea loc după o direcție liniară sau poate fi o mișcare circulară. Cel mai frecvent la pompele eoliene se utilizează pompele cu mișcare alternativă, la care pistonul efectuează periodic curse simetrice în ambele sensuri ale direcției de deplasare. Această pompă se compune în principal dintr-un piston, două supape și câte o conductă de aspirație și de refulare. Uneori se utilizează camere de aer pentru uniformizarea debitului și reducerea șocurilor. La o pompă cu piston tradițională, supapa de refulare este situată în piston, iar supapa de aspirație în partea inferioară a pompei, de obicei deasupra sorbului (vezi fig. 7.14)

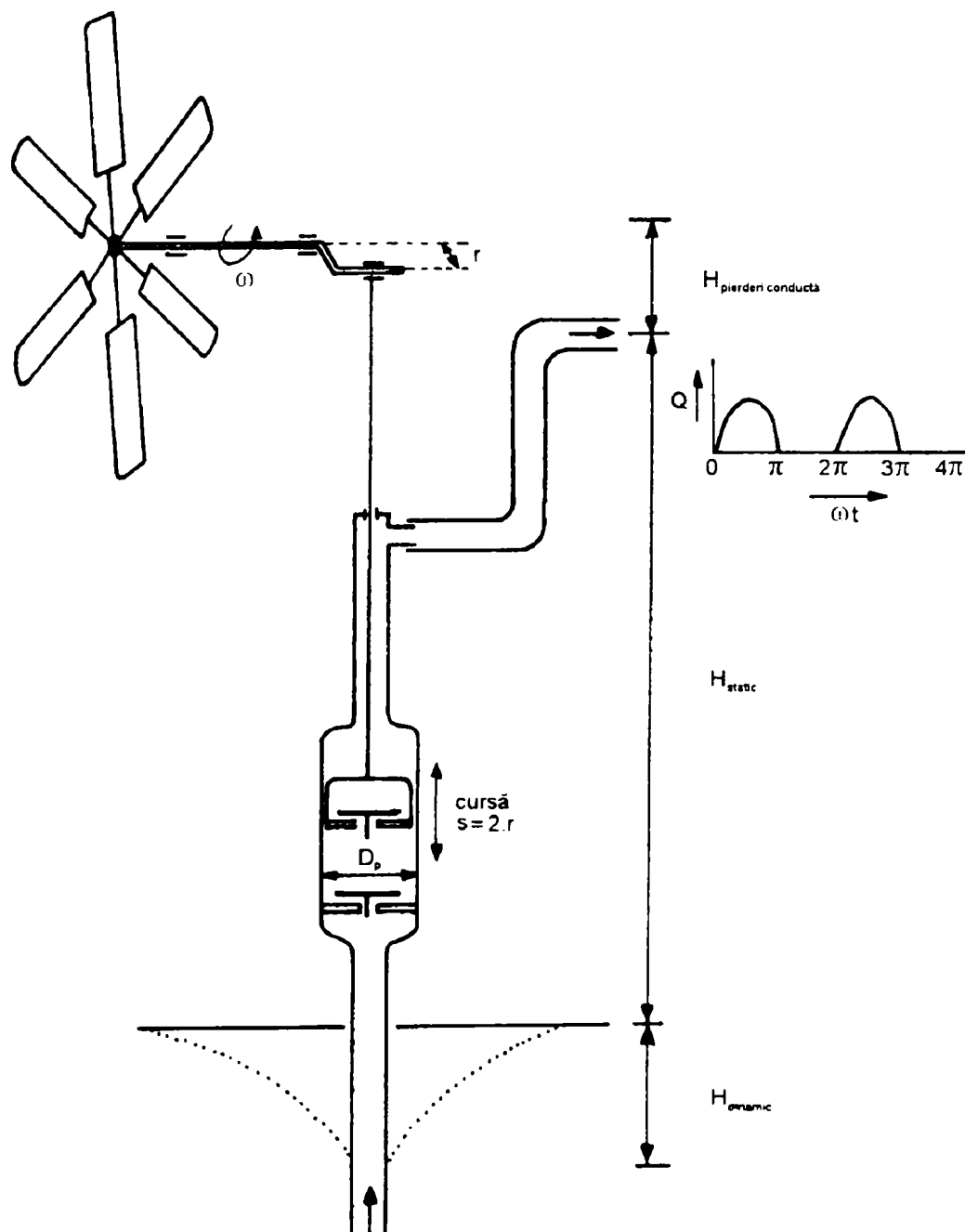


Fig. 7.14. Reprezentarea schematică a pompei cu piston antrenată de rotorul eolian

Când pistonul și supapa de refulare sunt separate, pompa se numește pompă plunjer.

Principiul de funcționare este simplu: când pistonul se deplasează în jos, supapa de refulare se deschide, supapa de aspirație se închide, debitul este zero și pistonul coboară liber prin coloana de apă. Când pistonul se deplasează în sus, supapa de refulare se va închide, supapa de aspirație se va deschide și apa va fi ridicată (deasupra pistonului) și aspirată (sub piston, dacă pompa este situată deasupra nivelului apei) până când pistonul se deplasează din nou în jos. Rezultatul este un debit de apă pulsator sinusoidal. Față de această pompă cu simplu efect, există de asemenea pompe cu dublu efect: cu două pistoane care se deplasează în direcții opuse cu un piston și câte două supape de aspirație și de evacuare și pompe diferențiale la care aspirația se face ca la pompa cu simplu efect iar refularea ca la pompele cu dublu efect. Aceste pompe au un debit mai uniform, furnizând apă și în perioadele de pauză de la pompele cu simplu efect. Pompele cu dublu efect se vor folosi cu unele precauții referitoare la flambarea tijei de acționare în timpul cursei de coborâre.

### 7.2.2.1. Comportamentul pompei ideale

Se va descrie comportamentul pompei ideale la viteze scăzute, adică cu accelerații mici comparativ cu accelerația gravitațională și neglijând forțele de frecare și forțele dinamice.

Forța pe piston este egală cu greutatea coloanei de apă de la nivelul apei și până la refulare (pompa funcționând imersată în apă).

$$F_p = \rho_h g H \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (7.1.)$$

$\rho_h$  - densitatea mediului hidraulic (apa)

Se presupune că  $H$  este presiunea statică, dar ulterior se va adăuga presiunea suplimentară pentru acoperirea pierderilor. Forța  $F_p$  este transmisă manivelei rotorului eolian prin tija pompei și exercită un cuplu asupra arborelui rotorului prin manivela  $r = s/2$  ( $s$  - cursa pistonului). Momentul are o variație sinusoidală în timpul cursei de ridicare și este zero în timpul cursei de coborâre.

$$\begin{cases} M_p = \rho_h g H \frac{\pi}{4} D_p^2 \frac{1}{2} s \sin \omega t \dots \dots 0 < \omega t < \pi \\ M_p = 0 \dots \dots \dots \pi < \omega t < 2\pi \end{cases} \quad (7.2.)$$

Integrând acest cuplu pe un ciclu complet, se obține cu ajutorul relației:

$$\frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^\pi \sin \omega t \cdot d\omega t = \frac{1}{\pi} \quad (7.3.)$$

Expresia cuplului mediu:

$$\bar{M}_p = \frac{1}{\pi} \rho_h g H \frac{\pi}{4} D_p^2 \frac{s}{2} \quad (7.4.)$$



$$\text{sau } \bar{M}_p = \frac{1}{2\pi} \rho_h g H \bar{V}_s$$

$$\bar{V}_s = \frac{\pi D_p^2}{4} s \quad \text{este volumul cursei, cilindreea.}$$

Se constată : cuplul mediu nu depinde de viteza de rotație.

Puterea medie necesară:

$$\bar{P}_p = \bar{M}_p \omega = \frac{\omega}{2\pi} \rho_h g H \bar{V}_s \quad (7.5.)$$

$$\text{sau: } \bar{P}_p = \bar{Q} \rho_h g H$$

unde debitul mediu sau puterea netă pentru a ridica  $Q$  [m<sup>3</sup>/s] apă la înălțimea de  $H$  metri  $\bar{Q} = \frac{\omega}{2\pi} \bar{V}_s$ .

Reprezentând expresia (7.5.) în fig. 7.15., se observă că relația putere - viteză de rotație a pompei ideale este o linie dreaptă ce trece prin origine.

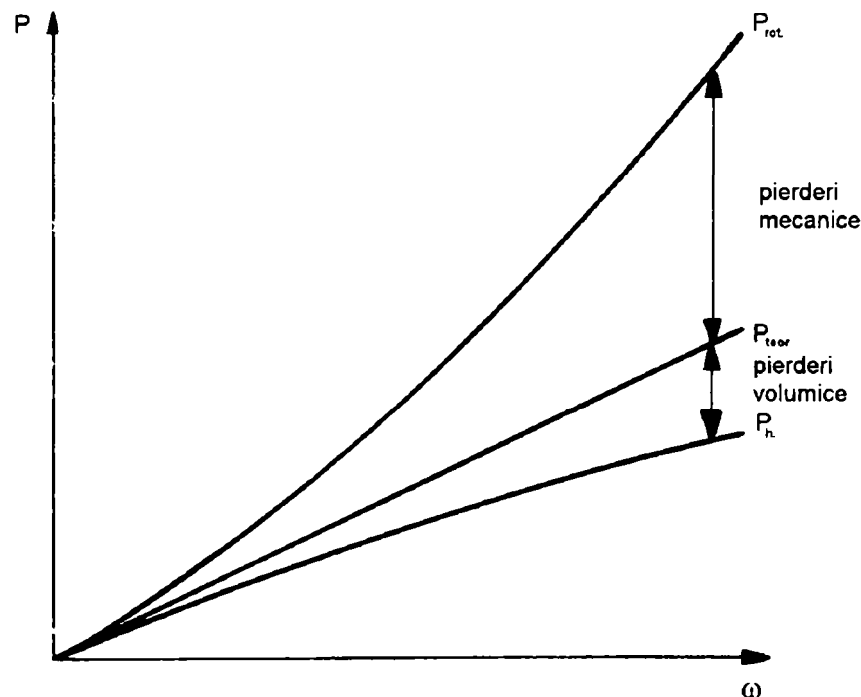


Fig. 7.15. Relația putere - viteză a pompei cu piston, indicând pierderile mecanice și volumice.

### 7.2.2.2. Comportamentul pompei reale

Pompa ideală necesită o putere mecanică egală cu puterea netă pentru a ridica apa, adică randamentul său să fie de 100%. În realitate, puterea mecanică necesară este mai mare decât puterea netă de ridicare a apei din cauza pierderilor mecanice, hidraulice și volumice.

Pentru simplificare se vor include pierderile mecanice, pierderile de frecare dintre piston și cilindru și pierderile hidraulice datorate în principal frecării hidraulice la supape, într-un randament mecanic  $\eta_{mec}$ . Randamentul volumic este definit prin

raportul dintre volumul real al cursei și volumul teoretic al cursei.

Dacă se definesc următoarele puteri:

$P_{mec}$  - puterea mecanică a rotorului eolian

$P_{id} = \bar{v}_s \frac{\omega}{2\pi} \rho_h gH = \bar{P}_p$  - puterea necesară pentru pompa ideală

$P_h = Q\rho_h gH$  - puterea netă hidraulică pentru ridicarea apei

atunci randamentele au următoarele expresii:

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{\bar{v}_s \frac{\omega}{2\pi}} = \frac{P_h}{P_{id}} \quad (7.6.)$$

$$\eta_{mec} = \frac{P_{id}}{P_{mec}} \quad (7.7.)$$

iar randamentul total al pompei:

$$\eta_p = \eta_{vol} \cdot \eta_{mec} = \frac{P_h}{P_{mec}} \quad (7.8.)$$

Caracteristicile de putere, moment și randamentele pentru o pompă reală sunt reprezentate în fig. 7.16.

### 7.2.2.3. Efectele accelerației

Comportamentul unei pompe cu piston cu mișcare alternativă descrisă la punctul precedent se referă la situația în care viteza de rotație este scăzută. La viteze mai ridicate, 1 - 2 curse pe secundă sau mai mari, efectele accelerării nu pot fi neglijate. La conducte de aspirație lungi există riscul cavității, și accelerarea ridicată va întârzi în mod considerabil închiderea supapei, conducând la forțe de șoc ridicate. La accelerații ridicate, pompa cu piston se va comporta mai mult ca o pompă cu impuls, conducând la un randament volumic sporit (peste 100%), dar un randament mecanic redus brusc. Înainte de a descrie aceste efecte în detaliu, se prezintă un model matematic simplu pentru pompele cu piston.

Pompa cu piston antrenată direct de la o manivelă se caracterizează printr-o manivelă, se caracterizează prin deplasarea aproape sinusoidală a pistonului în funcție de unghiul de rotație a arborelui motor.

Notând deplasarea cu  $Z$  și timpul  $t = 0$ , când pistonul este în poziție inferioară, deplasarea pistonului în funcție de rotația unghiulară este:

$$Z_p = \frac{1}{2}s - \frac{1}{2}s \cdot \cos \omega t \quad (7.9)$$

Prin două derivări succesive obținem viteza și accelerația:

$$V_p = \frac{1}{2}\omega s \cdot \sin \omega t \quad (7.10)$$

$$a_p = \frac{1}{2}\omega^2 s \cdot \cos \omega t \quad (7.11)$$

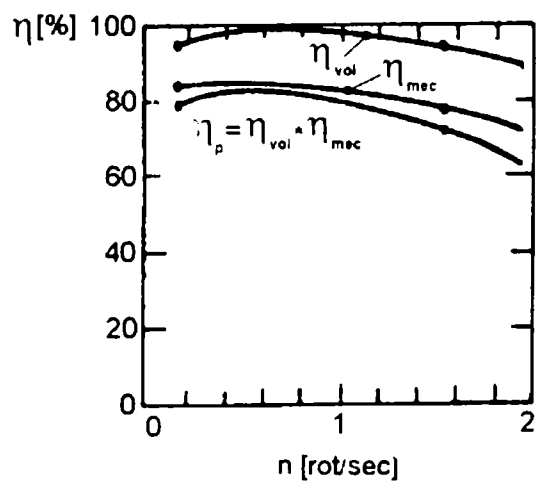
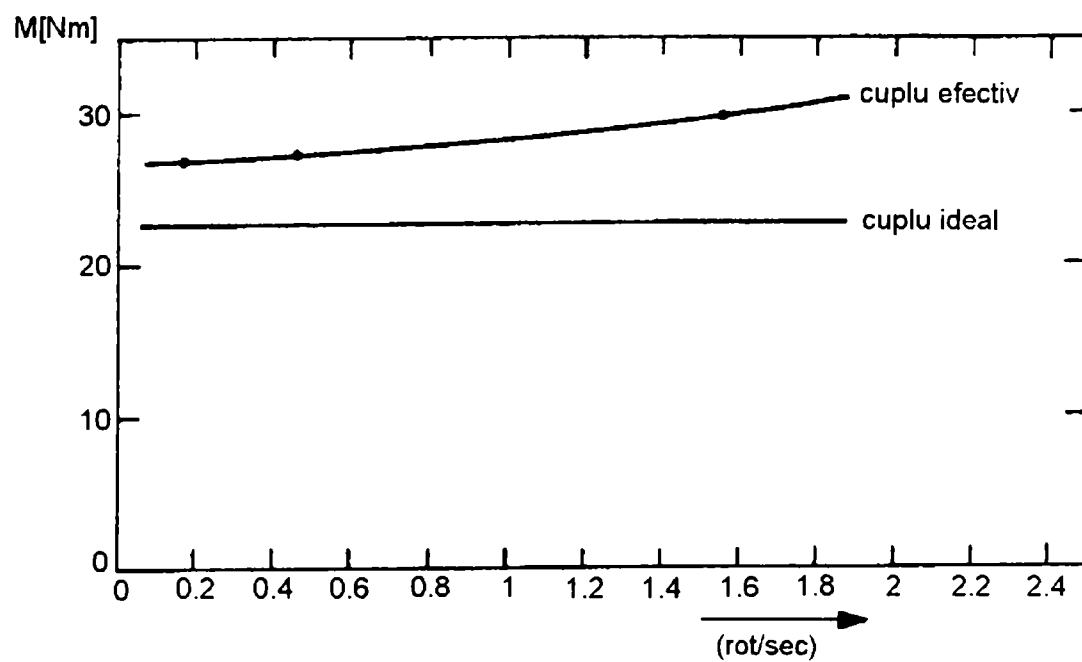
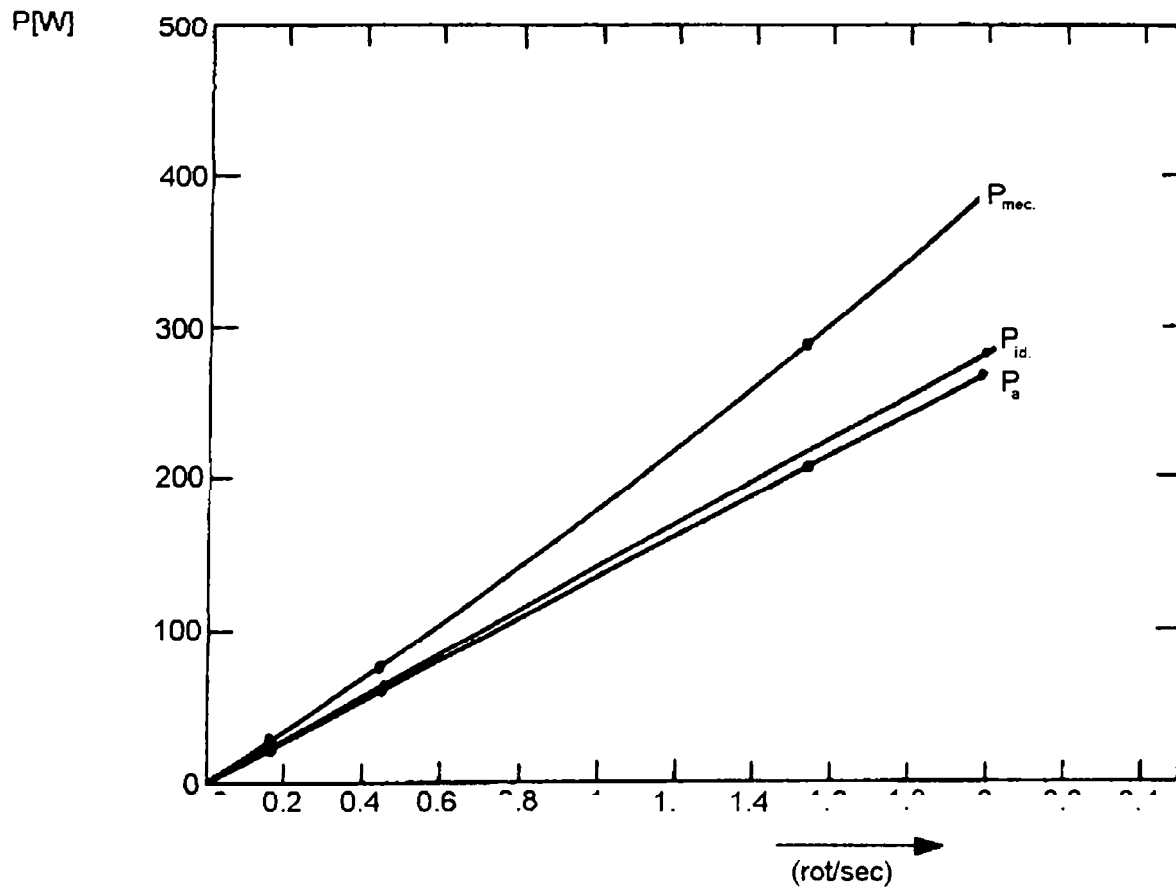


Fig. 7.16. Caracteristicile funcționale ale pompei SWD cu următoarele caracteristici constructive:

Diametru.....0,141m  
 Cursă piston.....0,080m  
 Cursă supapă.....0,005m  
 Înălțime de pompare.....11,400m

Aceste funcții sunt reprezentate în fig. 7.17.

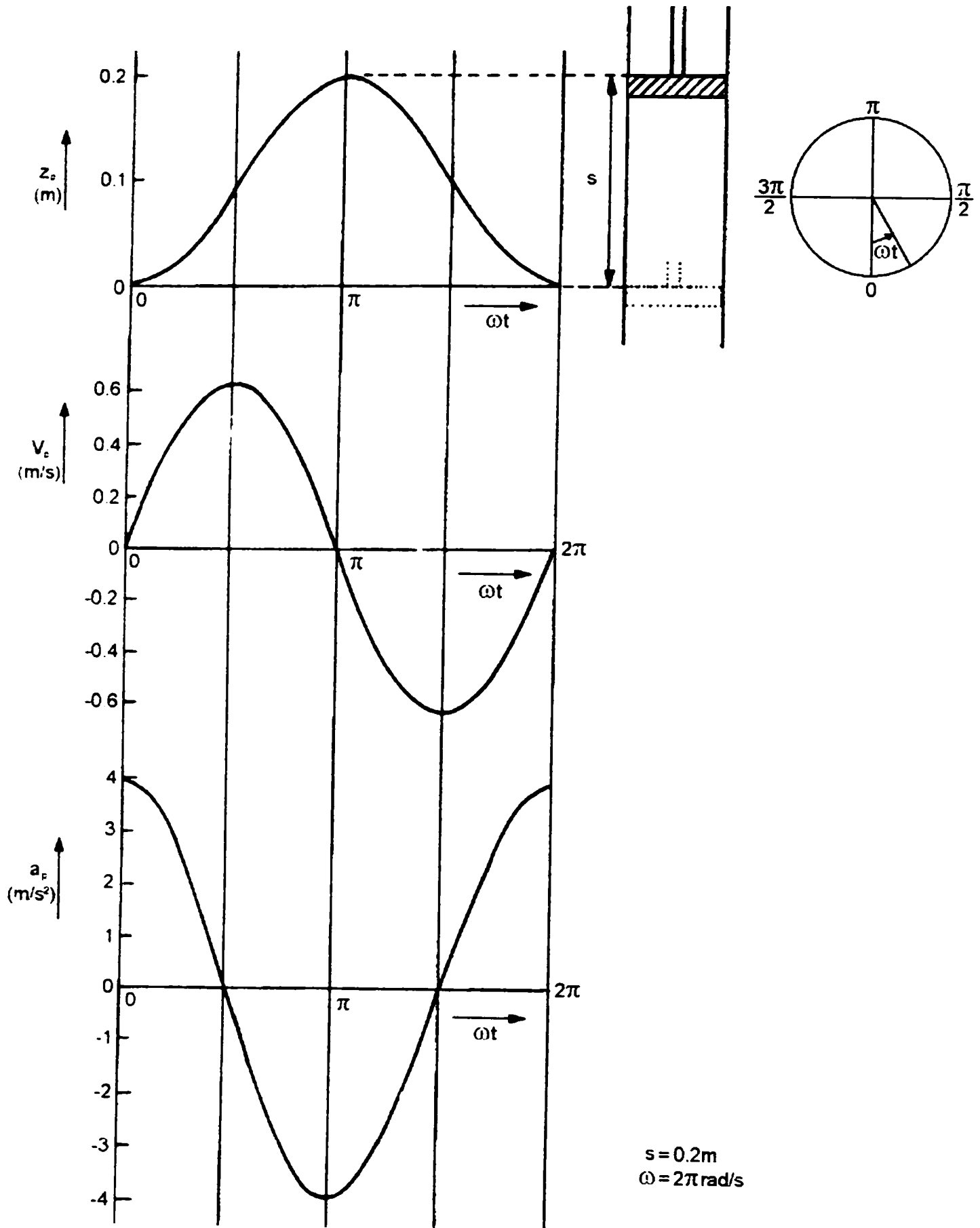


Fig. 7.17. Cursa, viteza și accelerația pompei cu piston ideale

Pentru studiul efectelor accelerației se definește coeficientul de accelerație  $C_a$  [91]:

$$C_a = \frac{a_{p \max}}{g} = \frac{\frac{1}{2} \omega^2 s}{g} \quad (7.12)$$

În exemplul reprezentat în fig. 1.5,  $C_a = 0.4$ .

Valorile  $C_a > 1$  implică o forță de compresie asupra tijei pistonului în timpul cursei de coborâre, existând pericolul flambării. Deoarece deplasării în jos a pistonului i se opune forța de frecare a etanșării și diferența de presiune cauzată de supapa de refulare (din piston), valoarea limită pentru  $C_a$  este sub 1,  $C_a = 0.5$  fiind o valoare rezonabilă. Pentru realizarea acestui deziderat, la pompele eoliene comerciale se utilizează un reductor de turație.

La viteze de rotație mari pot apare și fenomene de cavitație sub piston. Printr-o cameră de aer (amortizor hidropneumatic) pe aspirație se uniformizează debitul, se reduc forțele de șoc și se previne cavitația. Pentru studiul cavitației se consideră două pompe ideale reprezentate în figurile 7.18 și 7.19.

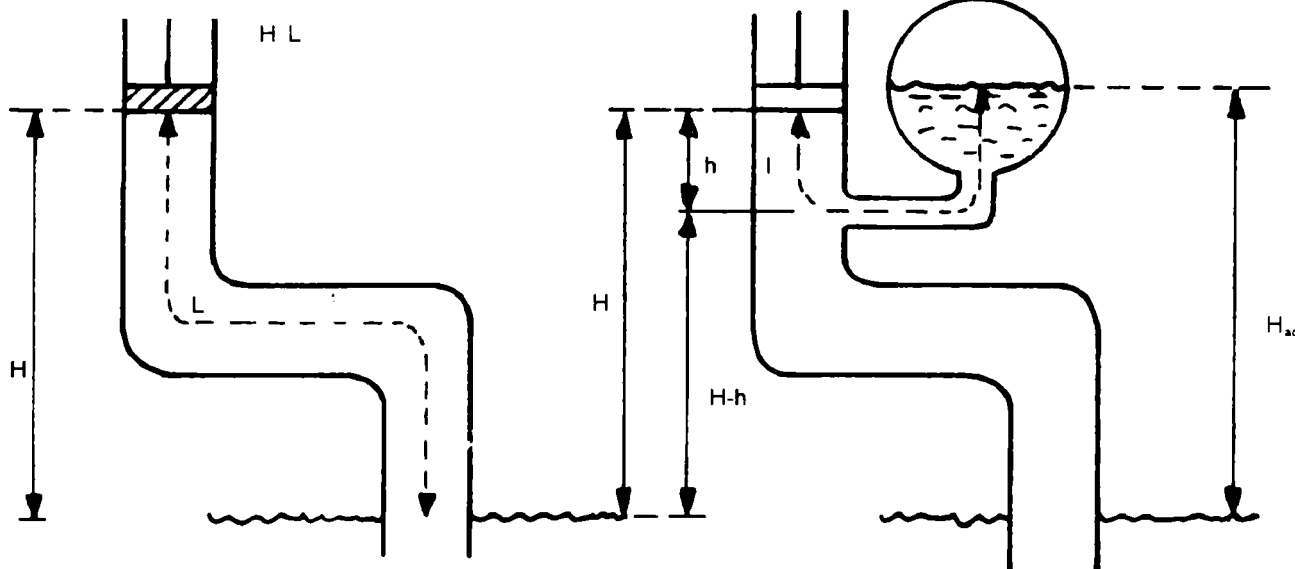


Fig. 7.18. Pompă cu piston ideală fără acumulator hidropneumatic

Fig. 7.19. Pompă cu piston ideală cu acumulator hidropneumatic pe aspirație

Pistonul, deplasându-se brusc în sus, crează vacuum și coloana de lichid este pusă în mișcare accelerată de diferența de presiune.

Se presupune  $H < 10$  m, deci presiunea atmosferică va împinge coloana să ajungă la 10 m.

$$F = P_{at} \frac{\pi}{4} D_p^2 - \rho_h g H \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (7.13)$$

$$\text{dar } F = \rho_h g (10 - H) \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad \text{la nivelul mării} \quad (7.14)$$

$$\text{și } m = \rho_h L \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (7.15)$$

din relația:

$$F = ma_h$$

$$a_h = \frac{F}{m}$$

$$a_h = \frac{10 - H}{L} g \quad (7.16)$$

Pentru evitarea cavităției:

$a_h \geq a_{p \max}$ , cu alte cuvinte:

$$\frac{10 - H}{L} g > \frac{1}{2} \omega^2 s \quad (7.17)$$

Măsuri pentru evitarea cavităției:

- micșorarea valorii  $H$  și (sau)  $L$ ;
- utilizarea acumulatorului hidropneumatic

La utilizarea acumulatorului hidropneumatic, coloana de apă cu înălțimea  $h$  și apa din camera de aer se adaugă la coloana totală cu lungimea  $l$  și masa  $\rho_h l (\pi/4) D_p^2$ . Această masă este împinsă de presiunea (medie) din camera de aer, aproximativ egală cu  $(10 - H_{ac})$  m coloană de apă, minus presiunea mică  $(H - H_{ac})$  a apei din camera de aer.

$$a_h = \frac{10 - H}{l} g \quad (7.18)$$

Prin micșorarea lungimii  $l$  se mărește accelerația eliminând cavităția.

Coloana de refulare este accelerată cu accelerația pistonului, supapa pistonului fiind închisă la refulare, către sfârșitul cursei pistonul se decelerează, iar dacă  $a_p < -g$ , coloana continuă să se deplaseze datorită inerției, supapa pistonului se deschide iar randamentul volumic depășește 100%. (Fig. 7.20)

Unghiul de poziție  $\omega t_1$  la care este atinsă o accelerație  $(-g)$ , este:

$$-g = \omega^2 \frac{1}{s} \cos \omega t_1 \quad (7.19)$$

așa că:

$$\cos \omega t_1 = \frac{-g}{\frac{1}{2} \omega^2 s} = -\frac{1}{C_a} \quad (7.20)$$

În exemplul din fig. 6,  $s = 0.2$  m;  $\omega = 4\pi$  rad/s;  $C_a = 1.61$ ;  $\omega t_1 = 2.24$  rad =  $128.4^\circ$ . Din acest moment coloana de apă de deasupra pistonului este "șutată", și se deplasează în sus, viteza sa scăzând liniar cu  $[-g (t - t_1)]$ . Când viteza scade la zero, supapa de aspirație se va închide. Considerăm unghiul de poziție  $\omega t_2$ , la care viteza apei devine zero.

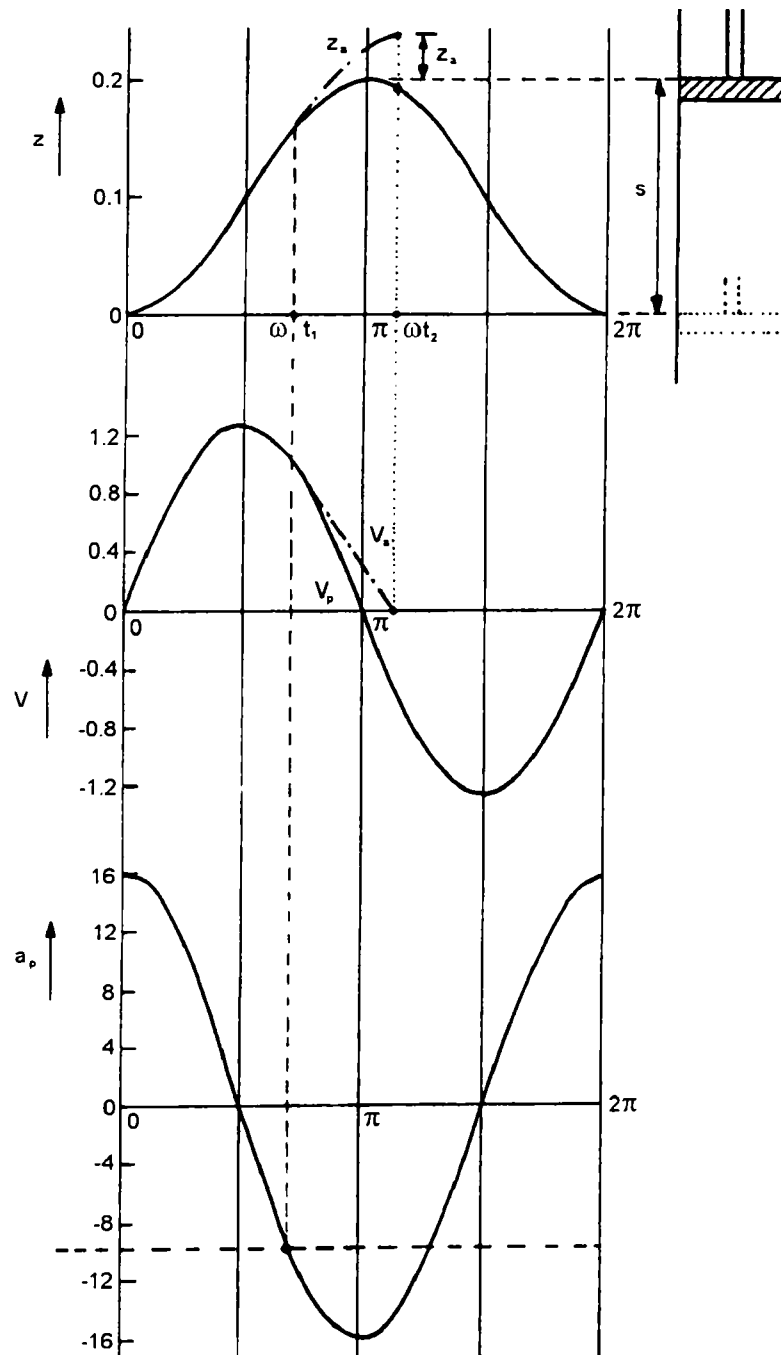


Fig. 7.20. Cursa, viteza și accelerația pistonului la o pompă ideală cu următoarele caracteristici:  $s = 0.2$  m;  $\omega = 4\pi$  rad/s

Se calculează viteza la  $t_1$ , când supapa pistonului se deschide cu relațiile (7.10) și (7.20).

$$\sin \omega t = \sqrt{1 - \cos^2 \omega t}$$

$$V_h(t_1) = V_p(t_1) = \frac{1}{2} \omega s \sqrt{1 - \frac{1}{C_a^2}} \quad (7.21)$$

Viteza de scădere liniară este dată de:

$$V_h(t_1) - g(t - t_1) = V_h$$

$$\text{dar } V_h = V_h(t_1) - \frac{g}{\omega}(\omega t - \omega t_1) \quad (7.22)$$

$V_h$ , cu ajutorul relațiilor (7.21) și (7.22), devine:

$$V_h = \frac{1}{2} \omega s \sqrt{1 - \frac{1}{C_a^2}} - \frac{g}{\omega} \left[ \omega t - \arccos\left(-\frac{1}{C_a}\right) \right] \quad (7.23)$$

Viteza este zero la  $\omega t_2$ , se înlocuiește  $V_h = 0$  în (7.23):

$$\omega t_2 = \sqrt{C_a^2 - 1} + \arccos\left(-\frac{1}{C_a}\right) \quad (7.24)$$

Expresia este valabilă pentru  $\omega t_2 < 2\pi$ , în caz contrar începe deja o nouă cursă.

În exemplu  $V_h(t_1) = 0985$  m/s și  $\omega t_2 = 3.502$  rad = 200.7°.

Cantitatea suplimentară de apă deplasată poate fi găsită calculând deplasarea suplimentară  $Z_h$ -s, (fig. 7.20), a coloanei la momentul  $t = t_2$ . Poziția coloanei la acest moment este dată de:

$$Z_h(t_2) = Z_h(t_1) + V_h(t_1)(t_2 - t_1) - \frac{1}{2} g(t_2 - t_1)^2 \quad (7.25)$$

Substituind (1.21) și (1.22) în (1.25) se obține:

$$Z_h(t_2) - s = \frac{s}{2}(1 - \cos \omega t_1) + \frac{s}{2} \sqrt{1 - \frac{1}{C_a^2}} \cdot \frac{1}{\omega} \sqrt{C_a^2 - 1} - g \frac{C_a^2 - 1}{\omega^2} - s$$

$$Z_h(t_2) - s = \frac{s}{2} \left( 1 + \frac{1}{C_a} \right) + \frac{s}{2} \cdot \frac{C_a^2 - 1}{C_a} - \frac{1}{4} s \frac{C_a^2 - 1}{C_a}$$

$$Z_h(t_2) - s = s \left[ -\frac{1}{2} + \frac{1}{4C_a} + \frac{C_a}{4} \right] \dots \text{pentru } \dots \omega t_2 < 2\pi \quad (7.26)$$

Înlocuind  $C_a = 1.61$  din exemplu :

$Z_h(t_2) - s = s \times 0.0575$  iar  $\eta_h$  în acest caz crește la :

$$(1 + 0.0575) 100\% = 106\%$$

În cazurile  $\omega t_2 > 2\pi$ , viteza apei nu va fi niciodată zero, deoarece la  $\omega t = 2\pi$ , începe următoarea cursă. Cu alte cuvinte, pompa cu piston a devenit pompă cu impuls (pompă inerțială), împingând coloana în sus prin impulsuri rapide în loc de a o ridica gradat (fig. 7.8).

Viteza este întotdeauna pozitivă, așa încât se poate suprima supapa de aspirație. Valoarea lui  $C_a$  pentru acest caz se obține din (7.24)

$$2\pi = \sqrt{C_a^2 - 1} + \arccos\left(1 - \frac{1}{C_a}\right)$$

Prin iterații obținem:

$$C_a = 4.6$$

$$s = 0.2$$

iar turația se mărește la  $n = 21.25$  rad/sec = 3.38 rot/sec



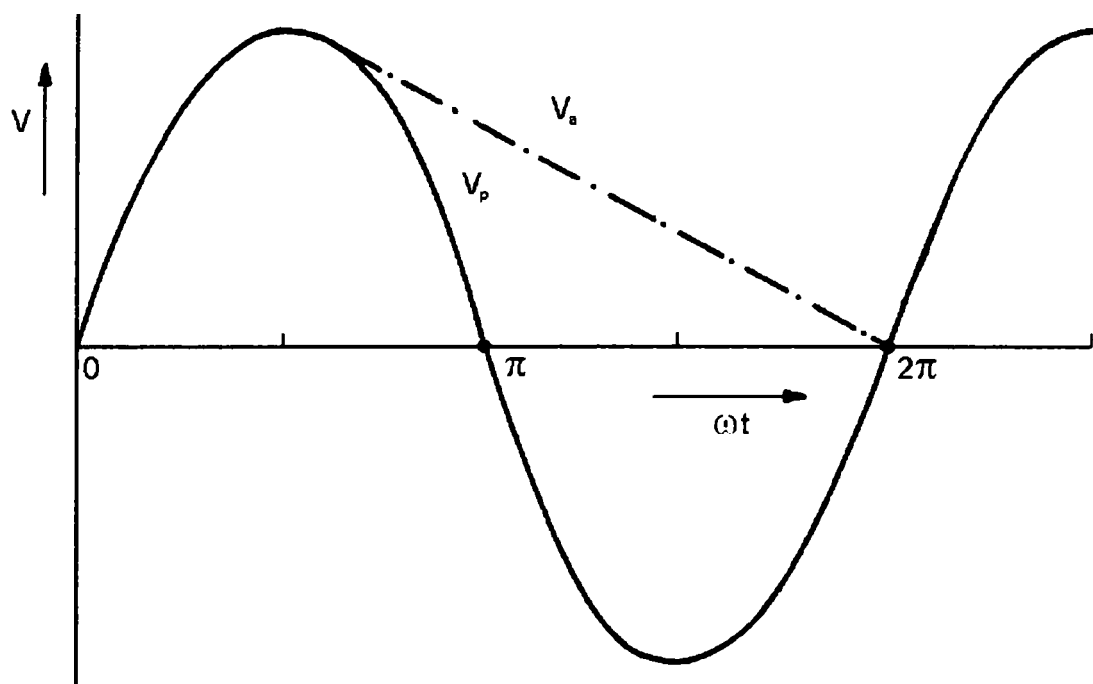


Fig. 7.21. Tranziția de la pompa cu piston la pompa cu impuls

Randamentul rezultă din (7.26):  $\eta_2 = 170.5\%$ .

În cazul  $C_a = 4.6$  trebuie găsită intersecția vitezei apei ( $V_h$ , care scade) și a pistonului ( $V_p$ , care crește), la momentul  $\omega t_2$

$$V_h(t_1) - g(t - t_1) = \frac{1}{2} \omega s \sin \omega t_2$$

$$\frac{1}{2} \omega s \sqrt{1 - \frac{1}{C_a^2}} - \frac{g}{\omega} (\omega t_2 - \omega t_1) = \frac{1}{2} \omega s \sin \omega t_2$$

$$\sqrt{1 - \frac{1}{C_a^2}} - \frac{1}{C_a} \left\{ \omega t_2 - \arccos \left( -\frac{1}{C_a} \right) \right\} = \sin \omega t_2 \quad (7.27)$$

Rezolvarea ecuației (7.27) nu se poate face analitic, ci numai pe calculator. Pentru valori foarte mari  $C_a$  se obține:

$$\omega t = 2\pi + \frac{\pi}{2} \quad \text{adică viteza este constantă și egală cu viteza maximă a}$$

pistonului. Cazul este pur teoretic.

#### 7.2.2.4. Comportamentul supapei

Cele două efecte ale accelerației descrise la punctul precedent se refereau la o pompă ideală, adică un piston perfect asamblat cu supapa ce se închide imediat când debitul devine zero. În practică, la viteze mai ridicate, supapele tind să se închidă cu întârziere din cauza inerției lor. Înseamnă că debitul este inversat înainte ca supapa să se poată închide, iar când se închide în realitate, apare un efect de lovitură de berbec, producând șocuri mari în tija pistonului.

Se analizează comportamentul supapei disc, flotantă liber (fig. 7.22.) [92].

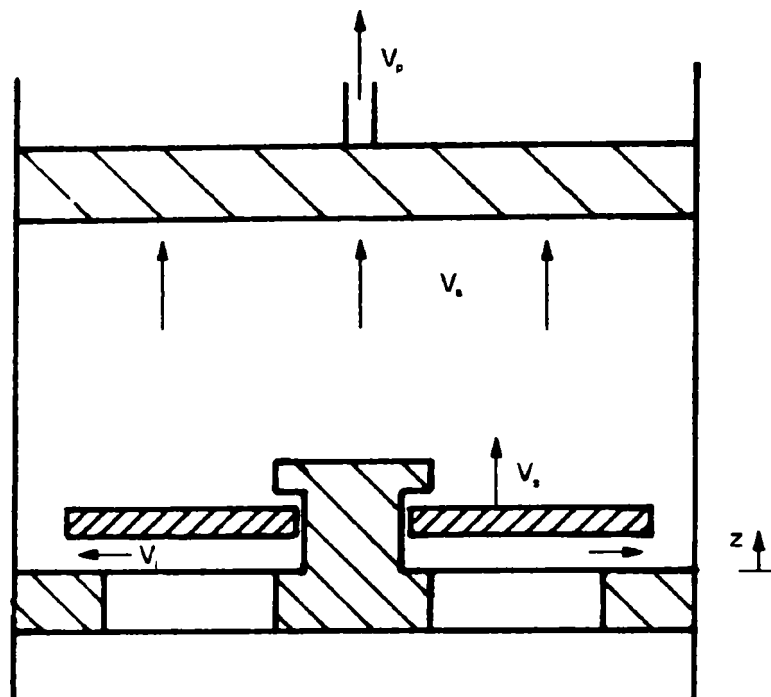


Fig. 7.22. Reprezentarea schematică a supapei de aspirație de la pompa cu piston cu mișcare alternativă

Forțele ce acționează asupra supapei în jos (semn negativ) sau în sus, sunt:

- greutatea supapei,  $-m_s g$  ( $m_s$  - masa supapei)
- forța ascensională  $\rho_h g V_s$  ( $V_s$  - volumul supapei)
- forța de rezistență la deplasare staționară  $F_{st}$
- forța de rezistență la deplasare nestaționară  $F_{inst}$
- forța statică (când se închide)  $-F_i$

Legea lui Newton poate fi scrisă ca:

$$m_s a_s = -m_s g + \rho_h g V_s + F_{st} + F_{inst} - F_i \quad (7.28.)$$

Se vor analiza ultimii trei termeni. Se precizează că se neglijează frecarea dintre supapă și ghidajul său. Conform conservării masei, debitul masic de sub piston trebuie să fie egal cu debitul masiv ce intră prin supapă:

- debitul masic de sub piston  $\rho_h A_p V_p$
- debitul masic în interstițiul supapei sub supapă  $\rho_h \pi D_s Z_s V_i$
- debitul masic de sub supapa ce se deplasează  $\rho_h A_s V_s$
- debitul masic datorat deformării elastice a cilindrului pompei cu supapele închise  $\rho_h V_{cil}/E(dp/dt)$

Ultimul termen este rezultatul legii Hooke pentru fluide în care

- $E$  - modulul de elasticitate
- $V_{cil}$  - volumul cilindrului pompei
- $p$  - diferența de presiune

Acest termen are influență numai pentru valori foarte mici ale lui  $Z_s$  și este important la deschiderea supapei. Legea conservării masei se exprimă prin:

$$A_p V_p + \frac{V_{col}}{E} \cdot \frac{dp}{dt} = \pi D_s Z_s V_i + A_s V_s \quad (7.29.)$$

Cei trei termeni din (1.28.) sunt definiți după cum urmează:

a) **Forța de rezistență la deplasare staționară:**

$$F_{st} = \frac{1}{2} \rho_h \frac{V_i}{\mu} A_s \quad (7.30.)$$

Valoarea constantei  $\mu$  depinde de tipul supapei și de raportul dintre aria orificiului și aria de intrare. În general,  $\mu=0,8$ .

Pentru forța nestaționară, se poate imagina că o cantitate dată de apă deasupra supapei va fi accelerată, determinând forța suplimentară. În cazul unei sfere ce se mișcă într-un fluid, această cantitate de masă suplimentară se presupune a fi egală cu masa de fluid cu volumul egal cu jumătate din volumul sferei. Accelerarea fluidului deasupra supapei este dictată de accelerația  $a_p$  a pistonului (multiplicată cu raportul  $A_p/A_s$ ), minus accelerația  $a_s$  a supapei.

b) **Forța de rezistență la deplasarea nestaționară:**

$$F_{inst} = \rho_h \bar{V}_{suplim} \left( \frac{A_p}{A_s} a_p - a_s \right) \quad (7.31.)$$

Volumul suplimentar este jumătate din volumul sferei cu diametrul  $D_s$ .

$$\bar{V}_{suplim} = \frac{\pi}{12} D_s^3 \quad (7.32.)$$

În situația unei supape închise perfect, presiunea de deasupra supapei,  $p_s$ , acționează asupra ariei  $A_s$ , iar presiunea de dedesubtul supapei,  $p_i$ , acționează numai pe aria  $A_o$  a orificiului supapei.

c) **Forța statică:**

$$F_i = -p_i A_o + p_s A_s \quad (7.33.)$$

Echilibrul forțelor pentru supapa închisă imediat înainte de deschidere, devine:

$$-p_i A_o + p_s A_s - mg + \rho_h g \bar{V}_s \quad (7.34.)$$

Substituirea diferiților termeni în ecuația (7.28.) conduce la următoarea ecuație diferențială neliniară:

$$m \frac{d^2 Z}{dt^2} + (m - \rho_h \bar{V}_s) g - (\text{sign} F_{st}) \frac{\rho_h A_s \left( A_p V_p - A_p \frac{dZ}{dt} + \frac{\bar{V}_{cil}}{E} \cdot \frac{dp}{dt} \right)^2}{2 \mu^2 \pi^2 D_s^2 Z_s} - \rho_h \bar{V}_{suplim} \left( \frac{A_p}{A_s} a_p - \frac{d^2 Z}{dt^2} \right) + F_i = 0 \quad (7.35.)$$

Această ecuație nu poate fi rezolvată analitic, ci numai numeric. Nu se insistă asupra rezolvării, ci doar se compară rezultatele cu măsurătorile reale din laborator.

Caracteristicile pentru cazul încercat:

- diametrul pistonului  $D_p=0,14\text{m}$
- diametrul supapei  $D_s=0,12\text{m}$
- grosimea supapei  $g_s=0,014\text{m}$
- densitatea supapei  $\rho_s=3,78 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$
- volumul masei suplimentare  $V_{\text{suplim}}=(\pi/12)D_s^3$
- deschiderea maximă a supapei  $Z_{\text{max}}=0,006\text{m}$

Rezultatele sunt reprezentate în figurile 7.23., 7.24., și 7.25.

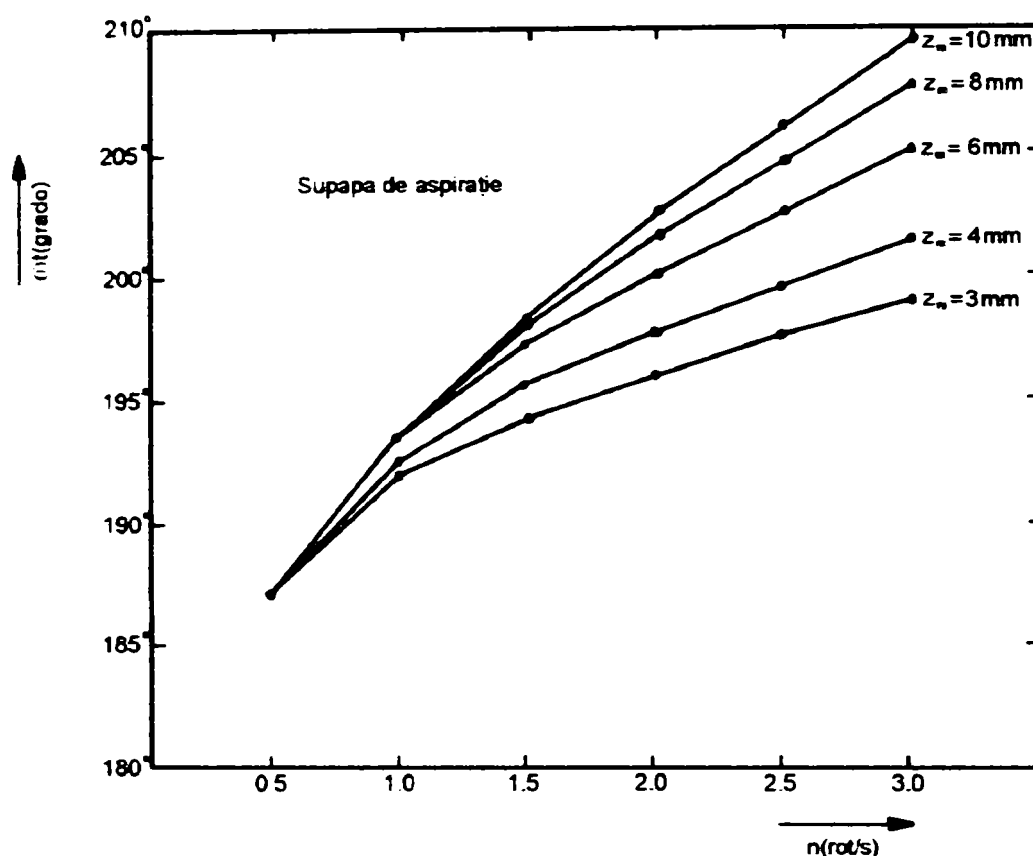


Fig. 7.23 Influența deschiderii maxime  $z_m$  asupra unghiului de închidere a supapei de aspirație

O aproximație destul de grosieră poate să ne ajute la înțelegerea fizică a comportamentului de închidere a supapei pistonului. (fig. 7.23.). La viteze de rotație ridicate, putem presupune că la poziția inferioară a pistonului, supapa este mai mult sau mai puțin oprită în spațiu. Apoi pistonul se mișcă în sus până ce întâlnește supapa și o antrenează în sus. Cu această aproximație calculăm numai unghiul  $\omega t$  pentru a deplasa pistonul de la poziția inferioară la înălțimea maximă  $Z_{\text{max}}$ . Cu relația (7.9.)

$$Z_{\text{max}} = \frac{1}{2}s - \frac{1}{2}s\omega t \quad \text{sau}$$

$$\omega t = \arccos \left( 1 - \frac{Z_{\text{max}}}{\frac{1}{2}s} \right)$$

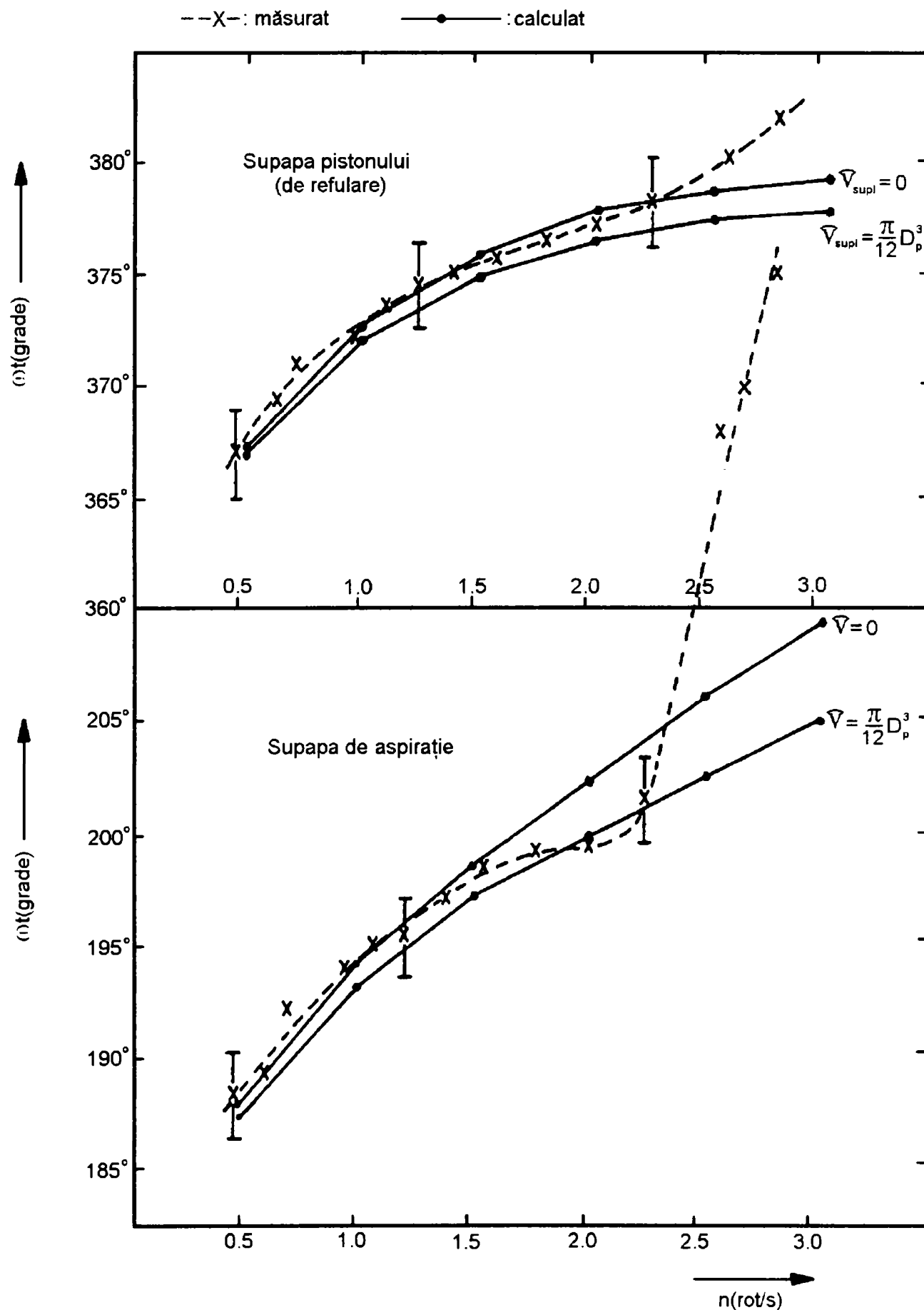


Fig. 7.24. Poziția unghiulară a supapei pistonului (graficul superior) și a supapei de aspirație (graficul inferior) la închidere. Curbele teoretice (cu linie întreruptă) pentru volumul suplimentar zero și egal cu  $\frac{\pi}{12} D_p^3$

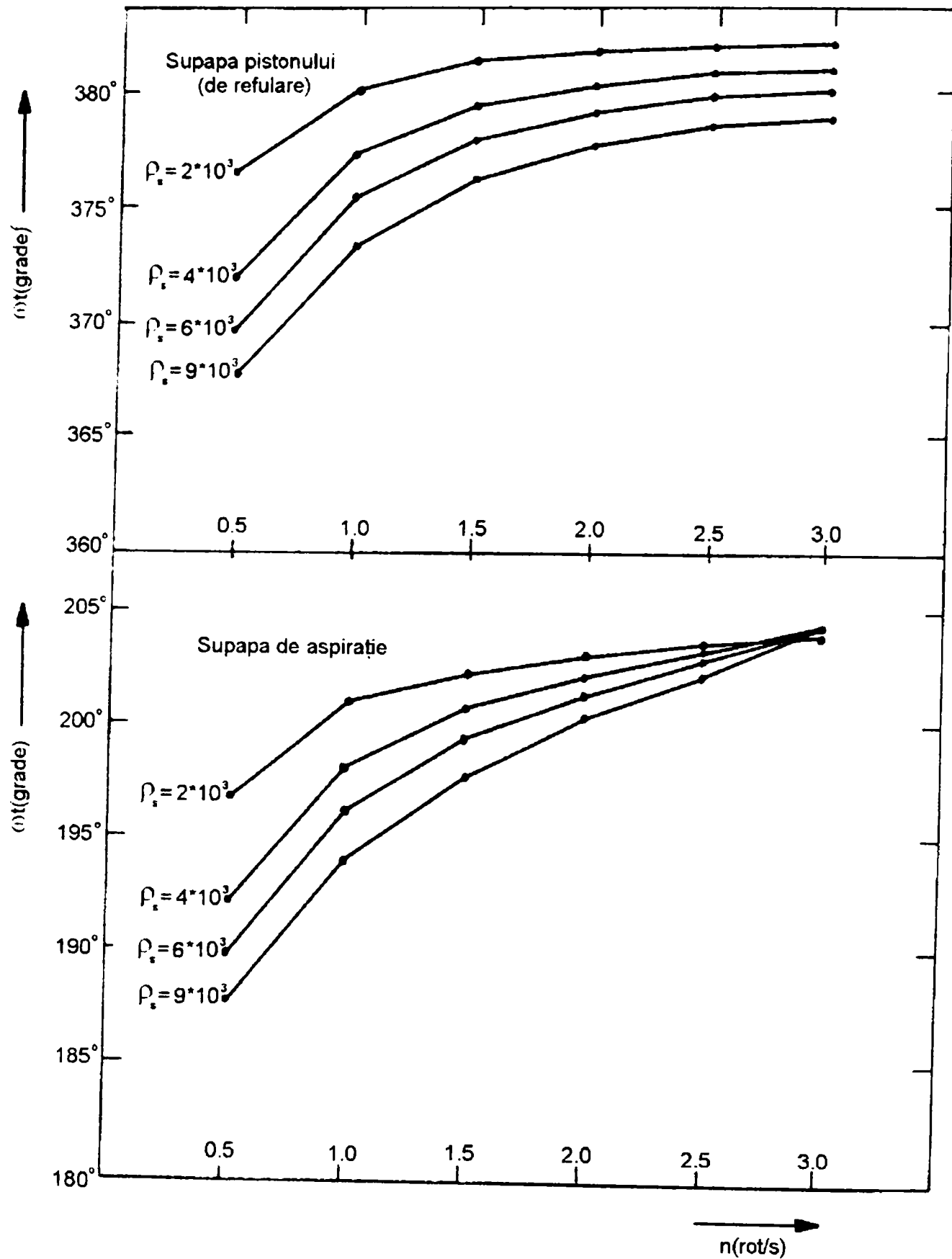


Fig. 7.25. Influența densității materialului supapei asupra unghiurilor de închidere a supapei pistonului (graficul superior) și a supapei de aspirație (graficul inferior)

pentru  $Z_{\max}=0,006\text{m}$  și  $s=0,08\text{m}$ , acest unghi devine  $\omega t=32^\circ$  sau  $392^\circ$ .

Supapele mai ușoare decât cele indicate ( $\rho_s < 2 \cdot 10^3 \text{kg/m}^3$ ) ar putea atinge valori în jur de  $390^\circ$  la viteze ridicate (fig. 7.25.)

### 7.2.3. TURBOPOMPE

#### 7.2.3.1. Caracteristicile mecanice ale turbomașinilor [93]

Caracteristica mecanică de funcționare a turbomașinii reprezintă variația cuplului rezistent în raport cu viteza exprimată prin funcția  $M_r = f(n)$ . Această caracteristică este influențată într-o măsură importantă de către caracteristica hidraulică de funcționare  $H_r = f(Q)$  a rețelei de transport

**7.2.3.1.1. Funcționarea turbomașinii cu o rețea de transport oarecare.** Un motor, în procesul de funcționare trebuie să-i transmită mașinii de lucru energie mecanică. Pentru a se putea ajunge la viteza de regim este necesar ca pe tot timpul pornirii cuplul activ  $M$ , dezvoltat de motorul de acționare să fie mai mare decât cuplul rezistent  $M_r$ , opus de mașina de lucru acționată. Astfel :

$$M > M_r \quad (7.36)$$

Este necesară cunoașterea exactă a caracteristicii :

$$M_r = f(n). \quad (7.37)$$

În general această caracteristică se poate exprima analitic prin relația :

$$M_r = M_f + pn^q \quad (7.38)$$

în care :

-  $M_f$  - cuplul rezistent static pentru  $n = 0$

-  $p, q$  - parametri ce depind de tipul mașinii de lucru

Cunoscând puterea nominală consumată de mașina de lucru la viteza nominală, cuplul nominal rezistent este :

$$M_m = 9550 (P_n / n_n) \quad (7.39)$$

Parametrul  $p$  din relația (7.39), la regimul nominal, este :

$$p = \frac{M_m - M_f}{n_n^q} \text{ iar prin înlocuirea lui în relația generală (1.109), obținem :}$$

$$M_r = M_f + (M_m - M_f) (n / n_n)^q \quad (7.40)$$

Dacă vom nota :

$$M_r^* = M_r / M_m \quad n^* = n / n_n \quad M_f^* = M_f / M_m \quad (7.41)$$

relația (1.111) devine :

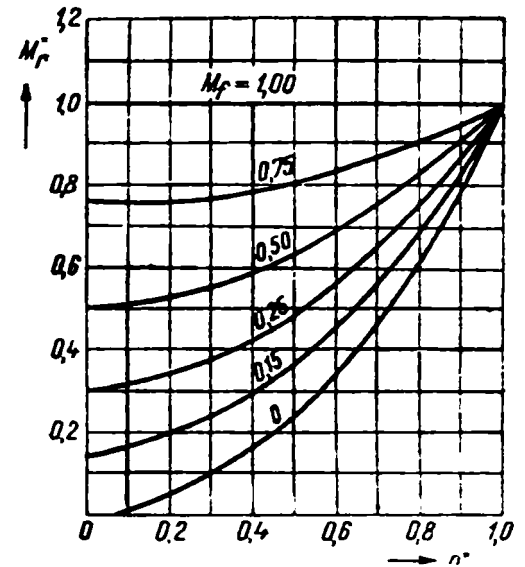
$$M_r^* = M_f^* - (1 - M_f^*) n^{*q} \quad (7.42)$$

Turbomașina prezintă un cuplu rezistent proporțional cu pătratul vitezei. În acest caz  $q = 2$  și relația (7.42) devine :

$$M_r^* = M_f^* - (1 - M_f^*) n^{*2} \quad (7.43)$$

Pentru diferite valori  $M_f^*$  cuprinse între zero și unu, rezulta  $M_r^* = f(n^*)$  din fig. 7.26.

Fig. 7.26. Variația cuplului rezistent  $M_r^*$  în funcție de viteza de rotație  $n^*$  (când  $q = 2$ ), pentru diferite valori ale cuplului rezistent static  $M_f^*$



Puterea la arbore în cazul turbomașinilor:

$$\frac{P_{t_2}}{P_t} = \frac{\eta_{t_2}}{\eta_{t_1}} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (7.44)$$

iar cum randamentul este practic constant

$$\eta_{t1} \cong \eta_{t2} \quad (7.45)$$

vom avea :

$$\frac{P_{t_2}}{P_t} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (7.46)$$

$$\frac{M_{r_2}}{M_r} = \frac{P_{t_2}}{P_t} \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right) = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (7.47)$$

pentru turbomașini  $q = 2$ .

Relațiile de mai sus sunt valabile atunci când turbomașina nu are de învins o înălțime statică de ridicare (cazul special al turbopompelor de recirculare).

Pentru cazul general trebuie utilizate curbele caracteristice ale turbomașinii :

$$H = f(Q) : P = f(Q) : \eta = f(Q)$$

Dacă  $n = \text{constant} = n_n$  funcționarea este posibilă în două puncte :

- în  $H = H_{max}$

- în  $\eta = \eta_{max}$

Funcționarea în primul caz are loc cu un randament scăzut și regimul în acest caz este instabil (pentru turbomașini cu rapiditate scăzută, respectiv  $n_s < 80$ ) ; funcționarea normală și economică este în vecinătatea punctului  $\eta = \eta_{max}$

Dacă viteza este variabilă, puterea variază cu puterea a treia a vitezei, înălțimea de ridicare cu puterea a doua, iar debitul cu puterea întâi.



Notăm cu :

$$Q^* = Q / Q_n; \quad H^* = H / H_n; \quad n^* = n / n_n \quad (7.48)$$

iar punctul  $A$  din diagramă este punctul corespunzător regimului nominal ( $Q_n, H_n, n_n$ )

Avem înălțimea de ridicare ;

$$H^* = H_s^* + H_d^* \quad (7.49)$$

La viteză variabilă, înălțimea dinamică de ridicare este proporțională cu pătratul debitului. În acest caz putem scrie :

$$\frac{H_{d_2}}{H_{d_1}} = \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \quad (7.50)$$

Dacă vom considera :

$$H_{d1} = H_{dn} \quad \text{și} \quad Q = Q_n \quad (7.51)$$

atunci :

$$H_d = H_{dn} (Q / Q_n)^2 \quad (7.52)$$

iar relația (7.49) devine :

$$H^* = H_s + H_{dn} (Q / Q_n)^2 \quad (7.53)$$

Dacă nu există înălțime statică de ridicare, adică  $H_s = 0$ , iar  $H_{dn}^* = 1$ , vom avea :

$$H^* = Q^{*2} \quad (7.54)$$

Dacă  $H_s^* \neq 0$ , va rezulta o familie de parabole ce vor pleca de la valori ale lui  $H^*$  diferite de zero, însă toate vor trece prin punctul  $A$  de coordonate  $H^* = 1$  și  $Q^* = 1$ , deoarece pentru  $Q = Q_n$ ,  $H = H_n$  și vom avea :

$$H^* = 1 = H_s^* + H_{dn}^*$$

și relația (1.120) devine :

$$H^* = H_s^* \cdot \left[ 1 + \left( \frac{1}{H_s^*} - 1 \right) \cdot Q^{*2} \right] \quad (7.55)$$

Pentru diferite valori  $H_s^*$  cuprinse între 0 și 0.9 rezultă parabolele  $H^* = f(Q^*)$  din fig. 7.27.

Cu valoarea înălțimii de ridicare din relația (7.55) se poate afla puterea consumată :

$$P_t = QH \eta_t \quad (7.56)$$

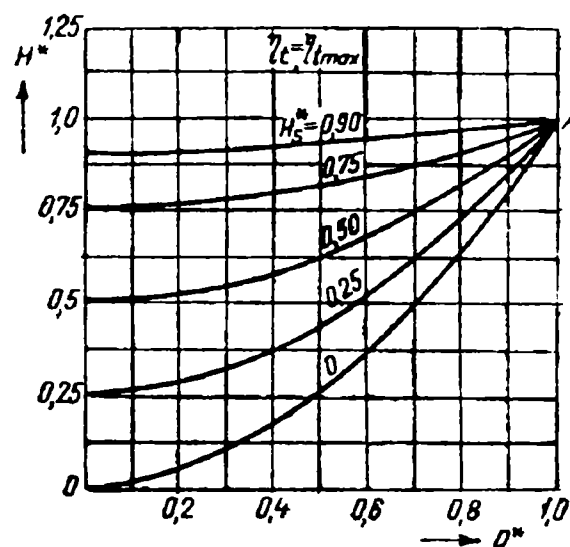
sau :

$$P_t^* = Q^* H^* \eta_t^* \quad (7.57)$$

unde :

$\eta_i^*$   $\eta_i$   $\eta_{i, max}$  care se obține din diagrama universală a turbomașinii pentru valorile lui  $H^*$  și  $Q^*$  determinate anterior.

Fig. 7.27. Variația înălțimii de ridicare  $H^*$  în funcție de debitul  $Q^*$  pentru diferite valori ale înălțimii statice a rețelei de transport,  $H_s^*$ .



Pentru diverse valori ale lui  $H_s^*$  rezultă curbele  $P_i^* = f(Q^*)$  din fig. 7.28.

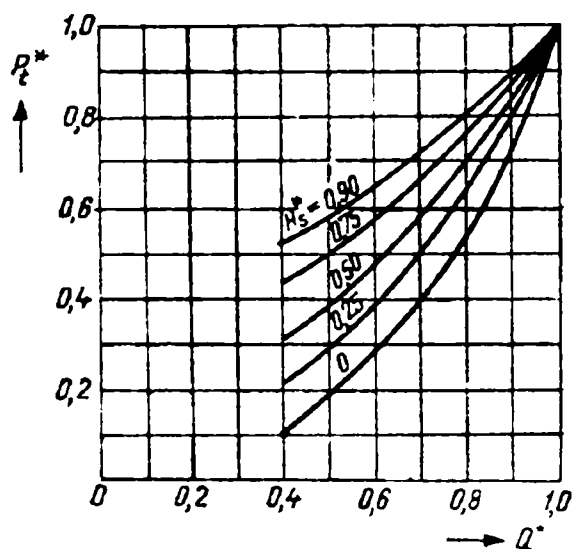


Fig. 7.28. Variația puterii absorbite  $P_i^*$  în funcție de debitul  $Q^*$  pentru diferite valori ale înălțimii statice a rețelei de transport,  $H_s^*$ .

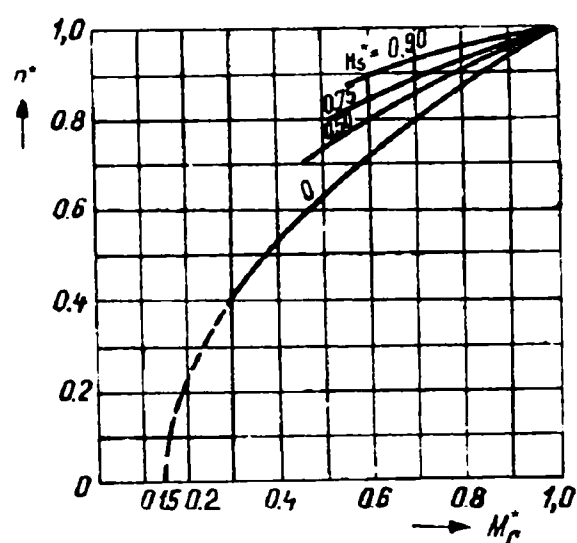


Fig. 7.29. Variația cuplului rezistent  $M_r^*$  în funcție de viteza de rotație  $n^*$  pentru diferite valori ale înălțimii statice a rețelei de transport,  $H_s^*$ .

Cuplul rezistent se calculează știind că :

$$M_r^* = 9550 P_i^* n^* \quad (7.58)$$

Pentru diverse valori ale lui  $H_s^*$  rezultă curbele  $M_r^* = f(n^*)$  din fig. 7.29.

Variația cuplului nu urmează o lege parabolică de tipul celei date de relația (7.43), cu excepția cazului când  $H_s^* = 0$ . Extrapolând caracteristica pentru  $H_s^* = 0$  din fig. 7.29 se obține pentru  $n = 0$  :

$$M_{rf} = 0.15$$

În acest caz, caracteristica stabilă din relația (7.43) devine :

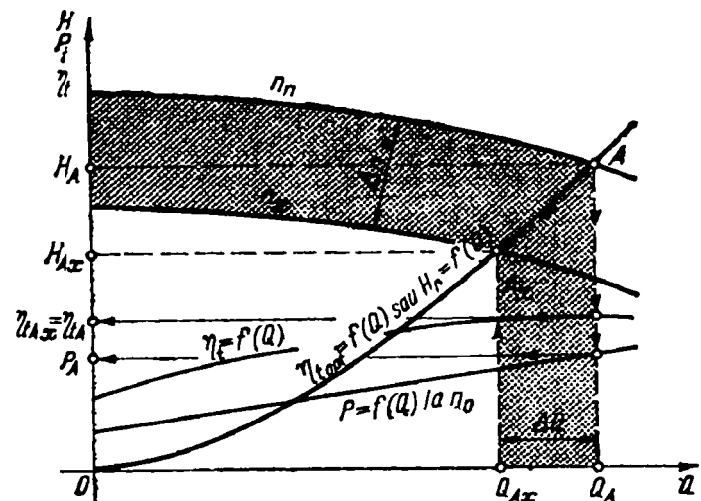
$$M_r^* = 0.15 - 0.85n^{*2} \quad (7.59)$$

cu care se pot afla caracteristicile turbomașinilor pentru cazurile în care funcționează în rețele fără înălțime statică de ridicare.

### 7.2.3.1.2. Funcționarea turbomașinii cu o rețea de transport fără înălțime statică.

La variația vitezei de rotație în domeniul  $\Delta n$ , se modifică caracteristica mașinii, iar la intersecția acestei caracteristici cu caracteristica rețelei de transport rezultă diferite puncte de funcționare  $A \dots A_x$  (fig. 7.30)

Fig. 7.30. Determinarea grafică a randamentului pentru o turbomașină acționată cu viteză variabilă și cuplată la o rețea de transport fără înălțime statică



Parametri hidraulici corespunzători acestor puncte  $Q_A = f(n)$  și  $H_A = f(n)$  se pot afla dacă se rezolvă împreună relațiile (1.86) și (1.99) din Referat nr.3 [95]

$$\begin{cases} H = A_2 n^2 + B_2 n Q + C_2 Q^2 \\ H = R Q^2 \end{cases} \quad (7.60)$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații în raport cu  $Q$  se obține :

$$(R - C_2) Q^2 - B_2 n Q - A_2 n^2 = 0 \quad \text{de unde obținem :}$$

$$Q = \left[ \frac{B_2 + \sqrt{B_2^2 + 4 A_2 (R - C_2)}}{2(R - C_2)} \right] \cdot n \quad (7.61)$$

Se constată că debitul furnizat de turbomașină este proporțional cu turația, deci se poate scrie :

$$Q = Q_x \cdot \frac{n}{n_x} \quad (7.62)$$

$$Q = k_Q n \quad (7.63)$$

Rezolvând sistemul de ecuații (7.60) în raport cu  $H$  se obține :

$$\left(1 - \frac{C_2}{R}\right) \cdot H - \frac{B_2}{\sqrt{R}} \cdot n \cdot \sqrt{H} - A_2 n^2 = 0 \quad \text{de unde rezultă :}$$

$$H = \left[ \frac{\frac{B_2}{\sqrt{R}} + \sqrt{\frac{B_2^2}{R} + 4A_2 \left(1 - \frac{C_2}{R}\right)}}{2 \left(1 - \frac{C_2}{R}\right)} \right] \cdot n^2 \quad (7.64)$$

Se constată că înălțimea de ridicare dezvoltată de turbomașină este proporțională cu pătratul vitezei, deci putem scrie :

$$H \propto H_x \left( \frac{n}{n_x} \right)^2 \quad (7.65)$$

$$H = k_H n^2 \quad (7.66)$$

Din relațiile (7.62), (7.65) rezultă că puterea utilă este proporțională cu cubul vitezei. Astfel vom avea :

$$\frac{P_{tu}}{P_{tu_x}} = \left( \frac{n}{n_x} \right)^3 \quad (7.67)$$

$$P_{tu} = k_P n^3 \quad (7.68)$$

Astfel relația (1.92), din [95], ținând seama de (7.63), devine :

$$\eta_t = \frac{\rho}{100} \cdot \frac{A_2 n^2 k_Q n + B_2 n k_Q^2 n^2 + C_2 k_Q^3 n^3}{A_3 n^2 k_Q n - B_3 n k_Q^2 n^2 + D_3 n^3} \quad \text{de unde prin simplificarea}$$

lui  $n^3$  :

$$\eta_t = \frac{\rho}{100} \cdot \frac{A_2 k_Q + B_2 k_Q^2 + C_2 k_Q^3}{A_3 k_Q - B_3 k_Q^2 + D_3} \quad (7.69)$$

Prin urmare : randamentul turbomașinii *nu depinde de viteză*, deci :

$$\eta_t = \text{const.} \quad (7.70)$$

sau, conform figurii 7.30, se poate scrie :

$$\eta_{tAx} = \eta_{tA} \quad (7.71)$$

Puterea utilă fiind proporțională cu cubul vitezei, randamentul rămânând neschimbat, puterea absorbită este și ea proporțională cu cubul vitezei :

$$\frac{P_t}{P_{t_x}} = \left( \frac{n}{n_x} \right)^3 \quad (7.72)$$

$$P_t = k_P n^3 \quad (7.73)$$

Deoarece  $M_r = k_M P_t$   $n$  se poate scrie :

$$\frac{M_{th}(a)}{M_{th}(a)_x} = \left( \frac{n}{n_x} \right)^2 \quad (7.74)$$

$$M_{th}(a) = k_M n^2 \quad (7.75)$$

Cuplul rezistent este proporțional cu pătratul vitezei.

Relațiile (7.62), (7.65), (7.67), (7.72) și (7.74) se numesc relații de similitudine.

Variația cuplului rezistent la arborele de antrenare :

$$M_t = M_{tf} + k_M n^2 \quad (7.76)$$

Pentru turbomașinile cu lagăre de rostogolire  $M_{tf} = 0.1 M_n$ , iar pentru cele cu lagăre de alunecare  $M_{tf} = 0.15 M_n$ . Aceste valori ale cuplului de frecare corespund pentru  $n = 0$ . Pe măsură ce viteza crește, până la o valoare egală cu  $(0.1 \dots 0.2) n_n$ , cuplul de frecare descrește până devine egal cu zero.

Astfel pentru turbomașinile cu lagăre de rostogolire vom avea :

$$M_{tr} = 0.10 M_m - 0.90 M_m (n / n_n)^2 \quad (7.77)$$

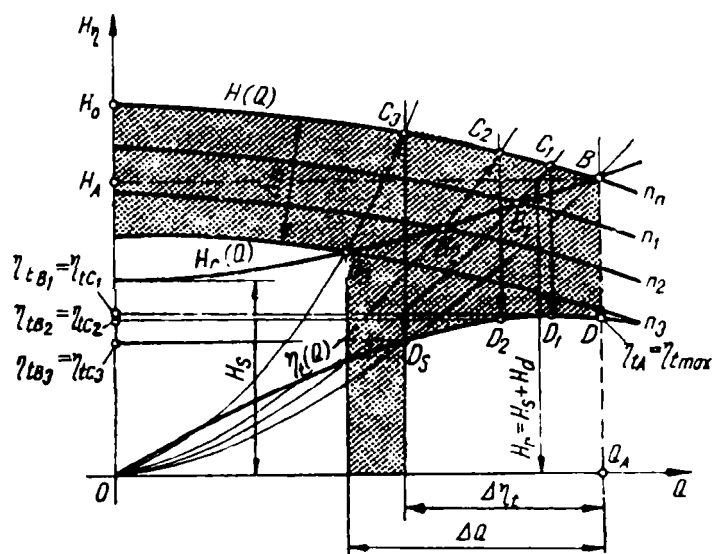
Iar pentru turbomașinile cu lagăre de alunecare vom avea :

$$M_{tr} = 0.15 M_m - 0.85 M_m (n / n_n)^2 \quad (7.78)$$

### 7.2.3.1.3. Funcționarea turbomașinii cu o rețea de transport cu înălțime statică

La modificarea vitezii în domeniul de reglare  $\Delta n$ , conform fig. 7.31, debitul variază în domeniul  $\Delta Q$ , iar randamentul în domeniul  $\Delta \eta$ . punctele de funcționare  $B_1 \dots B_3$  corespund vitezelor  $n_1 \dots n_3$ .

Fig. 7.31. Determinarea grafică a randamentului pentru o turbomașină acționată cu viteza variabilă și cuplată la o rețea de transport cu înălțime statică



Randamentele corespunzătoare punctelor de funcționare  $B_1 \dots B_3$  se pot afla dacă se construiesc parabolele pătratice  $OB_1C_1 \dots OB_3C_3$ . La intersecția acestor parabole cu caracteristica  $H(Q)$  corespunzătoare vitezei nominale  $n_n$ , rezultă punctele  $C_1 \dots C_3$ . Prin aceste puncte se trasează linii paralele cu axa înălțimilor de ridicare care intersectează curba randamentului  $\eta_r(Q)$  în punctele  $D_1 \dots D_3$ . Ducând prin aceste puncte linii paralele cu axa debitelor se obțin randamentele corespunzătoare punctelor  $B_1 \dots B_3$ .

Deci :

$$\eta_{tB1} \quad \eta_t C_1 ; \eta_{tB2} \quad \eta_t C_2 ; \eta_{tB3} = \eta_t C_3 \quad (7.79)$$

Pentru parametri corespunzători punctelor de funcționare  $Q_B = f(n)$  și  $H_B = f(n)$  se rezolvă sistemul de ecuații :

$$\begin{cases} H = A_2 n^2 + B_2 n Q + C_2 Q^2 \\ H = H_s + R Q^2 \end{cases} \quad (7.80)$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații în raport cu  $Q$  se obține :

$$Q = \left[ \frac{B_2 n - \sqrt{B_2^2 n^2 + 4(R - C_2)(A_2 n^2 - H_s)}}{2(R - C_2)} \right] \quad (7.81)$$

în care dacă  $H_s = H_0$ , debitul  $Q = 0$ .

Rezolvând același sistem în raport cu  $H$  se obține:

$$H = H_s + \frac{R}{2(R - C_2)^2} \cdot S$$

$$S = \left[ B_2^2 n^2 + 2(R - C_2)(A_2 n^2 - H_s) - B_2 n \cdot \sqrt{B_2^2 n^2 + 4(R - C_2)(A_2 n^2 - H_s)} \right] \quad (7.82)$$

Deoarece aceste două ecuații au o forma complexă, se utilizează alte relații mai simple; astfel dacă vom asimila caracteristica  $H(Q)$  cu o parabolă, ea poate fi scrisă :

$$H = H_0 \left( \frac{n}{n_0} \right)^2 - C_4 Q^2 \quad (7.83)$$

în care :

$H_0$  - înălțimea de debit zero

$C_4 = (H_0 H_n) Q_n^2$  - coeficient determinat pe baza parametrilor nominali

Regimul de funcționare se obține rezolvând sistemul:

$$\begin{cases} H = H_0 \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 - C_4 Q^2 \\ H = H_s + H_d = H_s + R Q^2 \end{cases} \quad (7.84)$$

Rezolvând în raport cu  $Q$  se obține :

$$Q = \sqrt{\frac{H_0 \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 - H_s}{R + C_4}} \quad (7.85)$$

Caracteristica puterii absorbite  $P = f(Q)$ :

$$P_t = P_{t0} (n / n_n)^3 - A_4 Q (n / n_n)^2 \quad (7.86)$$

în care avem :

$P_{t0}$  - puterea absorbită corespunzătoare debitului zero, în kW

$A_4 = (P_m - P_{t0}) / Q_n$  - coeficient determinat pe baza parametrilor nominali

Înlocuind (7.85) în (7.86) rezultă puterea în funcție de viteză, având parametri invariabili :

$$P_t = P_{t0} \left( \frac{n}{n_n} \right)^3 + A_4 \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{H_0 \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 - H_s}{R + C_4}} \quad (7.87)$$

Din (7.87) rezultă :

$$M_t = \frac{9550}{n_n} \cdot \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 + \frac{9550 A_4}{n_n} \cdot \left( \frac{n}{n_n} \right) \cdot \sqrt{\frac{H_0 \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 - H_s}{R + C_4}} \quad (7.88)$$

$$M_t = M_{t0} \cdot \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 + (M_m - M_{t0}) \cdot \left( \frac{n}{n_n} \right) \cdot \sqrt{\frac{H_0 \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 - H_s}{R Q_n^2 + H_0 - H_n}} \quad (7.89)$$

în care :

$$M_{t0} = 9550 P_{t0} / n_n \quad (7.90)$$

- cuplul rezistent corespunzător debitului zero și vitezei nominale

$$M_{tn} = 9550 P_{tn} / n_n \quad (7.91)$$

- cuplul rezistent nominal corespunzător vitezei nominale

Înlocuind  $H_s = 0$  în relația (7.89) se găsește o relație asemănătoare cu relația (7.75), iar dacă se exprimă înălțimea statică de ridicare  $H_s$  în funcție de viteza minimă  $n_{min}$  cu ajutorul relației

$$n_{min} = n_n \cdot \sqrt{\frac{H_s}{H_0}} \quad (7.92)$$

și se înlocuiește în (7.89) se obține :

$$M_t = M_{t0} \cdot \left( \frac{n}{n_n} \right)^2 + (M_m - M_{t0}) \cdot \left( \frac{n}{n_n} \right) \cdot \sqrt{\frac{\left( \frac{n}{n_n} \right)^2 - \left( \frac{n_{min}}{n_n} \right)^2}{1 - \frac{H_n}{H_0} + \frac{R Q^2}{H_0}}} \quad (7.93)$$

### 7.2.3.2. Graficele caracteristicilor mecanice

În aceste grafice se reprezintă funcția  $M_r = f(n)$  pentru diferite moduri de pornire a turbomașinilor, ținându-se seama de caracteristicile funcționale ale rețelei de transport.

**7.2.3.2.1. Pornirea turbomașinilor în stare descărcată** Descărcarea se realizează prin pornirea turbomașinilor cu robinetul de refulare complet închis. Acest regim de funcționare ușurează condițiile de pornire ale motoarelor de acționare, puterea absorbită și cuplul rezistent reprezentând doar 40÷50% din valorile lor nominale. Variațiile înălțimii de ridicare și a cuplului rezistent sunt reprezentate în fig. 7.32.

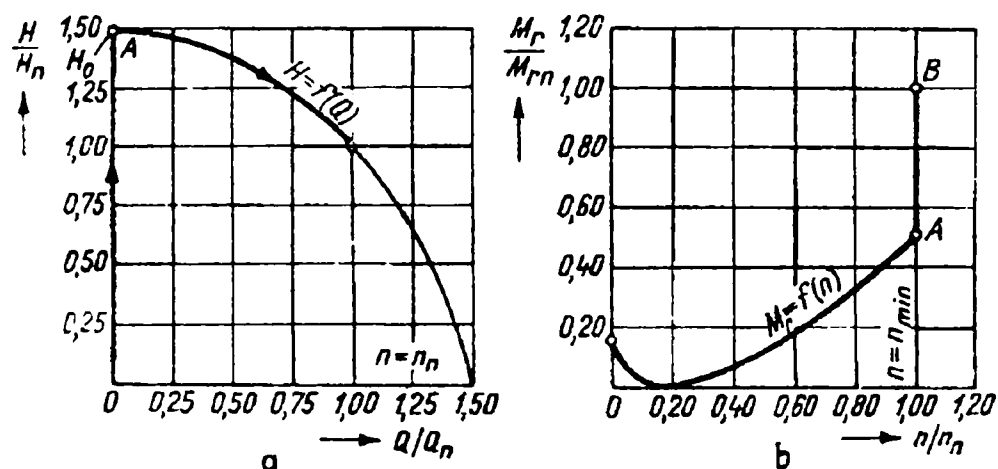


Fig. 7.32. Caracteristicile de pornire ale unei turbomașini în stare descărcată  
a - caracteristica hidraulică  $H = f(Q)$   
b - caracteristica mecanică  $M_r = f(n)$

În domeniul vitezelor mici,  $0 < n < 0,2n_n$ , cuplul rezistent se mărește puțin datorită efectului de suprapunere a cuplului de frecare.

Caracteristica mecanică, în analogie cu relația (7.76) se poate exprima prin relația:

$$M_r = M_{rf} \cdot M_{10} (n/n_n)^2 \quad (7.94)$$

Turbomașinile de rapiditate mare nu pot fi pornite în stare descărcată, deoarece la debit zero ele absorb o putere și un cuplu rezistent de valori mai mari față de valorile lor nominale.

**7.2.3.2.2. Pornirea turbomașinilor în stare încărcată** Aceasta se realizează prin pornirea turbomașinilor cu robinetul de refulare deschis. În acest caz cuplul rezistent depinde de valoarea înălțimii statice a rețelei de transport și se deosebesc două cazuri :

**a) Turbomașina cuplată la o rețea fără înălțime statică (fără contrapresiune)**

Acest caz este caracteristic turbopompelor de recirculare. Curbele  $H_r = f(Q)$  și  $M_r = f(n)$  sunt reprezentate în graficele din fig. 7.33.

Cuplul rezistent are o variație parabolică în conformitate cu relația (7.76). Această alură (porțiunea OA) rezulta numai în condițiile în care conducta de refulare



nu este prea lungă. În caz contrar, timpul de accelerare al masei de fluid fiind mult mai mare decât timpul de pornire al turbomașinii, curba cuplului rezistent are o formă asemănătoare cu cea a cuplului rezistent rezultat în ipoteza pornirii turbomașinii în stare descărcată. (fig. 7.32). Explicația constă în faptul că masa mare de fluid aflată în repaus are un efect asemănător cu cel al unui robinet aflat în poziție închisă.

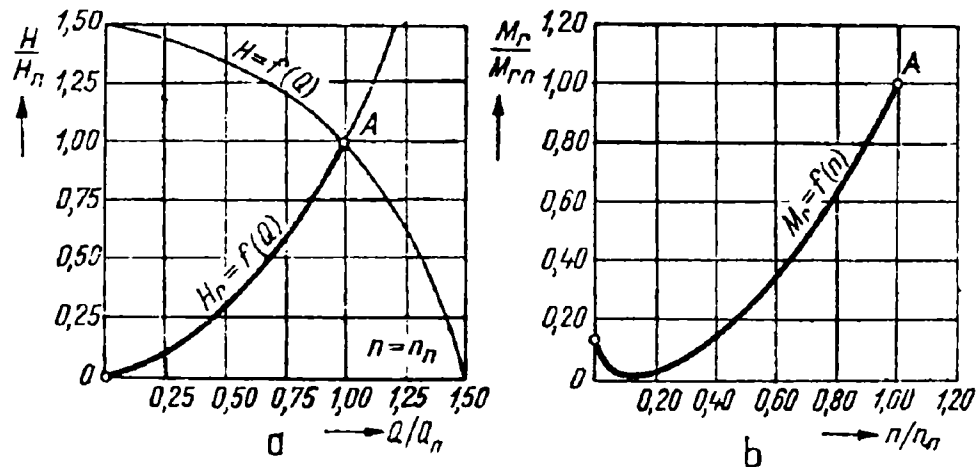


Fig. 7.33. Caracteristicile de pornire ale unei turbomașini în stare încărcată și cuplată la o rețea de transport fără înălțime statică

a - caracteristica hidraulică  $H_r = f(Q)$

b - caracteristica mecanică  $M_r = f(n)$

### b) Turbomașina cuplată la o rețea cu înălțime statică (cu contrapresiune)

Acest caz este caracteristic turbopompelor în general. Curbele  $H_r = f(Q)$  și  $M_r = f(n)$  sunt reprezentate în graficele din fig. 7.34.

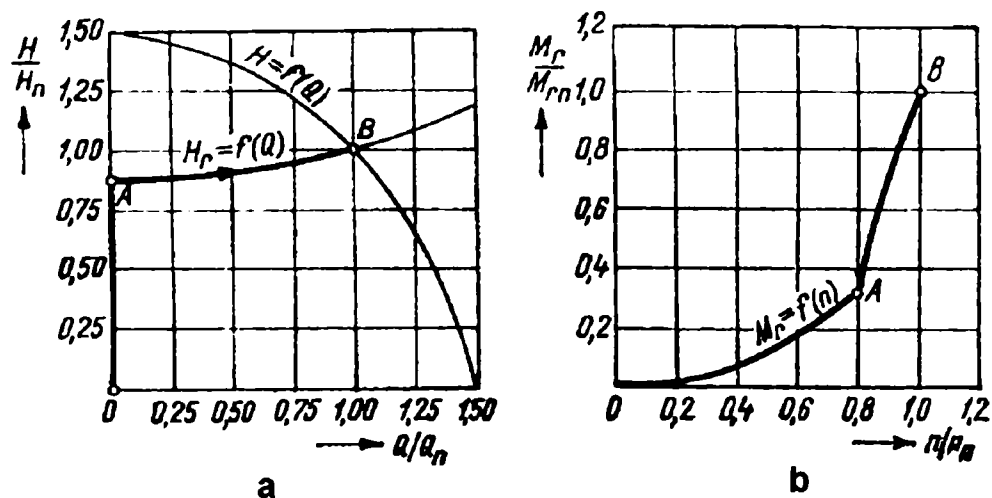


Fig. 7.34. Caracteristicile de pornire ale unei turbomașini în stare încărcată și cuplată la o rețea de transport cu înălțime statică

a - caracteristica hidraulică  $H_r = f(Q)$

b - caracteristica mecanică  $M_r = f(n)$

Din analiza graficelor se constată următoarele: dacă viteza se află cuprinsă între valorile  $0 < n < n_n$ , atunci înălțimea de ridicare dezvoltată de turbomașină rămâne inferioară înălțimii statice a rețelei, alura cuplului rezistent (porțiunea OA) are același aspect cu cel obținut în cazul pornirii în stare descărcată (fig. 7.32.) și valoarea sa se

poate determina cu relația (7.94) Dacă viteza de rotație este cuprinsă între limitele  $n_{min} < n < n_n$ , atunci înălțimea de ridicare dezvoltată de turbomașină devine superioară înălțimii statice a rețelei și ca urmare, turbomașina furnizează debitul și înălțimea de ridicare determinate cu relațiile (7.81.) și (7.82). În acest caz, alura cuplului rezistent (porțiunea  $AB$ ) are aspectul unei curbe foarte înclinate (fig. 7.34b) și se poate determina cu relația (7.89)

**7.2.3.2.3. Dependența caracteristicii mecanice a turbomașinii de înălțimea statică a rețelei de transport** În fig. 7.35. sunt reprezentate caracteristicile mecanice ale unei turbomașini pentru cazul în care aceasta se cuplează pe rând la mai multe rețele de transport, fiecare având o înălțime statică de ridicare (contrapresiune) diferită.

Analizând caracteristicile se constată că pe măsura creșterii ponderii înălțimii statice în înălțimea totală de ridicare a rețelei, apar următoarele fenomene:

1. se îngustează domeniul de reglare al vitezei  $\Delta n$  (respectiv coeficientul de reglare al vitezei  $k_n$ );

2. la scăderea vitezei, cuplul rezistent se micșorează intens (întrucât, conform relației (7.75) este proporțional cu pătratul vitezei);

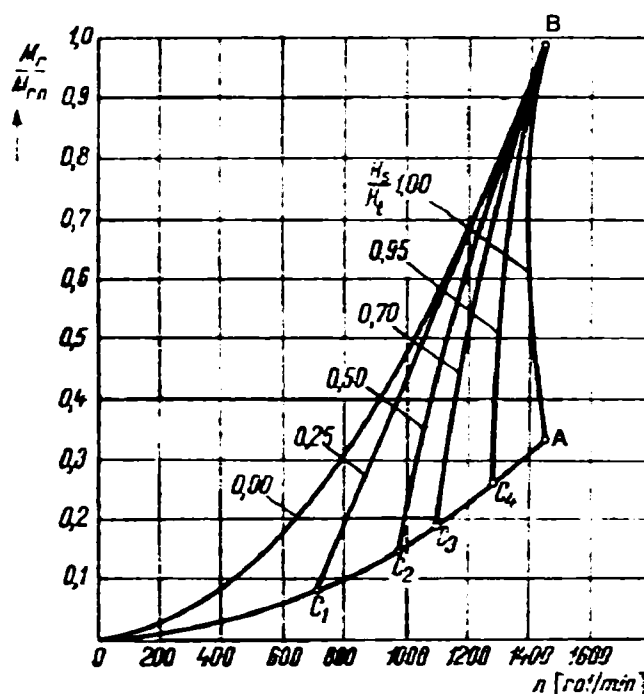


Fig. 7.35. Modificarea formei caracteristicii mecanice a unei turbomașini la variația înălțimii statice a rețelei de transport

De asemenea, se mai constată următoarele:

- dacă  $0 < n < n_{min}$ , independent de valoarea înălțimii statice a rețelei, caracteristica mecanică a turbomașinii se menține neschimbată și prezintă o variație parabolică (curbele  $OC_1$ ,  $OC_2$ ,  $OC_3$ ,  $OC_4$  și  $OA$ );

- dacă  $n_{min} < n < n_n$ , caracteristica mecanică a turbomașinii se schimbă și depinde puternic de înălțimea statică a rețelei de transport (curbele  $C_1B$ ,  $C_2B$ ,  $C_3B$ ,  $C_4B$  și  $AB$ ).

## Capitolul 8.

### PROBLEMATICA AGREGĂRII TURBINEI EOLIENE CU POMPA VOLUMICĂ

#### 8.1. RELAȚII FUNDAMENTALE

Presupunem că la o anumită viteză a vântului momentul rotorului este în echilibru perfect cu momentul rezistent al dispozitivului antrenat la viteza de rotație  $\omega$ . Dacă viteza vântului se schimbă, după o perioadă de tranziție, se stabilește un nou punct de echilibru, modificându-se viteza de rotație la  $\omega'$ . Această nouă viteză de echilibru  $\omega'$  depinde în mod critic de caracteristica sarcinii. Dacă momentul rezistent este reglabil, situație întâlnită frecvent când se utilizează pentru încărcarea turbinei mașini electrice, se pune întrebarea cum trebuie reglat momentul sarcinii pentru ca energia extrasă să fie maximă, iar încărcările mecanice ale sistemului să fie minime? Fig. 8.1. reprezintă caracteristici de cuplu-turație în funcție de viteza vântului pentru un rotor eolian cu diametrul de 1 m și soliditate mică și mare [94]. Se observă că rotorul cu soliditate mare prezintă un cuplu de pornire mult mai mare și o turație mult mai mică față de rotorul cu soliditate mică. Soliditatea rotorului se alege în funcție de necesitățile sarcinii, rotoarele cu soliditate mică fiind se utilizează pentru antrenarea generatoarelor electrice, deoarece acestea din urmă sunt mai ieftine și mai ușoare dacă sunt proiectate pentru turații mari. Din contră, rotoarele cu soliditate mare se utilizează pentru antrenarea pompelor volumice, care necesită turație mică și moment de pornire mare. Pentru fiecare punct al curbelor din fig. 8.1, produsul  $M \times \omega$ , respectiv puterea, sunt reprezentate grafic în funcție de  $\omega$  în fig. 8.2. Se observă că ambele rotoare furnizează aceeași putere maximă la aceeași viteză a vântului, dar la viteze  $\omega$  diferite. Locul geometric al punctelor de putere maximă la diferite viteze ale vântului în fig. 8.2 este trasat cu linie întreruptă. Această curbă are o lege de variație cubică, în funcție de viteza de rotație de forma  $P_o = K_1 \omega^3$ . Curba de moment corespunzătoare, reprezentată în fig. 8.1, este pătratică:  $M (la P_o) = K_2 \omega^2$ . În final se observă că pentru orice viteză a vântului dată, viteza  $\omega_{P_o}$  corespunzătoare puterii maxime este mai mare decât viteza  $\omega_M$  corespunzătoare momentului maxim.

Caracteristicile  $M(\omega)$  și  $P(\omega)$  din fig. 8.1 și 8.2 se pot foarte convenabil concentra în două curbe, dacă se utilizează expresiile adimensionale dezvoltate în Referat nr. 2, capitolul 4.[95]

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 V_x^2} \quad C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 V_x^3} \quad \text{și} \quad \lambda = \frac{\omega R}{V_x}$$

Curbele  $C_m(\lambda)$  și  $C_p(\lambda)$  pentru turbinele cu soliditate mică și mare sunt reprezentate în fig. 8.3. Locul geometric al maximumului de putere din fig. 8.2 corespunde funcționării la eficiența maximă  $C_{po}$ , care are loc când viteza specifică are valoarea  $\lambda_o$ . Cu alte cuvinte, dacă sarcina de moment a turbinei eoliene este controlată în funcție de viteza vântului astfel încât viteza specifică să rămână mereu la valoarea optimă, atunci se extrage maximumul de energie.

Valoarea optimă a vitezei specifice este determinată de proprietățile aerodinamice ale turbinei eoliene în cauză.

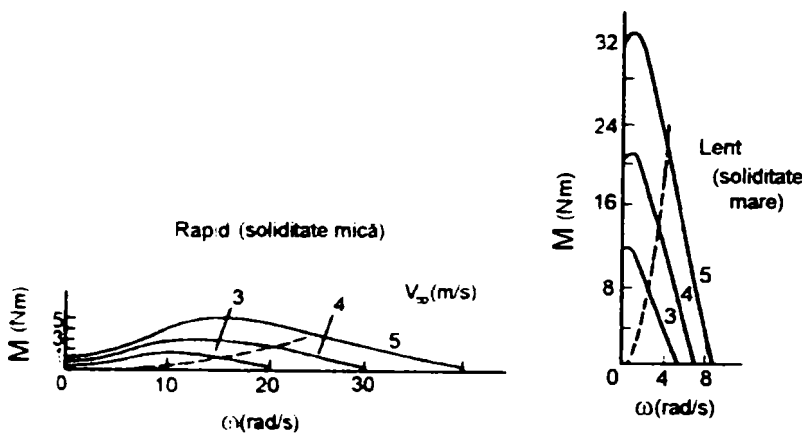


Fig. 8.1. Caracteristici cuplu - turație

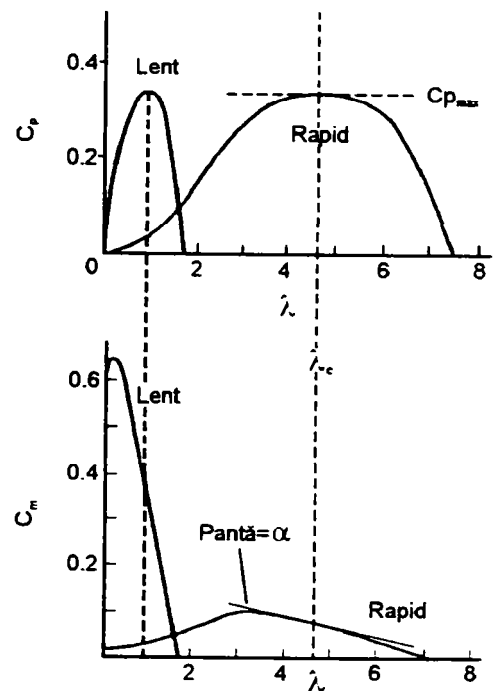


Fig. 8.3. Caracteristici specifice

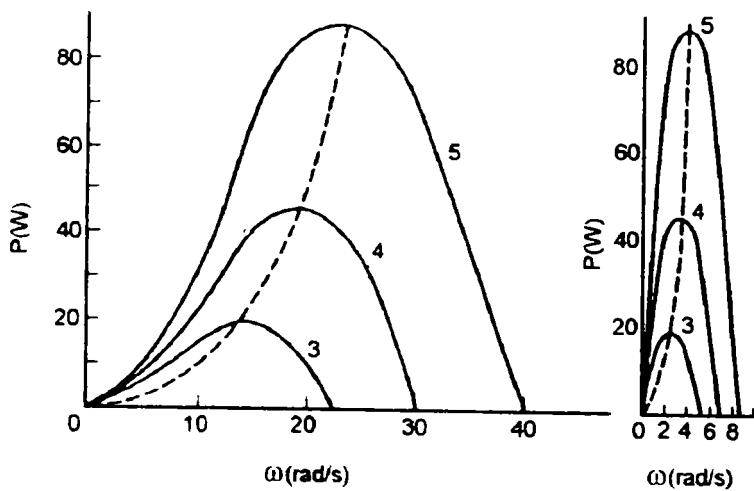


Fig. 8.2. Caracteristici putere - turație

## 8.2. CUPLAREA POMPEI CU PISTON CU ROTORUL EOLIAN

### 8.2.1. CALCULUL VOLUMULUI POMPAT ȘI AL RAPORTULUI DE TRANSMITERE. RELAȚII DE DIMENSIONARE.

Dacă o pompă este cuplată cu un rotor eolian, la o viteză dată a vântului, rotorul se va roti cu o anumită viteză la care puterea disponibilă a rotorului este egală cu puterea mecanică cerută de pompă. Acest punct de funcționare (de lucru) poate fi găsit la intersecția curbei rotorului și a curbei pompei (fig. 8.4).

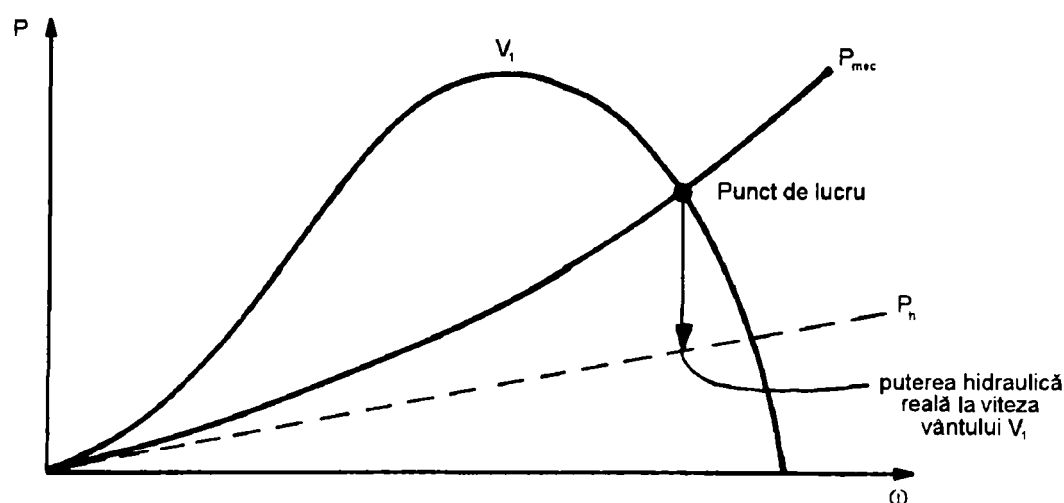


Fig. 8.4. Punctul de lucru al ansamblului rotor pompă la o viteză dată a vântului  $V_1$

Debitul real de apă pompată de ansamblul rotor-pompă, la o viteză dată a vântului, este găsit prin intersectarea curbei  $P_h$ , notând puterea la viteza de rotație corespunzătoare punctului de lucru împărțită la  $\rho_h g h$ .

Pentru a găsi sarcina hidraulică funcție de viteza vântului trebuie trasate o serie de curbe ale puterii rotorului (fig. 8.5). Ca rezultat s-a găsit curba sarcinii nete, precum și randamentul total (de la vânt la apă) al sistemului.

Se poate vedea că curba rezultantă a sarcinii este aproape o funcție liniară de viteza vântului. Randamentul global variază mult cu viteza vântului, și în acest exemplu el atinge un maxim la  $V = 3$  m/s. Se definește viteza vântului la care randamentul global atinge un maxim ca **viteza vântului de calcul**,  $V_c$  a sistemului. În practică, la această viteză a vântului,  $C_p$  atinge valoarea maximă  $C_{p \max}$ .

Această viteză a vântului de calcul poate fi de asemenea calculată înțelegând că la fiecare viteză a vântului, deci și la  $V_c$ , puterea netă furnizată de către ansamblul rotor - pompă trebuie să fie egală cu puterea hidraulică pentru pomparea apei (7.8):

$$\text{Puterea netă rotor - pompă} = \text{puterea hidraulică}$$

$$\eta_{mec} \eta_{vol} P_{mec} = P_h \quad (8.1)$$

$$\eta_{mec} \eta_{vol} C_p \frac{1}{2} \rho V_x^3 \pi R^2 = Q \rho_h g H \quad (8.2)$$

la  $V_c$ :

$$\eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max} \frac{1}{2} \rho V_c^3 \pi R^2 = Q_c \rho_h g H \quad (8.3)$$

Conform relației (1.6):

$$Q_c = \bar{v}_s \frac{\omega}{2\pi} \eta_{vol} = \frac{q n_p}{60 \eta_{vol}} \quad (8.4)$$

Notând:

$A = \pi R^2$  - aria interceptată

$q$  - volumul pompat pe o rotație a pompei

$\bar{v}_s = \frac{\pi D_p^2}{4} s$  - cilindreea pompei

$q = \bar{v}_s$  - pompă cu simplu efect

$q = 2\bar{v}_s$  - pompă cu dublu efect

$i = \frac{n_{rot}}{n_p}$  - raportul de transmitere, din care

$$n_p = \frac{n_{rot}}{i} = \frac{30\omega}{i\pi} = \frac{30 V_c \lambda_c}{\pi Ri} \text{ [rot/min]}$$

și înlocuind în (8.4) rezultă:

$$Q_c = q \frac{\lambda_c V_c}{2\pi Ri} \eta_{vol} \quad (8.5)$$

iar relația (8.3) devine:

$$\eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max} \frac{1}{2} \rho V_c^3 \pi R^2 = q \frac{\lambda_c V_c}{2\pi Ri} \eta_{vol} \rho_h g H \quad (8.6)$$

$$\frac{q}{i} = \frac{\rho \pi \eta_{mec} C_{p \max} R A V_c^2}{\rho_h g \lambda_c H} \quad [\text{m}^3/\text{rot}] \quad (8.7)$$

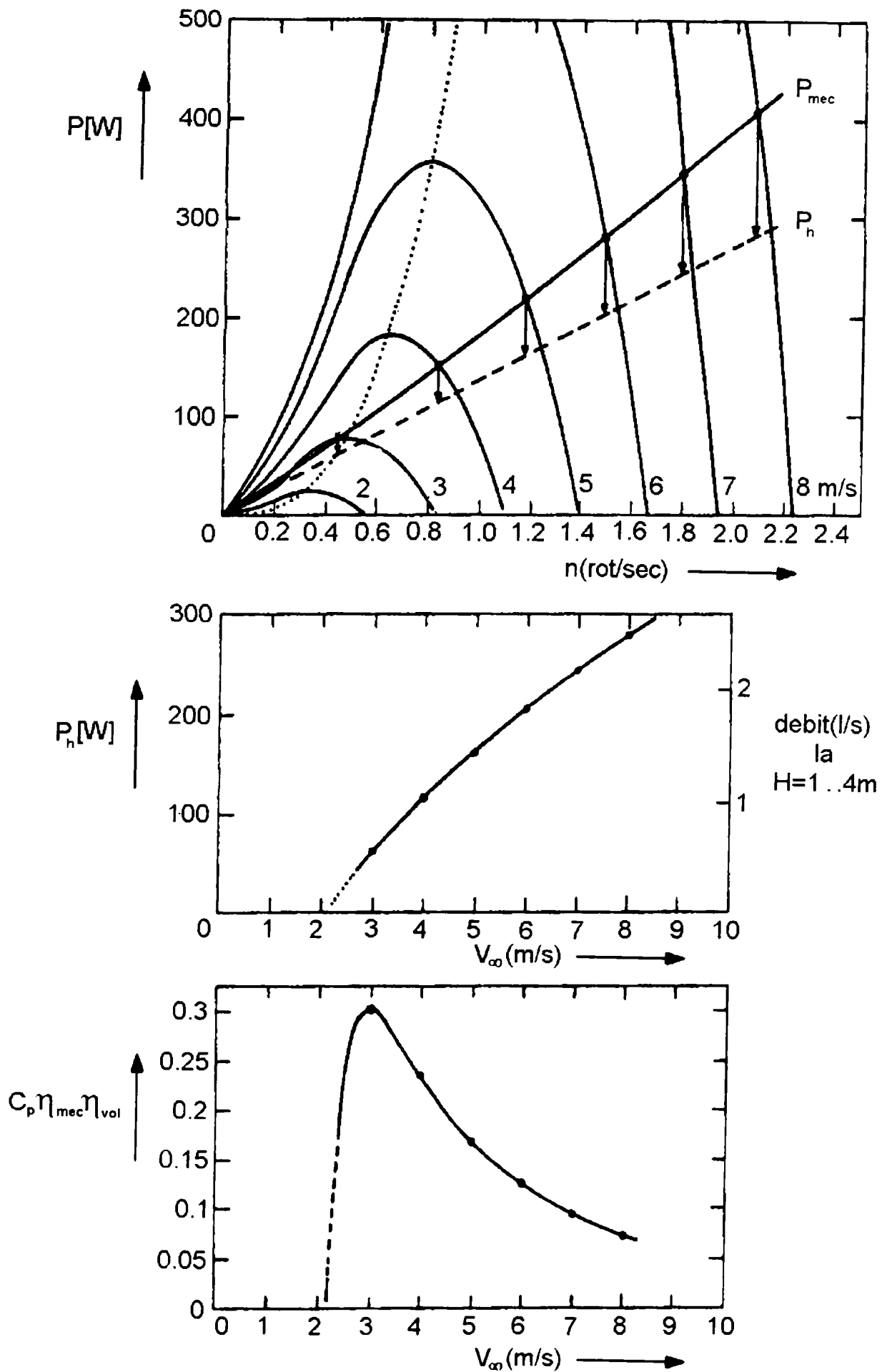


Fig. 8.5. Cuplarea unui rotor la pompa SWD din fig. 1.3

Datele rotorului:  $D = 4$  m;  $C_{p\max} = 0.38$ ;  $\lambda_c = 2$ ;  $\lambda_{\max} = 3.5$

Înlocuind valorile:

$$\eta_{mec} = 0.85 \text{ (cuplare directă)}$$

$$\rho = 1.226 \text{ kg/m}^3 \text{ (aer)}$$

$$\rho_h = 1000 \text{ kg/m}^3 \text{ (apă)}$$

$$\pi = 3.14$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$i = 1 \text{ (cuplare directă)}$$

obținem:

$$q = \frac{C_{p\max} R A V_c}{2993.4 \lambda_c H} \quad [\text{m}^3/\text{rot}] \quad (8.8)$$

$q = 60Q_n/n_n$  - pentru elevatoare hidraulice și pompe volumice rotative

$Q_n$  - debitul nominal [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$n_n$  - turația nominală [rot/min]

Trebuie precizat ca pentru realizarea unui debit pompat maxim într-o anumită perioadă (lună, anotimp, an), viteza vântului de calcul  $V_c$  trebuie aleasă în funcție de viteza medie energetică a vântului caracteristică amplasamentului, conform recomandărilor din capitolul 10 al Referatului nr. 1.

Cu relația (8.7) se pot stabili caracteristicile pompei cu piston și raportul de transmitere funcție de viteza vântului de calcul și înălțimea de pompare.

Valoarea optimă pentru  $q$  într-un anumit amplasament se mai poate calcula utilizând niște diagrame pentru alegerea sarcinii de pompare optime [12], care se definește prin relația :

$$SP = qH = \bar{v}_s H \quad \text{pompa cu simplu efect} \quad (8.9)$$

$$SP = qH = 2\bar{v}_s H \quad \text{pompa cu dublu efect}$$

Pentru calculul diametrului rotorului turbinei (cu ax orizontal), în funcție de debitul și înălțimea de pompare se folosește o relație dedusă din expresia (8.3) [96]

$$D = \sqrt{\frac{8Q_c \rho_h g H}{\pi \eta_{mec} \eta_{vol} C_{p\max} \rho V_c^3}} \quad (8.10)$$

Dacă diametrul rotorului este dat sau calculat, se calculează diametrul pompei alegând o valoare convenabilă pentru  $k = \frac{S}{D_p}$ .

Din relația (8.6), considerând  $i = 1$ , rezultă raportul diametrelor:

$$D_r = \frac{D}{D_p} = \sqrt[3]{\frac{2k \lambda_c \rho_h g H}{\pi \eta_{mec} C_{p\max} \rho V_c^2}} \quad (8.11)$$

La viteze ridicate ale vântului, de exemplu mai mari de 10 m/s, forțele ce solicită rotorul și restul structurii devin destul de mari. Deoarece numărul de ore la care se produc aceste viteze ridicate este mic, conținutul în energie este scăzut. Turbina eoliană este protejată față de aceste viteze de vânt cu un sistem de siguranță ce



limitează forțele și viteza de rotație deasupra unei viteze de vânt dată, așa-numită viteză de vânt nominală  $V_n$ .

La viteze ale vântului foarte ridicate, de exemplu 15 - 20 m/s, se preferă să se oprească complet turbina eoliană pentru a evita avarierea. această viteză a vântului este numită viteză maximă de funcționare  $V_{mf}$ .

Aceste viteze sunt indicate în diagrama putere - viteza vântului (fig. 8.6).

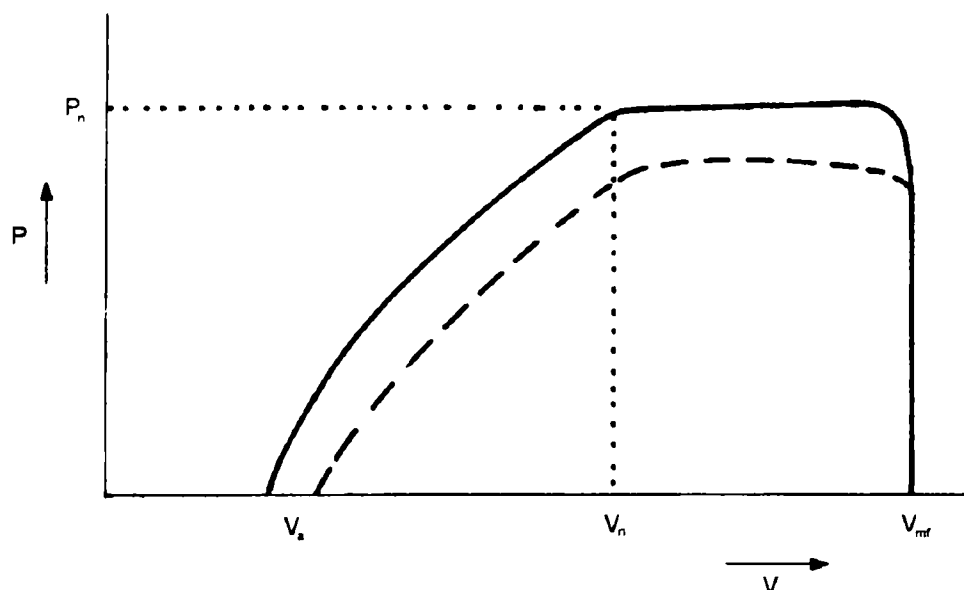


Fig. 8.6. Curba putere viteză a vântului a unei pompe eoliene

Curba putere - viteză a vântului este trasată pentru condiții ideale, ca și când turbina ar fi plasată într-un tunel aerodinamic, în care viteza și direcția curentului de aer nu are fluctuații. Acest lucru trebuie luat astfel în considerare deoarece datele inițiale, curba  $C_p(\lambda)$  a rotorului și  $P(\omega)$  a pompei sunt deduse pe bază experimentală în tunel aerodinamic și laborator.

În practică turbina eoliană este expusă la variațiile vitezei vântului și la variația direcției acestuia, fapt care conduce la reducerea energiei produse. De asemenea viteza instantanee a vântului și puterea instantanee nu sunt corelate bine din cauza inerției sistemului. Astfel, în timpul unei scurte sporiri a vitezei vântului puterea scade, iar când vântul scade în intensitate turbina eoliană câștigă moment și produce mai multă putere, chiar dacă viteza vântului în acest moment este mai scăzută. Iată de ce de obicei se iau valorile medii atât a vitezei vântului cât și a puterii produse, pentru o perioadă de 3 - 5 minute. Pentru turbine eoliene mai mari se ia un interval mediu de 10 minute.

Rezultatul este o curbă de putere - viteză a vântului reală, mai mult sau mai puțin similară ca formă, dar mai scăzută valoric decât curba teoretică (linia întreruptă, fig. 8.6)

## 8.3. EXPRESIA MATEMATICĂ A SARCINII ROTORULUI EOLIAN

### 8.3.1. CALCULUL VITEZEI VÂNTULUI DE AMORSARE

La metoda de calcul de mai înainte, pompa este considerată să lucreze totdeauna la coeficientul de putere maxim al rotorului, acest caz este în realitate neaplicabil în afară de atunci când sarcina pompei se modifică proporțional cu cuplul rotorului. În realitate sarcina pompei este constantă, adică înălțimea de pompare și cilindreea pompei sunt constante, coeficientul de moment și deci cuplul motor al rotorului se schimbă cu variația vitezei vântului.

Curba de încărcare sau curba cuplu - turație pentru pompa selectată este suprapusă peste curba turbinei, punctele de intersecție reprezentând punctele de funcționare (fig. 8.7).

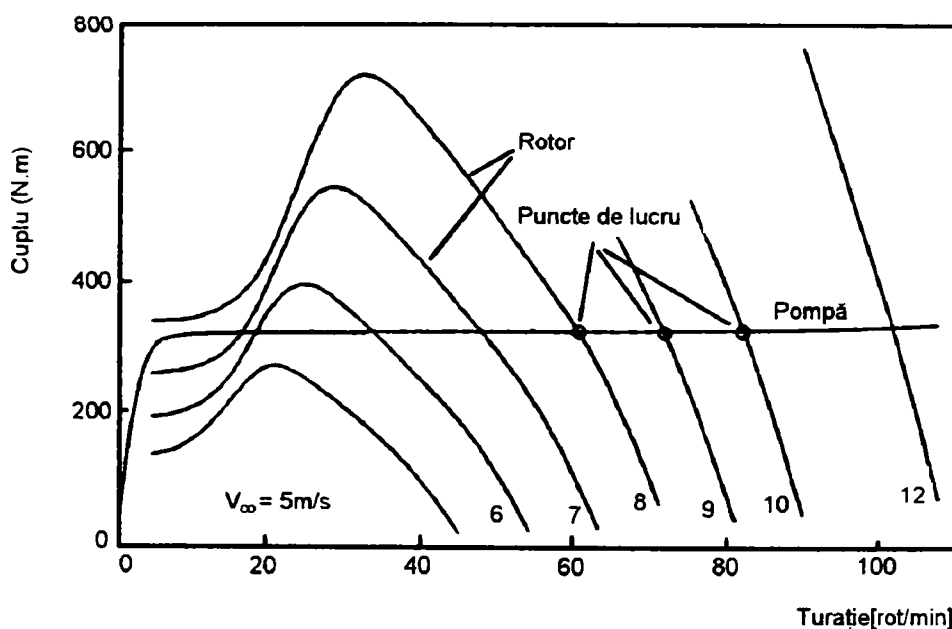


Fig. 8.7 Suprapunerea caracteristicilor unui rotor eolian cu diametrul 6.5 m și  $SP = 0.2069 \text{ m}^3$

Notând cu  $V_a$  - viteza vântului de amorsare la care pompa antrenată de rotorul eolian începe să debiteze, se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

a). Momentul mediu al pompei este constant

b). Caracteristica  $C_m(\lambda)$  a rotorului eolian este liniară. Condiția este reală în domeniul  $\lambda_c - \lambda_{max}$  (fig. 8.8); în domeniul  $0 - \lambda_c$  nu avem liniaritate.

Prima ipoteză implică faptul că cuplul produs de către rotor la viteza  $V_\infty$  trebuie să fie egal cu cuplul (de calcul) produs la  $V_c$ .

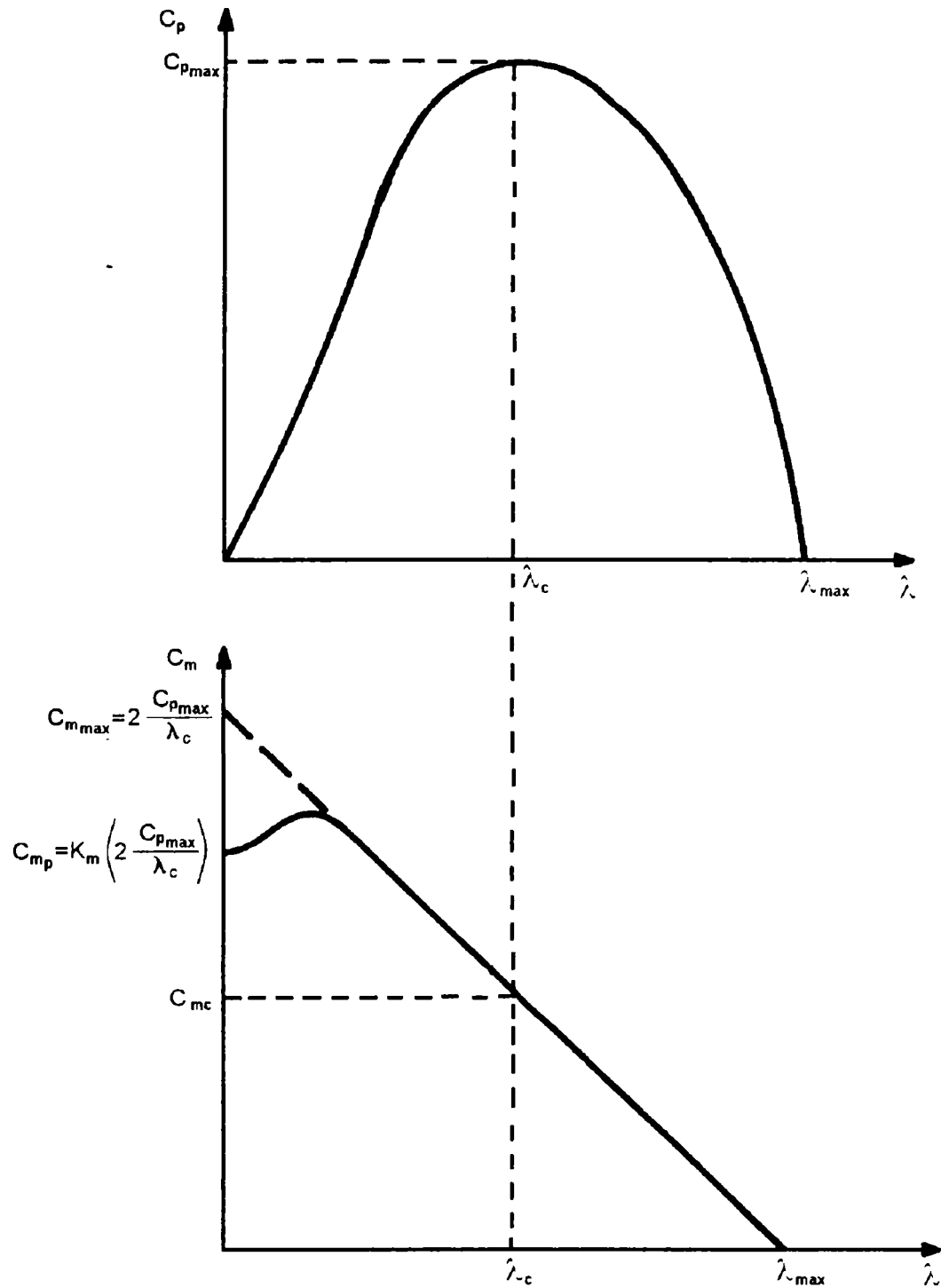
$$C_m \frac{1}{2} \rho A V_\infty^2 R = C_{mc} \frac{1}{2} \rho A V_c^2 R \quad (8.12)$$

sau:

$$\frac{C_m}{C_{mc}} = \frac{V_c^2}{V_\infty^2} \quad (8.13)$$

A doua ipoteză poate fi scrisă algebric:

$$C_m = \frac{C_{mc}}{\lambda_c - \lambda_{max}} (\lambda - \lambda_{max}) \quad (8.14)$$

Fig. 8.8. Curbele  $C_p(\lambda)$  și  $C_m(\lambda)$  pentru o turbină eoliană lentă

Substituind (8.13) în (8.14):

$$\frac{V_c^2}{V_x^2} = \frac{\lambda - \lambda_{\max}}{\lambda_c - \lambda_{\max}} \quad (8.15)$$

$$\frac{\lambda}{\lambda_c} = \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_c} - \frac{V_c^2}{V_x^2} \left( \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_c} - 1 \right) \quad (8.16)$$

La amorsare  $\lambda = \lambda_a$ ;  $V_x = V_a$ , dar  $\lambda_a = 0$ , rotorul nu se rotește iar relația (8.16) devine:

$$\frac{\lambda_{\max}}{\lambda_c} = \frac{V_c^2}{V_a^2} \left( \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_c} - 1 \right) \quad (8.17)$$

$$V_a = V_c \sqrt{1 - \frac{\lambda_c}{\lambda_{\max}}} \quad (8.18)$$

Pentru rotoarele eoliene multipale  $N > 12$  și rotoare Savonius  $\lambda_{\max}/\lambda_c = 2$  avem:

$$V_a = 0.7V_c \quad (8.19)$$

Pentru rotoarele multipale  $N = 6 - 8$ ,  $\lambda_{\max}/\lambda_c = 1.75$ , avem:

$$V_a = 0.65V_c \quad (8.20)$$

### 8.3.2. CALCULUL VARIAȚIEI PUTERII UTILE ÎN FUNCȚIE DE VITEZA VÂNTULUI

Puterea  $P(V)$  se calculează cu relația:

$$\frac{P(V)}{P_c} = \frac{M_c \omega}{M_c \omega_c} = \frac{\omega}{\omega_c} = \frac{V_x}{V_c} \cdot \frac{\lambda}{\lambda_c} \quad (8.21)$$

iar cu relația (8.16) puterea produsă devine:

$$\frac{P(V)}{P_c} = \frac{V_x \lambda_{\max}}{V_c \lambda_c} - \frac{V_c}{V_x} \left( \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_c} - 1 \right) \quad (8.22)$$

Această funcție este reprezentată în fig. 8.9 pentru trei valori  $\lambda_{\max}/\lambda_c$ .

Trebuie notat că viteza vântului de amorsare calculată cu relația (8.18) presupune o liniaritate a curbei  $C_m(\lambda)$  și valori  $\lambda$  mici, care în realitate nu există (fig. 8.8).

### 8.3.3. CALCULUL VARIAȚIEI COEFICIENTULUI DE PUTERE ÎN FUNCȚIE DE VITEZA VÂNTULUI

În relația (8.21) se exprimă:

$$\frac{\lambda}{\lambda_c} = \frac{C_p}{C_m} \cdot \frac{C_{mc}}{C_{p\max}} \quad (8.23)$$

ținând seama de relațiile:

$$\lambda = \frac{C_p}{C_m} \quad \text{și} \quad \lambda_c = \frac{C_{p\max}}{C_{mc}}$$

Conform relației (8.13):

$$\frac{C_{mc}}{C_m} = \frac{V_\infty^2}{V_c^2} \quad (8.24)$$

Înlocuind relația (8.24) în (8.23) se obține

$$\frac{\lambda}{\lambda_c} = \frac{V_\infty^2}{V_c^2} \cdot \frac{C_p}{C_{p \max}} \quad (8.25)$$

și relația (8.21) devine:

$$\frac{P(V)}{P_c} = \frac{V_\infty^3}{V_c^3} \cdot \frac{C_p}{C_{p \max}} \quad (8.26)$$

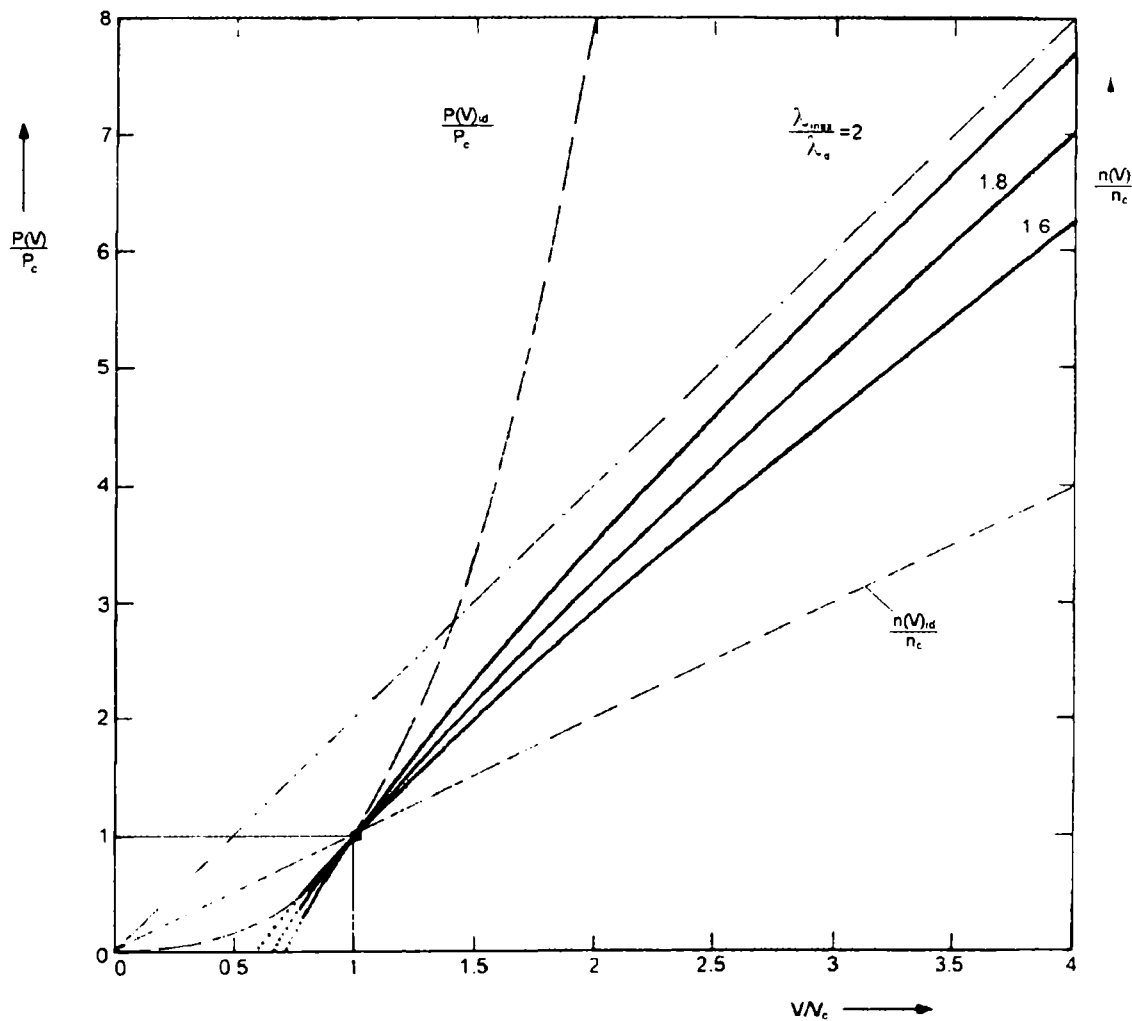


Fig. 8.9. Puterea produsă de o pompă eoliană în funcție de puterea produsă la viteza de calcul a vântului, funcție de raportul  $V_\infty/V_c$  pentru diferite valori  $\lambda_{\max}/\lambda_c$ . Cuplul pompei se presupune a fi constant, iar curba  $C_m(\lambda)$  se presupune a fi liniară. Cu linie întreruptă sunt trasate caracteristicile ideale corespunzătoare variației cuplului proporțional cu pătratul vitezei vântului sau a turației (vezi capitolul 10).

Înlocuind în relația (8.22) și făcând calculele se obține:

$$\frac{C_p}{C_{p \max}} = \frac{V_c^2}{V_x^2} \cdot \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_c} \left[ 1 - \frac{V_c^2}{V_x^2} \cdot \left( 1 - \frac{\lambda_c}{\lambda_{\max}} \right) \right] \quad (8.27)$$

Această funcție este reprezentată în fig. 8.10.

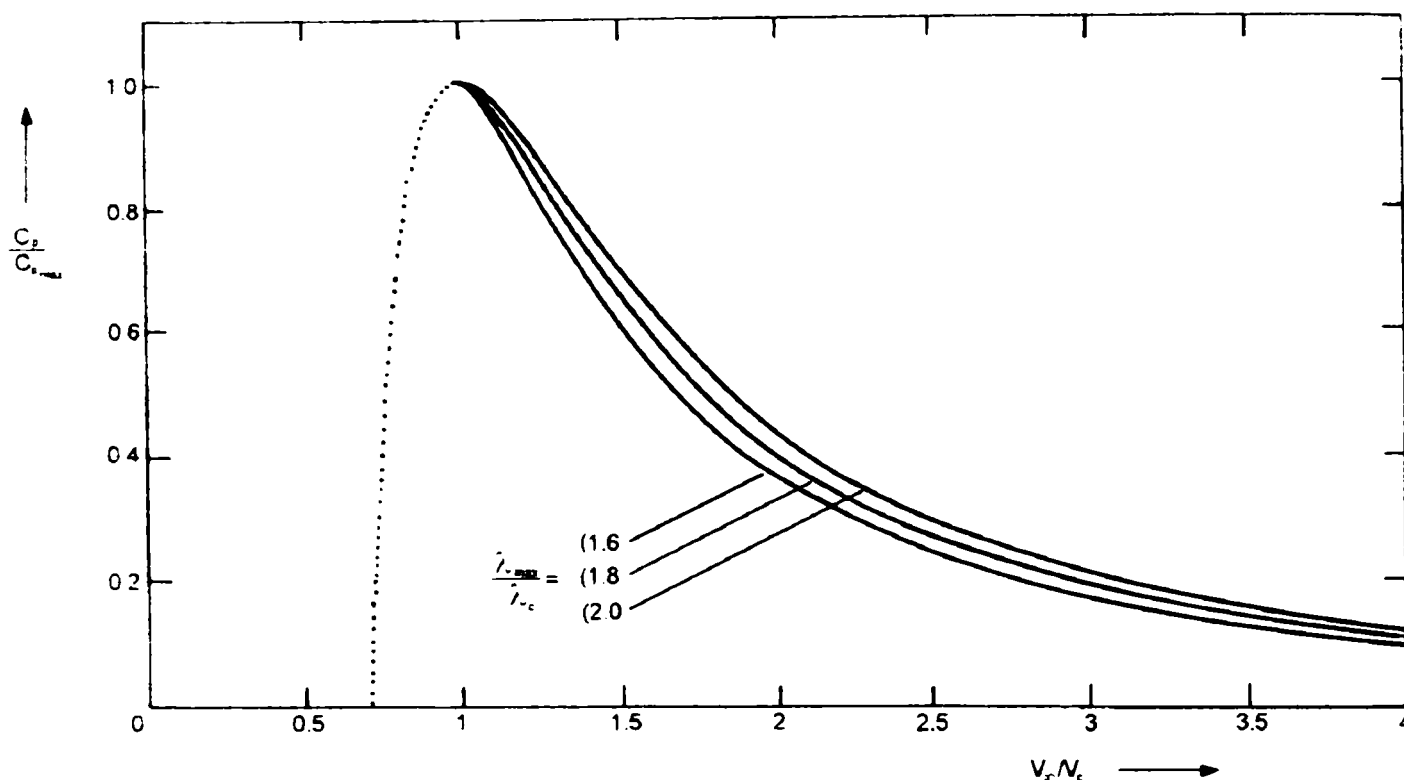


Fig. 8.10. Coeficientul de putere al unei pompe eoliene cuplat la o pompă cu cuplu și randament constant raportat la  $C_{p,max}$  al rotorului, funcție de  $V_x/V_c$ , pentru diferite valori  $\lambda_{max}/\lambda_c$ . Caracteristica  $C_m(\lambda)$  se consideră liniară

#### 8.4. REGIMUL DE PORNIRE ȘI OPRIRE [97 și 98]

Pompele eoliene cu piston cu simplu efect au o comportare deosebită la pornire care diferă de a aerogeneratoarelor. Această comportare specială se datorează caracteristicii deosebite a încărcării. Pompa cu piston are nevoie de un cuplu care, în primă aproximație este independent de turația de funcționare. Cuplul este determinat de lungimea cursei și de presiunea apei pe piston și doar crește ușor la turații mari datorită pierderilor de presiune din supape și conducte. Mai mult, cuplul este ciclic, în timpul cursei de ridicare pistonul trebuie să ridice apa, fiind necesar un cuplu mare, pe când în timpul cursei de coborâre cuplul este practic zero. În continuare cuplul maxim de-a lungul unui ciclu este de  $\pi$  ori mai mare decât cuplul mediu. Pornirea din repaus este dificilă din două motive:

1. În ideea că pompa pornește în sarcină este nevoie de un cuplu mare pentru a ridica pistonul pentru prima dată, fiind nevoie de cuplul maxim de  $\pi$  ori mai mare decât cuplul mediu.

2. Palele rotorului eolian sunt în blocaj aerodinamic și cuplul de pornire disponibil este foarte scăzut (în special la rotoarele rapide).

Aceste motive fac ca viteza vântului la care rotorul pornește din repaus ( $V'_p$ ) să fie relativ mare. Odată pornită instalația, situația devine mai favorabilă. Caracterul ciclic al încărcării nu mai are nici o influență din cauza inerției mari a rotorului asigurându-se cuplul mediu. Palele rotorului lucrează în domeniul normal de funcționare - în portanță - din care cauză cuplul disponibil este relativ mare. Aceasta

face ca turbina odată pornită să se oprească doar la o viteză a vântului relativ mai mică ( $V_o$ ). Datorită acestei comportări de pornire - oprire vom găsi o buclă de histerezis în curba de sarcină și de randament indicate în fig. 8.11 și fig. 8.12.

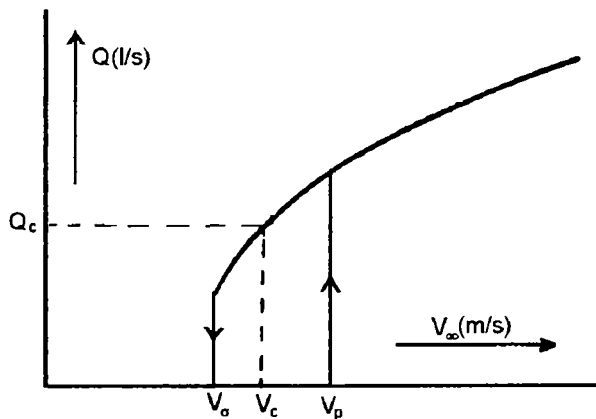


Fig. 8.11. Bucla de histerezis de pornire și oprire în curba de sarcină

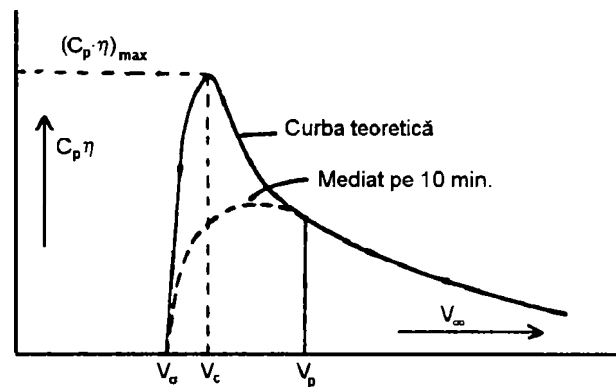


Fig. 8.12. Bucla de histerezis în curba  $C_p \eta$

Fig. 8.11. reprezintă curba de performanță de ieșire cum ar fi debitul în funcție de viteza vântului, care este desigur echivalent cu curba de putere (de exemplu: puterea hidraulică în funcție de viteza vântului).

Fig. 8.12. reprezintă aceeași informație într-o formă mai convenabilă pentru compararea unor instalații diferite: curba  $C_p \eta - V_\infty$

$C_p \eta$  este definit prin raportul dintre puterea hidraulică netă furnizată și puterea disponibilă a vântului (8.1) unde  $\eta = \eta_{mec} \eta_{vol}$ .

$$C_p \eta = \frac{P_h}{\frac{1}{2} \rho A V_\infty^3} \quad (8.28)$$

Puterea hidraulică este definită din relația (8.2):

$$P_h = \rho_h g H Q \quad (8.29)$$

Cuplul maxim din relațiile (1.1) și (1.2) este:

$$M_{\max} = F_p \frac{1}{2} s \quad (8.30)$$

care trebuie învins la pornire.

La turații mari rotorul trebuie să învingă numai cuplul mediu  $\bar{M}_p$ , care conform relației (1.3) are expresia:

$$\bar{M}_p = M_{p \max} \cdot \frac{1}{\pi} = F_p \frac{1}{2} s \frac{1}{\pi} \quad (8.31)$$

Energia de rotație (inerția) mare a rotorului uniformizează turația (fig. 8.13 curba a).

Rotorul fiind demarat, după o perioadă de acalmie situația este diferită. Rotorul nu mai acumulează energie, astfel imediat rotorul are de învins cuplul maxim care este de  $\pi$  ori cuplul mediu. Deci viteza vântului de pornire  $V_p$  este considerabil mai mare decât viteza de calcul  $V_c$  (fig. 8.13. curba b).

Viteza vântului de oprire  $V_o$  este acea viteză pentru care cuplul maxim al rotorului este egal cu cuplul mediu al pompei (fig. 8.13. curba c).

Deoarece  $V_o$  și  $V_p$  au valori diferite, curba de performanță prezintă o zonă de histerezis. În această zonă rotorul este fie în mișcare, fie în repaus, în funcție de variația vitezei vântului. Fără măsuri de ușurare a pornirii viteza vântului de calcul  $V_c$  se află în zona de histerezis. Înseamnă că la  $V_c$  funcționarea rotorului nu este asigurată. La măsurătorile pentru  $C_{p\max}$  se vor găsi valori maxime mai mici decât valorile teoretice anticipate.

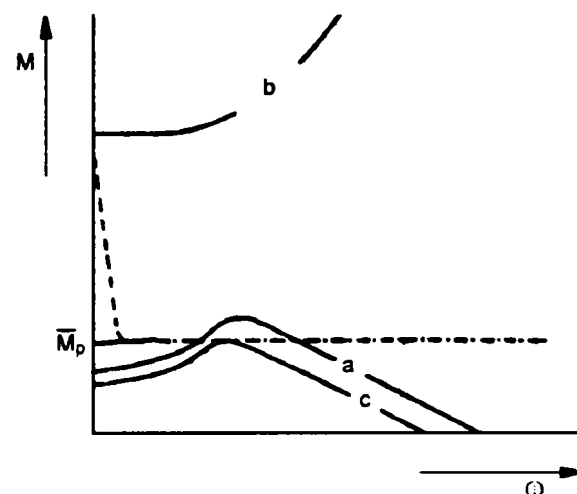


Fig. 8.13. Caracteristica de cuplu a rotorului și pompei.  
a). viteza vântului de calcul  
b). viteza vântului de pornire  
c). viteza vântului de oprire

#### 8.4.1. REGIMUL DE PORNIRE STATIC. CALCULUL VITEZEI VÂNTULUI DE PORNIRE

Cea mai simplă analiză a regimului de pornire a unei pompe eoliene este analiza statică în care cuplul de pornire al rotorului este egal cu cuplul maxim cerut de pompă la viteza vântului de pornire,  $V_p$  [99].

$$M_{roip} = M_{p\max} \quad (8.32)$$

$$C_{mp} = \frac{1}{2} \rho V_p^2 AR = \frac{1}{2} s \rho_h g H \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (8.33)$$

Reamintim că cuplul maxim al pompei este de  $\pi$  ori cuplul mediu (v. rel. 1.3). Aceasta conduce la:

$$C_{mp} \frac{1}{2} \rho V_p^2 AR = \delta C_{mc} \frac{1}{2} \rho V_c^2 AR = \delta \bar{M}_p \quad (8.34)$$

S-a notat:

$$\delta = \frac{M_{p\max}}{\bar{M}_p} - \text{grad de neuniformitate a cuplului / debitului, (pag 45 din [89]).}$$

$\delta = 3.14$  - pompă cu simplu efect neechilibrat

$\delta = 1.57$  - pompă cu simplu efect echilibrat sau pompă cu dublu efect

$\delta = 1.0$  - pompă volumică rotativă

$$C_{mc} = C_{p\max} / \lambda_c$$



Cu aceste înlocuiri și cu simplificările corespunzătoare, relația (8.34) devine:

$$C_{mp} V_p^2 = \delta \frac{C_{p\max}}{\lambda_c} V_c^2 \quad (8.35)$$

sau viteza vântului de pornire :

$$V_p = V_c \sqrt{\frac{\delta C_{p\max}}{\lambda_c C_{mp}}} \quad (8.36)$$

În cazul unui rotor multipal cu  $\lambda_c = 1$ ,  $C_{p\max} = 0.35$ ,  $\delta = \pi$  și  $C_{mp} = 0.5$ , această relație ne dă:  $V_p = 1.48 V_c$ . Cu alte cuvinte, turbina necesită o rafală de vânt cu o viteză de 1.5 ori mai mare decât viteza vântului de calcul, pentru a putea porni. Mai târziu vom vedea că efectul de inerție al rotorului va reduce oarecum acest factor, dar viteza vântului de pornire va rămâne totuși mai mare decât viteza vântului de calcul.

#### 8.4.2. REGIMUL DE PORNIRE DINAMIC

Analiza statică nu izbuteste să explice de ce în realitate turbinele eoliene pornesc la viteze de vânt mai scăzute și de ce prezintă o comportare oscilantă la viteze ale vântului sub viteza de pornire reală. Principalii factori ce trebuie incluși sunt inerția rotorului și dezechilibrul datorat greutății finite a pistonului, a tijeii pistonului și a manivelei. Efecte minore prezintă frecarea în lagăre, frecarea pistonului în cilindru, pierderile de apă datorate neetanșietăților dintre piston și cilindru și forțele de inerție datorită accelerației și decelerației coloanei de apă și a masei tijeii pompei și manivelei. Presupunem că frecarea în lagăre este inclusă în ușoara reducere a cuplului rotorului. Frecarea dintre piston și cilindru este de obicei neglijată, dar poate fi adăugată la cursa ascendentă sau scăzută la cursa descendentă. Forțele de inerție sunt în mod normal foarte mici, deoarece vitezele rotorului sunt încă foarte scăzute. Numai în cazul unor conducte de aspirație sau refulare excesiv de lungi, fără camere de aer, acestea pot deveni importante. Concluzionăm că următoarea ecuație a cuplului descrie comportamentul sistemului:

$$M_{rot} - M_{pompa} - M_{inerție\ rotor} - M_{dezechilibru} \quad (8.37)$$

Introducând unghiul de poziție  $\theta = \omega t$ , inerția rotorului  $I$  și greutatea dezechilibrată  $G$ , putem scrie relația (8.30) ca:

$$\left. \begin{aligned} \text{cursa.ascendentă} - M_{rot} &= M_c \pi \sin \theta + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} sG \sin \theta \\ \text{cursa.descendentă} - M_{rot} &= 0 + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} sG \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (8.38)$$

Vom exprima în mărimi adimensionale împărțind cu  $M_c$  și pentru un moment ne vom concentra numai asupra ecuației pentru cursa ascendentă:

$$\frac{M_{rot}}{M_c} = \pi \sin \theta + \frac{I}{M_c} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{(1/2)sG}{M_c} \sin \theta \quad (8.39)$$

Introducând constanta de timp  $\tau$  prin:

$$\tau = \sqrt{\frac{I}{M_c}} \quad (8.40)$$

relația (8.39) devine:

$$\frac{M_{rot}}{M_c} = \left( \pi + \frac{(1/2)sG}{M_c} \right) \sin \theta + \tau^2 \frac{d\omega}{dt} \quad (8.41)$$

Pentru cele două curse, ecuația adimensională completă este:

$$\left. \begin{aligned} \text{cursa.ascendentă} - \frac{d\omega\tau}{d\left(\frac{t}{\tau}\right)} &= \frac{M_{rot}}{M_c} - \left( \pi + \frac{(1/2)sG}{M_c} \right) \sin \theta \\ \text{cursa.descendentă} - \frac{d\omega\tau}{d\left(\frac{t}{\tau}\right)} &= \frac{M_{rot}}{M_c} - \frac{(1/2)sG}{M_c} \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (8.42)$$

Aceste set de ecuații diferențiale poate fi rezolvat numeric. Se dă un exemplu numeric simplu ce poate fi rezolvat pe calculator. Dacă ecuațiile diferențiale sunt rezolvate pentru  $G=0$ , rezultatul este că pentru  $M_{rot}/M_c = 0.7\pi$ , rotorul tocmai izbutește să treacă de cea mai dificilă poziție, adică  $\theta=3\pi/4$  în timpul primei rotații. Următoarele rotații sunt mai ușoare deoarece rotorul ajunge la poziția cea mai de jos  $\theta=0$  cu o viteză de rotație dată. Acest lucru este prezentat în fig. 8.14.

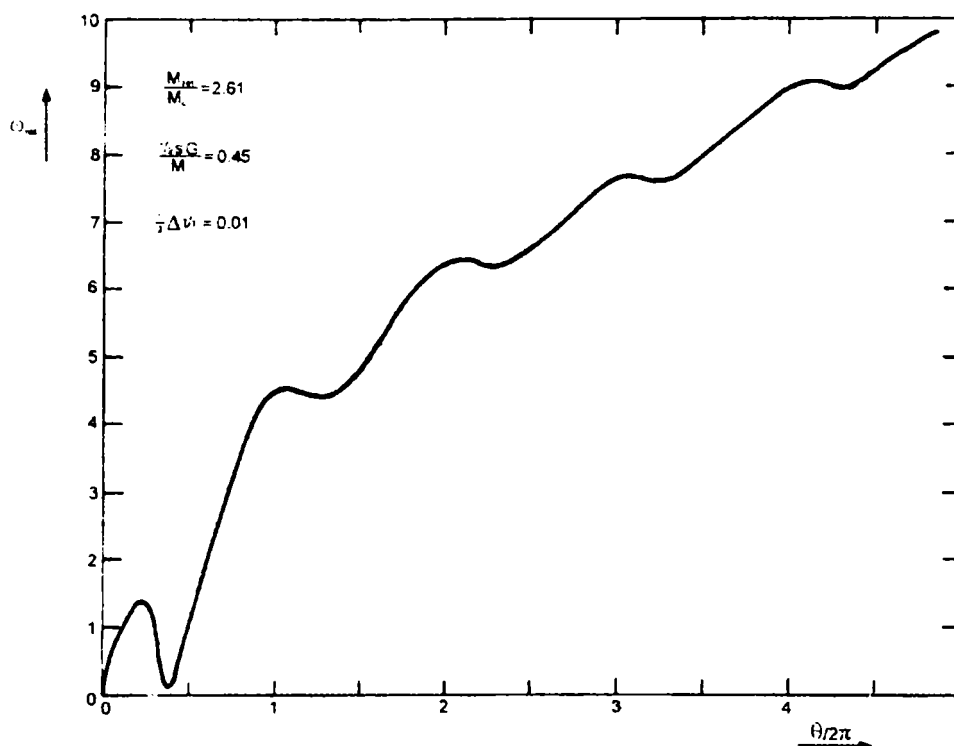


Fig. 8.14. Comportamentul la pornire a unei pompe eoliene cu un cuplu constant al rotorului  $M_{rot}$ , suficient de mare pentru a preveni oprirea rotorului la  $\theta=3\pi/4$ .

Trebuie notat că la acest model inerția nu afectează reducerea cuplului cerut pentru pornirea rotorului. Inerția influențează numai valoarea accelerației.

Prin creșterea valorii lui  $G$ , raportul  $M_{rot}/M_c$  crește de la  $0.7\pi$  la valori mai ridicate. Acest lucru este reprezentat în fig. 8.14. cu  $0.5sG/M_c=0.45$ , conducând la  $M_{rot}/M_c=2.61=0.83\pi$ . Iată de ce trebuie echilibrate greutatea tijei pistonului și a pistonului pentru a reduce  $0.5sG/M_c$  la o valoare scăzută.

O metodă numerică pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale (8.42) este următorul: timpul adimensional  $t/\tau$  notat aici cu  $t'$  este mărit cu intervale mici, egale cu  $1/2\Delta t'$  și sunt calculate alternativ valorile noi  $\omega, \tau$  și  $\theta$ .

### Valori de pornire

$$t' = 0$$

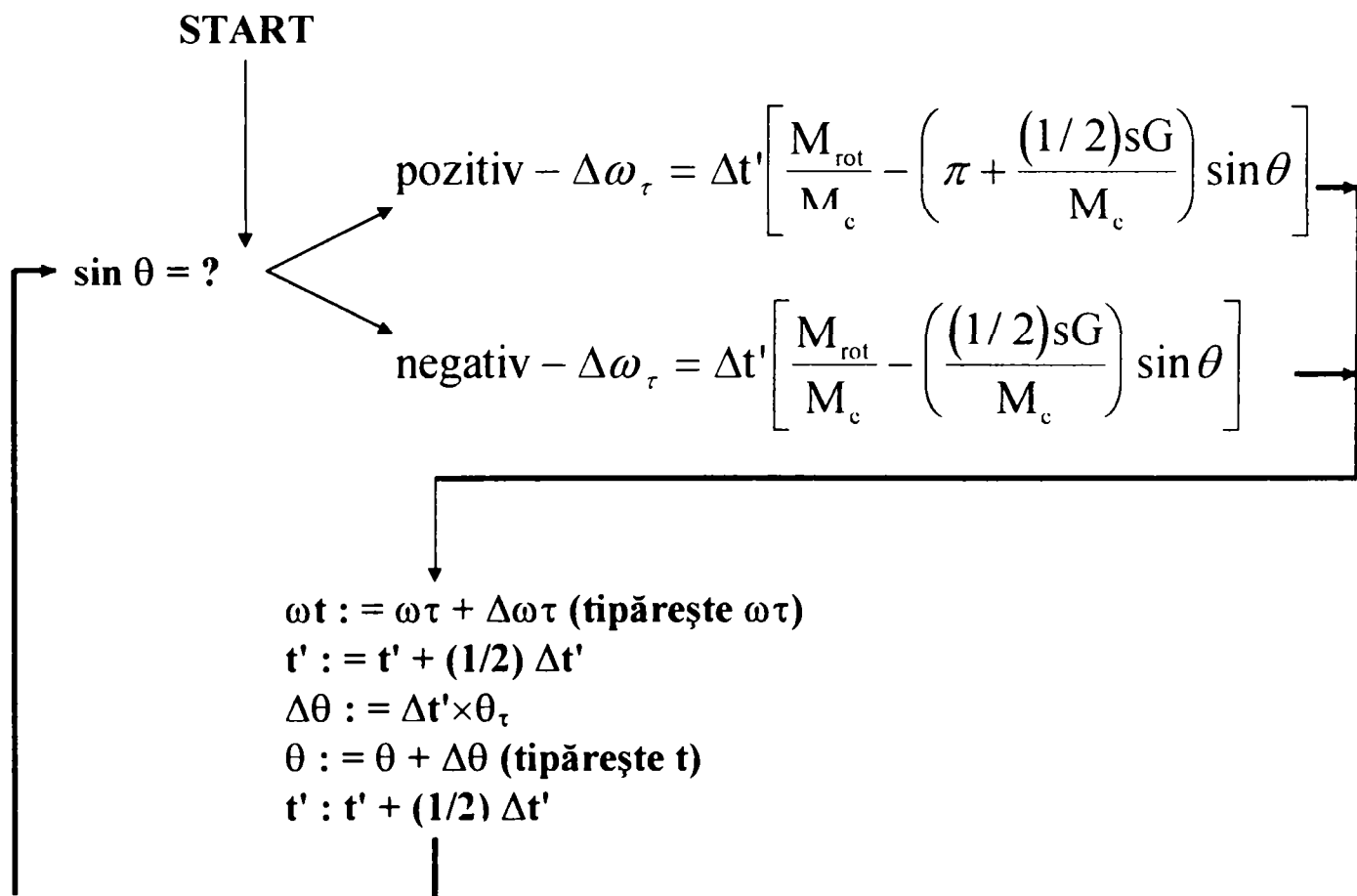
$$\omega_\tau = (\omega_\tau)_{\text{inceput}}$$

$$t' = (1/2)\Delta t$$

$$\theta = \theta_{\text{inceput}}$$

$$t' = \Delta t'$$

### Buclo:



## Capitolul 9

### OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE FĂRĂ ADAPTAREA CARACTERISTICII POMPEI

#### 9.1. OPTIMIZAREA ADAPTĂRII CARACTERISTICII DE PUTERE LA REGIMUL DE VÂNT CARACTERISTIC AMPLASAMENTULUI

Caracteristica de putere a agregatului eolian de pompare, în general, diferă de curba de putere ideală  $P = kV_x^3$ . Punctele caracteristice ale curbei de putere au fost definite la punctul 8.2.

##### 9.1.1. OPTIMIZAREA VITEZEI VÂNTULUI DE CALCUL

Viteza vântului de calcul a agregatelor eoliene de pompare, la care turbina eoliană funcționează la coeficientul de putere maxim, este o mărime importantă de care depinde productivitatea agregatului într-un amplasament dat.

Corelarea turbinei cu datele aeroenergetice ale unui amplasament poate fi caracterizată prin raportul dintre viteza de calcul ( $V_c$ ) și viteza medie multianuală a amplasamentului ( $V$ ) considerată la o altitudine standard (10 m) sau la altitudinea axei turbinei ( $H$ ).

Criteriile de optimizare pentru alegerea vitezei de calcul trebuie să diferenciat în funcție de destinația agregatului. Aceste criterii pot fi de exemplu:

- a. minimalizarea costului energiei produse;
- b. maximalizarea energiei la un cost maximal prescris la unității de energie;
- c. maximalizarea timpului de funcționare al agregatului, asociată cu unele condiții restrictive.

Criteriul a este cel clasic în concepția instalațiilor energetice mari: obiectivul principal al surselor neconvenționale fiind însă realizarea de economii de combustibili convenționali, este mai rațional chiar la instalații mari să optăm pentru criteriul b, restricția de preț depinzând de specificul utilizării. La un agregat de încălzire de exemplu el depinde de combustibilul concret economisit în condițiile randamentelor sistemului de încălzire respectiv. Criteriul c este caracteristic pentru unele utilizări particulare specifice pentru agregate mici. Dacă agregatul asigură de exemplu apa pentru zootehnie sau irigații creșterea timpului de funcționare economisește investiții de instalații de stocare. Evident că acest caz poate fi redus la cazul a dacă se includ în cheltuieli și cele pentru stocare. Criteriile b și c duc la tendința creșterii diametrului turbinelor.

### A. Viteza vântului de calcul corespunzătoare disponibilității maxime

Pentru disponibilitatea maximă a apei pompate trebuie ca agregatul eolian de pompare să funcționeze cât mai mult timp la regimul cu coeficientul de putere maxim. Această condiție este îndeplinită dacă viteza vântului de calcul corespunde cu viteza vântului cu frecvența maximă, caracteristică amplasamentului.

Cunoscând viteza medie energetică  $\bar{V}$  a amplasamentului, în ipoteza că distribuția reală a vitezelor vântului urmează o distribuție Reyleigh se poate determina cu suficientă precizie curba de frecvență cu relația (2.18):

$$f(V) = \frac{\pi}{2} \frac{V}{\bar{V}^2} e^{-\left(\frac{\pi V^2}{4\bar{V}^2}\right)}$$

unde  $f(V)$  este densitatea de frecvență a vitezei vântului  $V$ .

Fig.9.1 reprezintă funcția de distribuție a vitezelor pentru  $\bar{V} = 4$  m/s.

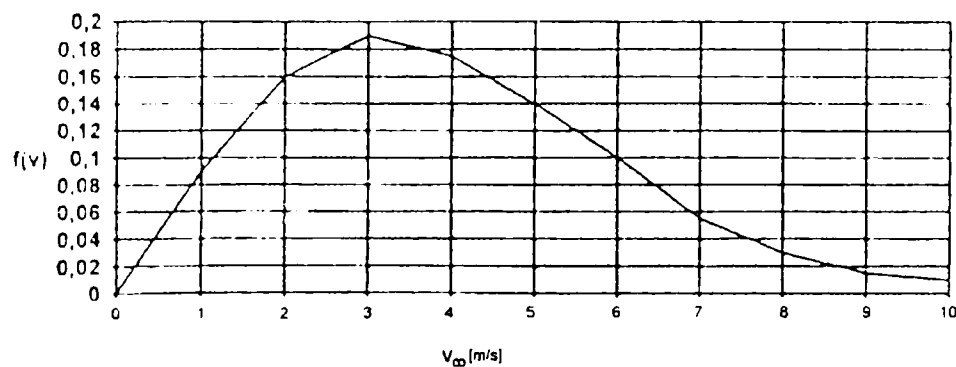


Fig.9.1 Funcția de densitate de distribuție a vitezelor,  $\bar{V} = 4$  m/s.

Prin înlocuirea:

$$C = \frac{\pi}{4\bar{V}^2}$$

se obține:

$$f(V) = 2CVe^{-CV^2} \quad (9.1)$$

Prin rezolvarea derivației și după înlocuire se găsește viteza vântului de frecvență maximă [100]:

$$V_{f_{\max}} = \bar{V} \sqrt{\frac{2}{\pi}} = 0,8\bar{V} \quad (9.2)$$

(De exemplu, pentru amplasamentul cu  $\bar{V} = 4$  m/s,  $V_{f_{\max}} = 3,2$  m/s, iar frecvența relativă este 0,19 adică 19%).

## B. Viteza vântului de calcul corespunzătoare energiei maxime

Conținutul energetic al vântului într-un timp  $t$ , arbitrar, cunoscând funcția de densitate de distribuție a vitezelor se poate calcula cu relația de mai jos [100]:

$$E = \int_{t=0}^t P(V)f(V)dt$$

unde:  $P(V)=1/2\rho AV^3$  (2.2) este puterea cinetică a vântului.

Funcția de energie-viteza vântului pe suprafața unitară:

$$E = \rho CV^4 e^{-CV^2} \quad (9.3)$$

Viteza vântului corespunzătoare conținutului maxim de energie se poate determina din derivata funcției de viteză a vântului.

Rezultatul este:

$$V_{E_{\max}} = 2\bar{V} \sqrt{\frac{2}{\pi}} = 2V_{f_{\max}} = 1,6\bar{V} \quad (9.4)$$

Deci, pe baza considerațiilor expuse mai sus, valoarea vitezei vântului de calcul este util a se alege în intervalul  $(V_{f_{\max}} - V_{E_{\max}})$

Ca soluție de compromis, se recomandă în general valoarea:  $V_c=1,2\bar{V}$

### 9.1.2. OPTIMIZAREA CORELĂRII VITEZELOR CARACTERISTICE ALE CURBEI DE PUTERE CU DATELE AEROENERGETICE ALE AMPLASAMENTULUI

Pentru calculul energiei se utilizează metoda estimării matematice care în fond este identică cu metoda analitică, dar utilizează aproximări matematice pentru distribuția de frecvență a vitezei vântului și pentru curba de putere [101]. Se ajunge la valori universal valabile, toate vitezele vântului sunt adimensionalizate, prin împărțirea cu viteza medie a vântului:

$$x = \frac{V}{\bar{V}}; \quad x_a = \frac{V_a}{\bar{V}}; \quad x_c = \frac{V_c}{\bar{V}}; \quad x_n = \frac{V_n}{\bar{V}}; \quad x_{mf} = \frac{V_{mf}}{\bar{V}}$$

În analogie cu calculul analitic:

$$E = T \cdot \int_0^{\infty} P(V)f(V)dV \quad (9.5)$$

Dacă curba de putere este conform fig.9.2:

$$E = T \cdot \int_{V_a}^{V_n} P(V)f(V)dV + TP_n \int_{V_n}^{V_{mf}} f(V)dV \quad (9.6)$$

și înlocuind  $x = V / \bar{V}$ , obținem:

$$E = T \cdot \int_{x_a}^{x_n} P(x) f(x) dx + TP_n \cdot \int_{x_n}^{x_{mf}} f(x) dx \quad (9.7)$$

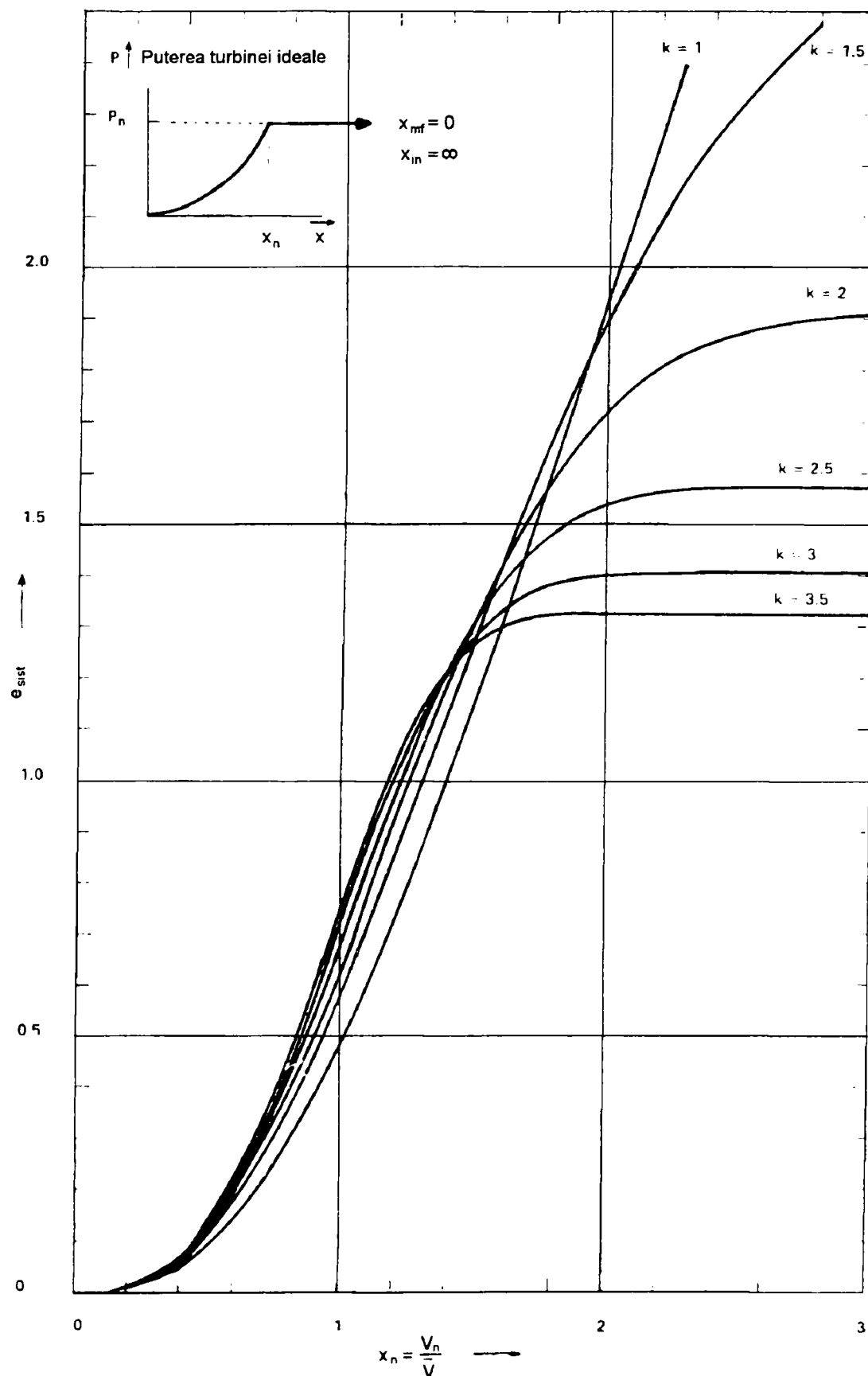


Fig.9.2 Valoarea capacității energetice adimensionale  $e_{sist}$  în funcție de viteza nominală relativă  $x_n$  pentru diferite valori ale factorului de formă Weibull  $k$ , pentru o turbină eoliană cu caracteristica de putere ideală

Energia specifică adimensională este definită prin:

$$e_{\text{sisl}} = \frac{E}{(C_p \eta)_{\text{max}} \cdot 1/2 \cdot \rho \cdot A \cdot \bar{V}^3 \cdot T} = \frac{E}{P_{\text{ref}} \cdot T} \quad (9.8)$$

Prin înlocuirea lui E cu expresia (9.7), obținem:

$$e_{\text{sisl}} = \frac{1}{P_{\text{ref}}} \cdot \int_{x_a}^{x_n} P(x) f(x) dx + \frac{P_n}{P_{\text{ref}}} \cdot \int_{x_n}^{x_{mf}} f(x) dx \quad (9.9)$$

Expresia (9.6) se prelucrează pentru o serie de curbe de frecvență a vitezei vântului  $P(V)$ , presupunând o distribuție Weibull pentru  $f(V)$ . Integralele găsite pot fi rezolvate numeric prin rularea Simpson.

### a. Turbina ideală

Turbina ideală prezintă o curbă de putere cubică:  $P=kV^3$  în domeniul de viteze  $V \in [V_n, V_n]$

$$P(V) = (C_p \eta)_{\text{max}} \cdot 1/2 \cdot \rho \cdot A \cdot \bar{V}^3 \quad (9.10)$$

iar adimensional putem scrie:

$$P(x) = (C_p \eta)_{\text{max}} 1/2 \rho A x^3 \bar{V}^3 = P_{\text{ref}} \cdot x^3 \quad (9.11)$$

Cu expresia generalizată (distribuția Weibull) și adimensionalizată (6.17) din lucrarea [101]:

$$f(x) = k \Gamma^k \left(1 + \frac{1}{k}\right) \cdot x^{k-1} \exp \left[ -\Gamma^k \left(1 + \frac{1}{k}\right) \cdot x^k \right] \quad (9.12)$$

și cu relația:

$$G = \Gamma^k \left(1 + \frac{1}{k}\right) \quad (9.13)$$

energia specifică adimensională devine:

$$e_{\text{sisl}} = Gk \cdot \int_{x_a}^{x_n} x^{k+2} e^{-Gx} dx + x^3 \cdot \left( e^{-Gx_n^k} - e^{-Gx_0^k} \right) \quad (9.14)$$

Această expresie este prezentată grafic în fig.9.3 pentru diferite valori k, presupunând că  $x_a=0$  și  $x_0=\infty$ . Pentru  $k=2$  valoarea funcției  $\Gamma$  este  $G=\pi/4$  și relația (9.14) devine:

$$e_{\text{sisl}} = \frac{\pi}{2} \cdot \int_{x_a}^{x_n} x^4 e^{-\frac{\pi}{4} x^2} dx + x^3 \cdot \left( e^{-\frac{\pi}{4} x_n^2} - e^{-\frac{\pi}{4} x_0^2} \right) \quad (9.15)$$

Rezolvând integrala obținem:



$$e_{sist} = -\frac{\pi}{2} \cdot \left\{ \begin{aligned} & e^{-\frac{\pi}{4}x_n^2} \cdot \left[ x_n^3 - \frac{6x_n}{\pi} \right] - e^{-\frac{\pi}{4}x_a^2} \cdot \left[ x_a^3 + \frac{6x_a}{\pi} \right] - \\ & -\frac{6}{\pi} \cdot \left[ erf\left(\frac{\sqrt{\pi}}{2}x_a\right) - erf\left(\frac{\sqrt{\pi}}{2}x_n\right) \right] \end{aligned} \right\} + x_n^3 \cdot \left( e^{-\frac{\pi}{4}x_n^2} - e^{-\frac{\pi}{4}x_0^2} \right) \quad (9.16)$$

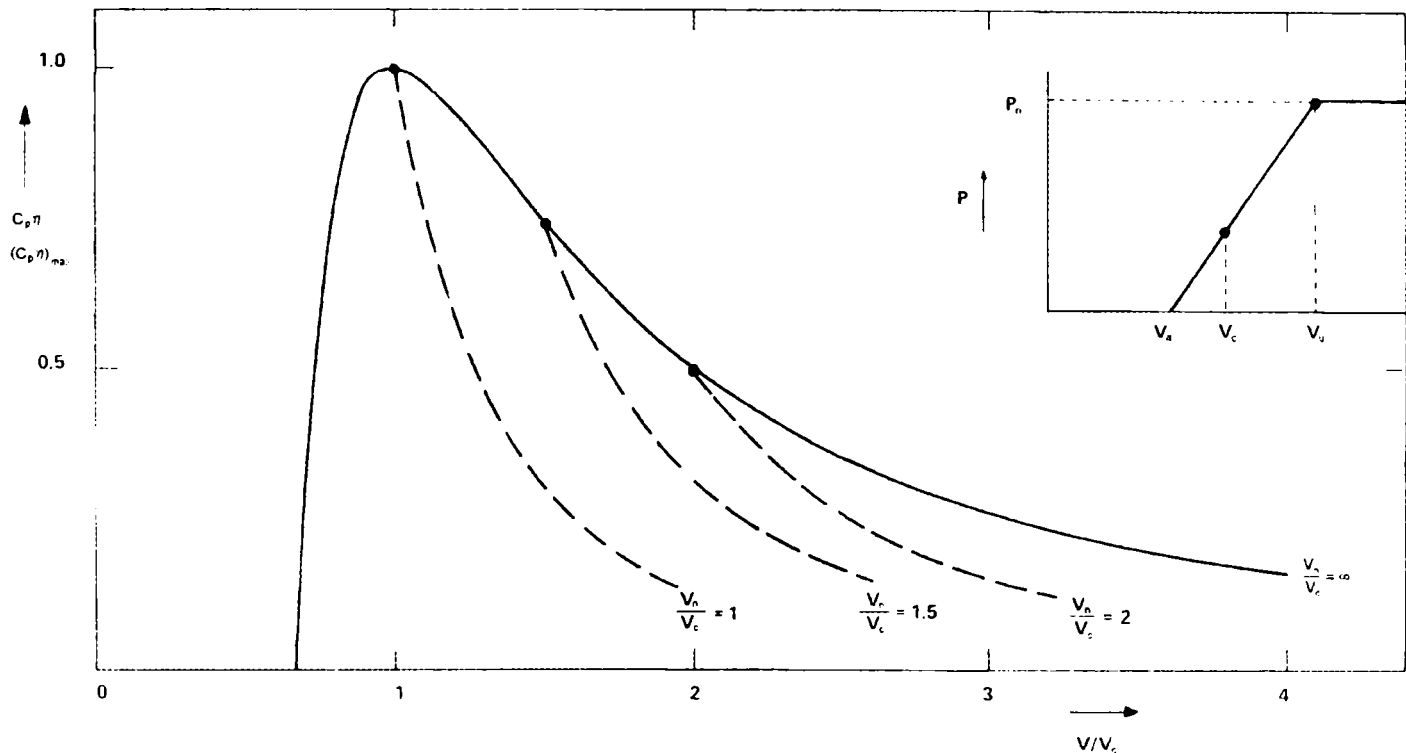


Fig. 9.3. Eficiența relativă în funcție de viteza vântului adimensională la o turbină cu caracteristica de putere liniară între  $V_a$  și  $V_n$

Valorile  $e_{sist}$  date în fig.9.3 reprezintă energia maximă absolută ce poate fi extrasă într-un regim eolian dat pentru o valoare dată  $x_n = V_n / \bar{V}$ . Maximul energiei extractabile este definit prin factorul de formă al energiei,  $k_E$ , pentru un factor de formă Weibull  $-k$ .

$$(e_{sist})_{max} = k_E \text{ pentru un } k \text{ dat} \quad (9.17)$$

De exemplu, pentru  $k=2$  avem:

$$(e_{sist}) = k_E \cdot 1,9$$

## b. Turbina cu curbă de putere liniară

Expresia puterii liniare între  $V_a$  și  $V_n$  este:

$$P = P_n \cdot \frac{V - V_a}{V_n - V_a} \quad (9.18)$$

Integrând prin părți și rearanjând vom obține:

$$E = \frac{TP_n}{x_n - x_a} \cdot \int_{x_a}^{x_n} e^{-Gx^k} dx - TP_n e^{-Gx_0^k} \quad (9.19)$$

Pentru a regăsi energia specifică adimensională, puterea nominală  $P_n$  trebuie exprimată în  $(C_p\eta)_{\max}$ ,  $V_a$  și  $V_n$  cu ajutorul expresiei:

$$C_p\eta \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 = (C_p\eta)_{V_n} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_n^3 \cdot A \cdot \frac{V - V_a}{V_n - V_a} \quad (9.20)$$

Exprimând  $c_p\eta$  în funcție de viteză vom avea:

$$C_p\eta = (C_p\eta)_{V_n} \cdot \frac{V_n^3}{V^3} \cdot \frac{V - V_a}{V_n - V_a} \quad (9.21)$$

Trebuie determinată viteza  $V_c$  la care  $(C_p\eta)$  este maxim, prin derivarea expresiei (7.18):

$$\frac{dC_p\eta}{dV} = (C_p\eta)_{V_n} \cdot \frac{V_n^3}{V_n - V_a} \left( -\frac{2}{V^3} + \frac{3V}{V^4} \right) \quad (9.22)$$

Egalând derivata cu zero pentru  $V=V_c$  se obține:

$$V_c = 1,5 V_a \quad (9.23)$$

Aceasta înseamnă că pentru orice turbină eoliană cuplată cu un echipament de conversie cu caracteristică de putere liniară, viteza vântului de dimensionare,  $V_c$  trebuie să fie de 1,5 ori viteza vântului de amorsare,  $V_a$ . Substituind acest rezultat (9.21) se obține expresia pentru  $(c_p\eta)$ :

$$C_p\eta = (C_p\eta)_{\max} \cdot \frac{V_d^3}{V^3} \cdot \left( 3 \cdot \frac{V}{V_c} - 2 \right) \quad (9.24)$$

ia: în funcție de  $V_a$ :

$$C_p\eta = (C_p\eta)_{\max} \cdot 6,75 \cdot \frac{V_a^3}{V^3} \cdot \left( \frac{V}{V_a} - 1 \right) \quad (9.25)$$

Această expresie este reprezentată în fig.9.4.

La viteza nominală,  $V_n$ , puterea va fi:

$$P_n = (C_p\eta)_{\max} \cdot 6,75 \cdot \frac{V_a^3}{V_n^3} \cdot \left( \frac{V_n}{V_a} - 1 \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V_n^3 \quad (9.26)$$

Împărțind cu expresia  $P_{ref}$ :

$$P_{ref} = (C_p\eta)_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot \bar{V}^3 \quad \text{vom obține:}$$

$$\frac{P}{P_{ref}} = 6,75 \cdot x_a^2 \cdot (x_n - x_a) \quad (9.27)$$

Energia specifică adimensională va avea expresia:

$$e_{sist} = 6,75 \cdot x_a^2 \cdot \int_{x_a}^{x_n} e^{-Gx^k} dx - 6,75 x_a^2 \cdot (x_n - x_a) \cdot e^{-Gx_0^k} \quad (9.28)$$

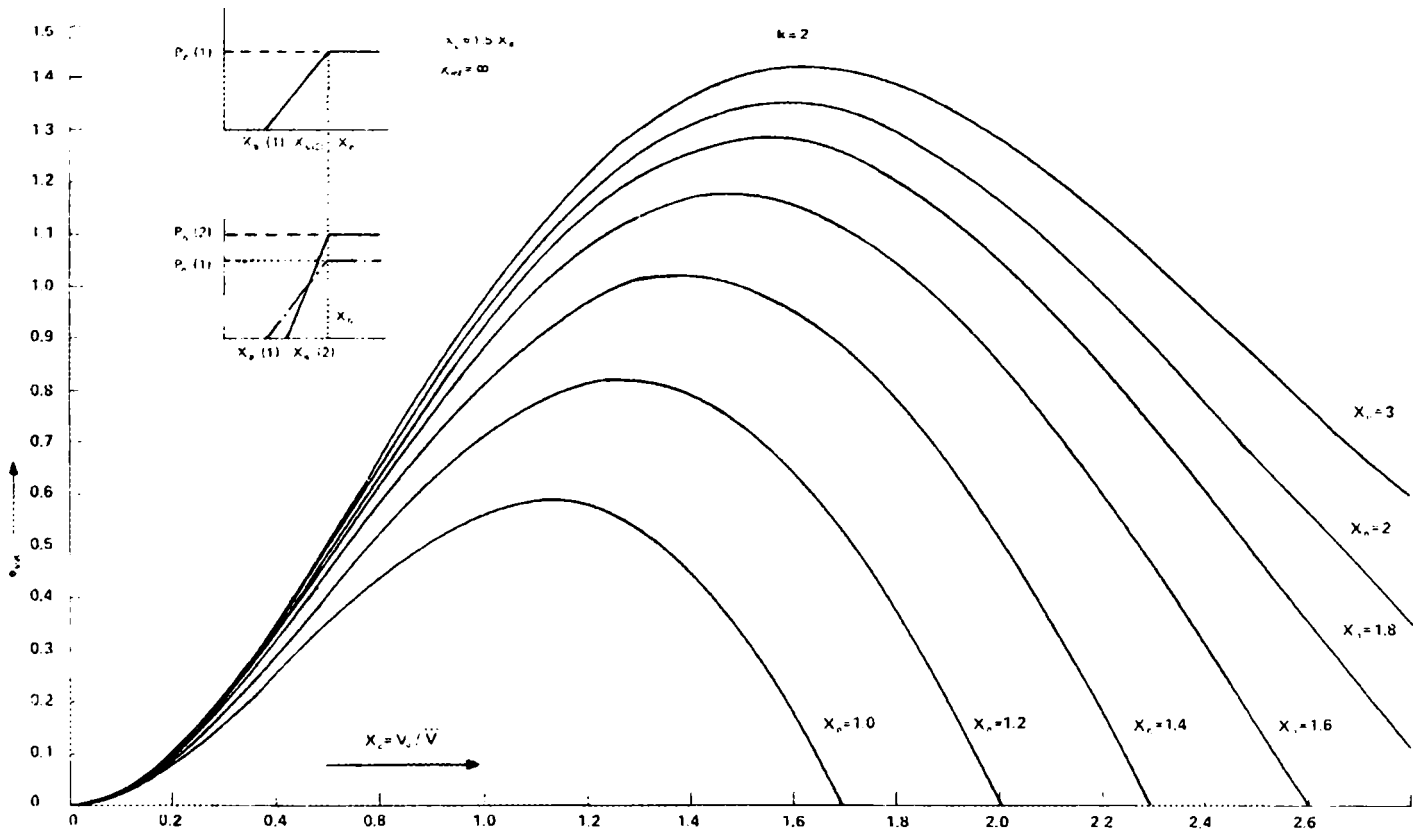


Fig 9.4. Producția energetică adimensională pentru instalații eoliene cu curba de putere liniară și  $\lambda_{opt} = \infty$

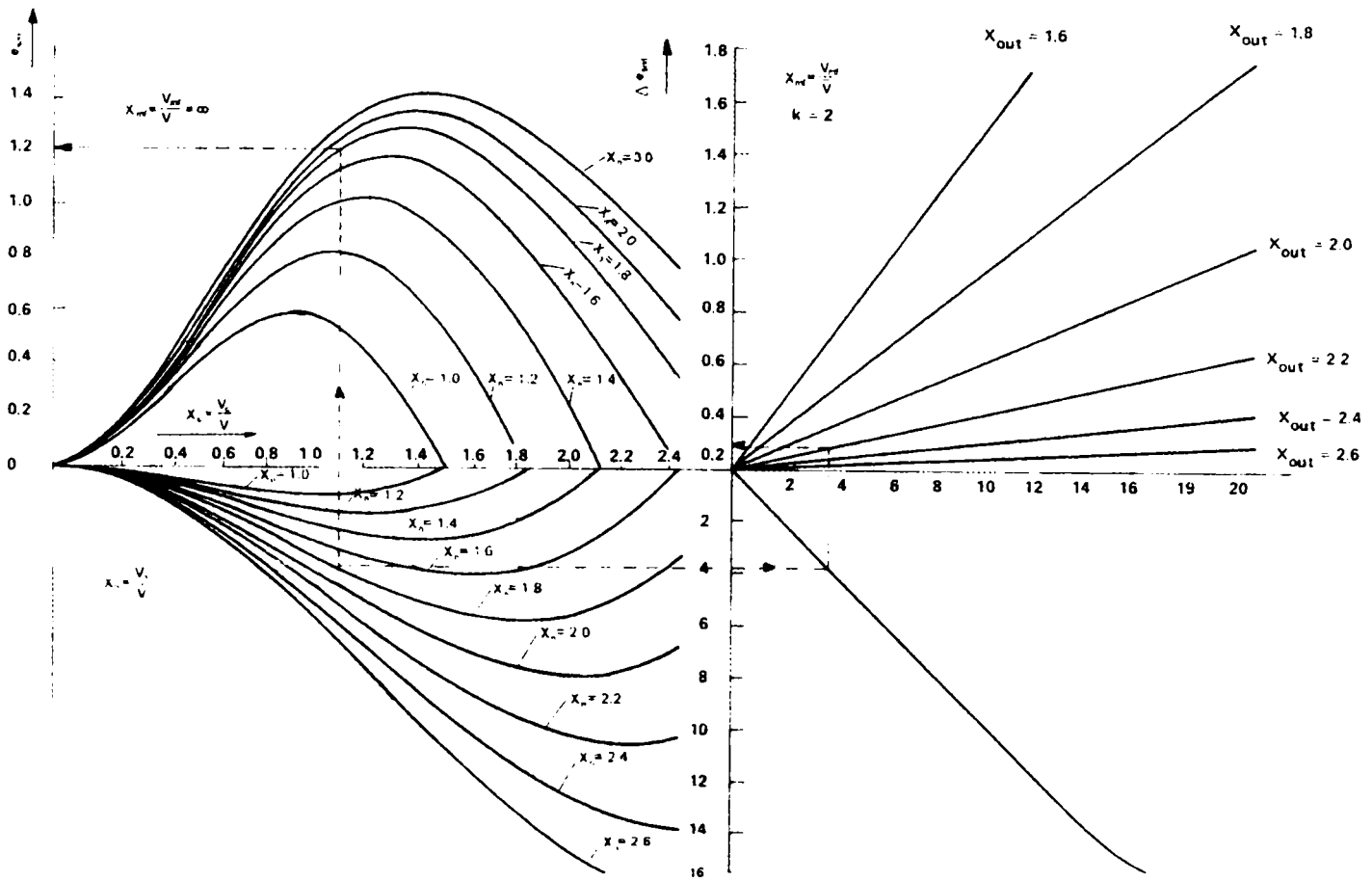


Fig 9.5. Efectul vitezei vântului maximă de funcționare asupra productivității energetice adimensională la o instalație eoliană cu curba de putere liniară în cazul regimului eolian Weibull în care  $k = 2$

care se poate exprima și în funcție de  $x_c$  ținând cont de relația (9.23):

$$e_{sist} = 3x_c^2 \cdot \int_2^{x_n} e^{-Gx^k} dx - x_c^3 \cdot (3x_n - 2x_c) \cdot e^{-Gx_c^k} \quad (9.29)$$

$$e_{sist} = \frac{3x_c^2}{\sqrt{G}} \cdot \left[ \operatorname{erf}(\sqrt{G} \cdot x_n) - \operatorname{erf}\left(\frac{2}{3} \cdot \sqrt{G} \cdot x_c\right) \right] - x_c^2 \cdot (3x_n - 2x_c) \cdot e^{-Gx_c^k} \quad (9.30)$$

Această funcție a fost prezentată în fig.9.5 și 9.6 pentru factorul de formă Weibull  $k=2$ . Funcția din cadranul al treilea din fig.9.6 este expresia  $x_c^2(3x_n-2x_c)$  a cărei valoare este înmulțită cu  $e^{-Gx_c^k}$  în primul cadran pentru a găsi valoarea de corecție  $\Delta e_{sist}$ .

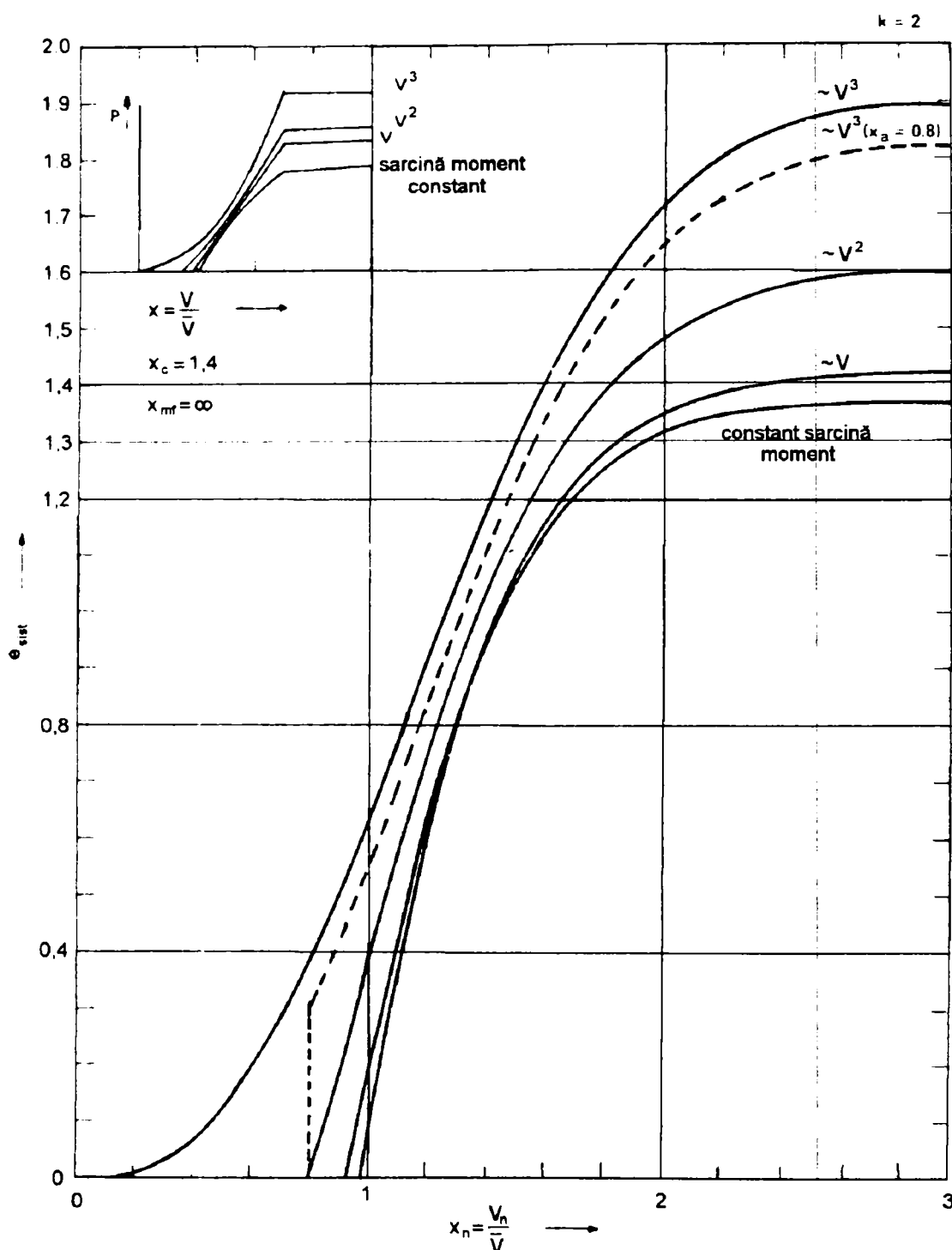


Fig.9.6. Valoare  $e_{sist}$  în funcție de viteza nominală adimensională  $x_n$  pentru diferite tipuri de curbe de putere-viteze vânt pentru  $x_c = 1,4$

### c. Sarcină cu moment constant

Este cazul pompelor eoliene la care rotorul ideal are curba  $C_m(\lambda)$  liniară și antrenează o pompă cu moment constant. Expresia puterii în acest caz este:

$$P = \left[ \frac{V}{V_d} \cdot L - \frac{V_d}{V} \cdot (L - 1) \right] \cdot (C_p \eta)_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (9.31)$$

în care  $L = \lambda_{\max} / \lambda_c$ . Viteza vântului de amorsare a turbinei ideale este:

$$V_a = V_c \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{1}{L}\right)} \quad (9.32)$$

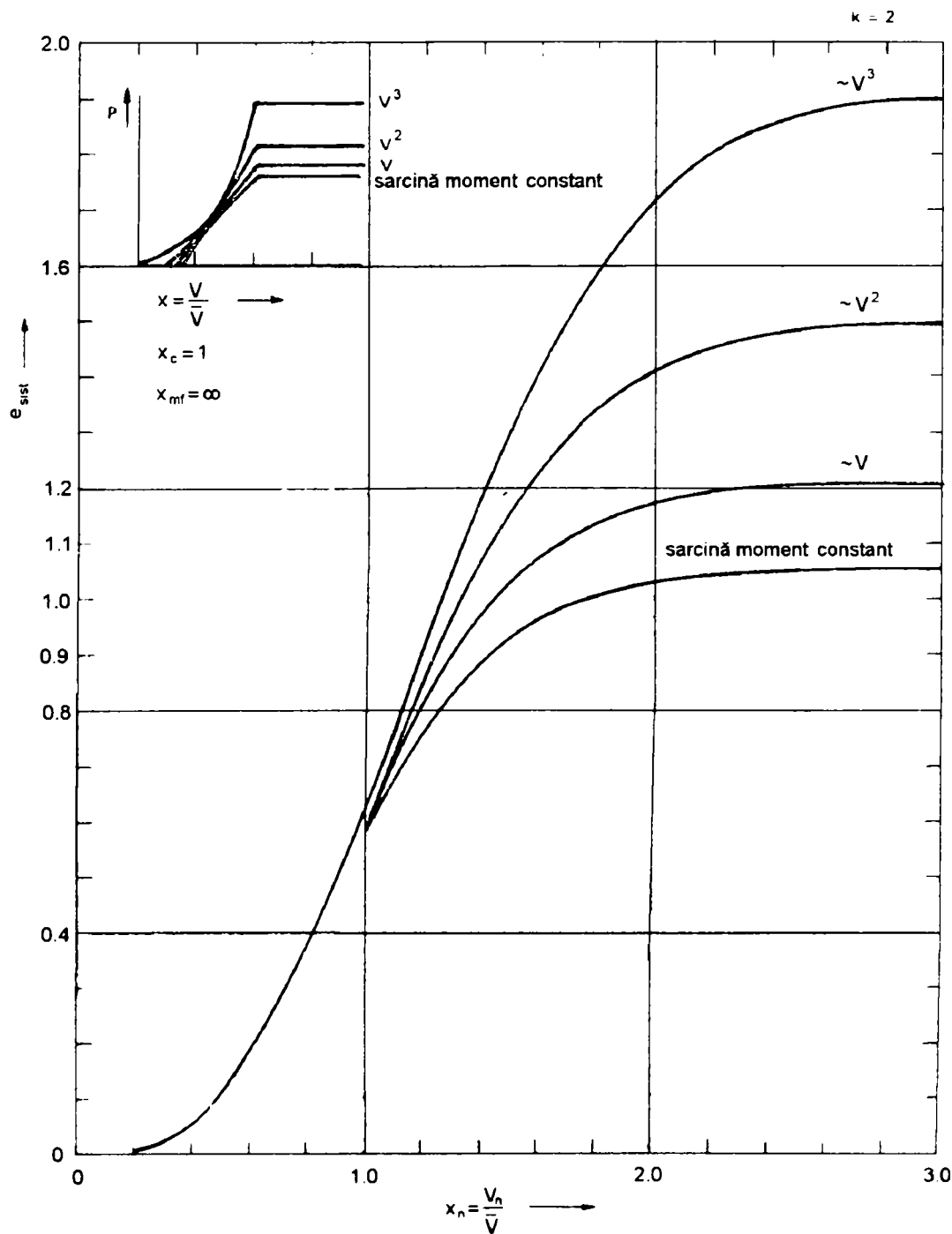


Fig.9.7. Valoare  $e_{sist}$  în funcție de viteza nominală adimensională  $x_n$  pentru 4 tipuri de curbe de putere-viteze vânt pentru  $x_c = 1$

Energia specifică adimensională devine:

$$e_{SM} = x_d^3 Gk \cdot \int_{x_a}^{x_n} \left[ \frac{x}{x_d} L - \frac{x_d}{x} (L-1) \right] \cdot x^{k-1} \cdot e^{-Gx^k} dx + x_d^3 \cdot \left[ \frac{x_n}{x_d} L - \frac{x_d}{x_n} (L-1) \right] \cdot (e^{-Gx_n^k} - e^{-Gx_0^k}) \quad (9.33)$$

Două exemple ale expresiei sunt reprezentate în figurile 9.7 și 9.8 pentru  $x_d=1,4$ , respectiv  $x_c=1$ , în ambele cazuri  $k=2$ .

### 9.1.3. CONCLUZII PRIVIND ADAPTAREA CARACTERISTICII DE PUTERE LA REGIMUL DE VÂNT CARACTERISTIC AMPLASAMENTULUI

În general pompele eoliene sunt echipate cu pompe volumice cu piston, cu sarcină de tipul “cu moment constant”. Pentru adaptarea la un amplasament care se caracterizează printr-o anumită viteză medie energetică,  $\bar{V}$ , și factor de formă Weibull,  $k$ , în scopul obținerii energiei maxime, trebuie stabilită valoarea optimă pentru: viteza de dimensionare - $V_c$ , viteza nominală - $V_n$  în raport cu viteza medie  $\bar{V}$ .

Zona temperată și de litoral se caracterizează în general prin factorul de formă  $k = 2$  care în condițiile reale ale unui amplasament poate să difere de la această valoare.

Analizând Fig. 9.6 și 9.7 se constată următoarele:

- pentru sarcina de tipul “cu moment constant”, față de alte tipuri de sarcină, energia produsă este minimă

- pentru  $x_c = 1$ , respectiv  $V_c = \bar{V}$  energia este maximă pentru  $x_n = V_n / \bar{V} = 2$ , respectiv  $V_n = 2\bar{V}$ ; până la viteza vântului  $V = \bar{V}$  energia produsă nu diferă față de celelalte forme de variație a sarcinii, disponibilitatea ca timp a energiei este mai bună deoarece pompa funcționează și la  $V < \bar{V}$ .

- pentru  $x_c = 1,4$ , respectiv  $V_c = 1,4\bar{V}$  (Fig.9.6) energia este maximă pentru  $x_n = V_n / \bar{V}$  respectiv  $V_n = 2,2\bar{V}$ ; față de cazul de mai sus energia produsă este de  $1,35/1,025 = 1,31$  ori mai mare și disponibilitatea este mai redusă deoarece pompa începe să funcționeze numai la viteza vântului  $V = \bar{V}$ .

Se mai constată că sarcina de tipul  $\approx V^3$  oferă energia și disponibilitatea maximă. Față de sarcina de tipul “cu moment constant”, și  $x_c = 1$  energia produsă este de  $1,83/1,025 = 1,78$  ori mai mare.

Pentru disponibilitatea maximă, pompele eoliene cu sarcina de tipul “cu moment constant” ar trebui adaptate lunar la viteza medie energetică lunară prin modificarea cursei la pompele cu piston sau prin modificarea raportului de transmitere la pompele volumice.

Dat fiind faptul că la puteri mici, până la circa 10 - 15 kW, randamentul global al pompelor volumice este mai bun decât al turbopompelor se impune studiul unor

situații tehnice care să modifice caracteristica de sarcină a pompelor volumice astfel ca, să se apropie cât mai mult de caracteristica  $\approx V^3$ . Această caracteristică asigură energia maximă în orice condiții de regim al vântului și totodată permite utilizarea pentru antrenare a turbinelor eoliene rapide.

În tabelul 9.1 sunt prezentate valorile optime pentru  $V_c$  și  $V_n$  și efectele asupra producției de energie, disponibilității și asupra valorii vitezei vântului de pornire  $V_p$ .

Tabelul 9.1

Optimizarea parametrilor de calcul pentru pompele eoliene echipate cu pompe volumice în funcție de caracteristicile energetice ale amplasamentului: $k = 2$ , $\bar{V} = 5,6$ m/s						
Tip sarcină	Valori optime			Raportarea performanțelor		
	M=const (pompă volumică)	$M = k_m V_\infty^2$ $P = k_p V_\infty^3$ (pompă volumică cu variator)				
Variante/ Parametrii	Disponibilitate maximă	Energie maximă	Disponibilitate energie maximă			
	A	B	C			
$V_c$ [m/s]	$\bar{V} = 5,6$	$1,4 \bar{V} = 7,84$	Indiferent			
$V_n$ [m/s]	$2 \bar{V} = 11,2$	$2,2 \bar{V} = 12,32$	$2,5 \bar{V} = 15,4$	B/A	C/B	C/A
$e_{sist}$	1,025	1,350	1,83	1,31	1,35	1,78
$\tau$ % pentru $\bar{V} = 5,6$ m/s	61,3	37	62	0,603 1/1,65	1,67	~1
$V_p$ [m/s] (pompe rotative)	$\frac{V_c}{1,5} = \frac{5,6}{1,5} = 3,73$	$\frac{V_c}{1,5} = \frac{7,84}{1,5} = 5,22$	2 valoare determinată de frecările în mecanisme	1,41	0,38 1/2,6 1	0,54 1/1,8 5

## 9.2. OPTIMIZAREA POMPEI PENTRU MICȘORAREA MOMENTULUI DE PORNIRE

### 9.2.1. POMPA CU PISTON CU ORIFICIU DE SCURGERE

Pentru îmbunătățirea caracteristicii de demarare a turbinelor eoliene echipate cu pompe cu piston, se practică un orificiu mic în piston sau în supapă.

La demarare, debitul pompat este recirculat prin orificiu. Presiunea pe piston este foarte mică și ca urmare, momentul de pornire este de asemenea mic. La viteze

mari, debitul recirculat este foarte mic comparativ cu debitul livrat, pompa funcționând ca o pompă normală.

În cele ce urmează se analizează caracteristicile acestei pompe și comportamentul la demarare. Se vor folosi notațiile din fig. 9.8.

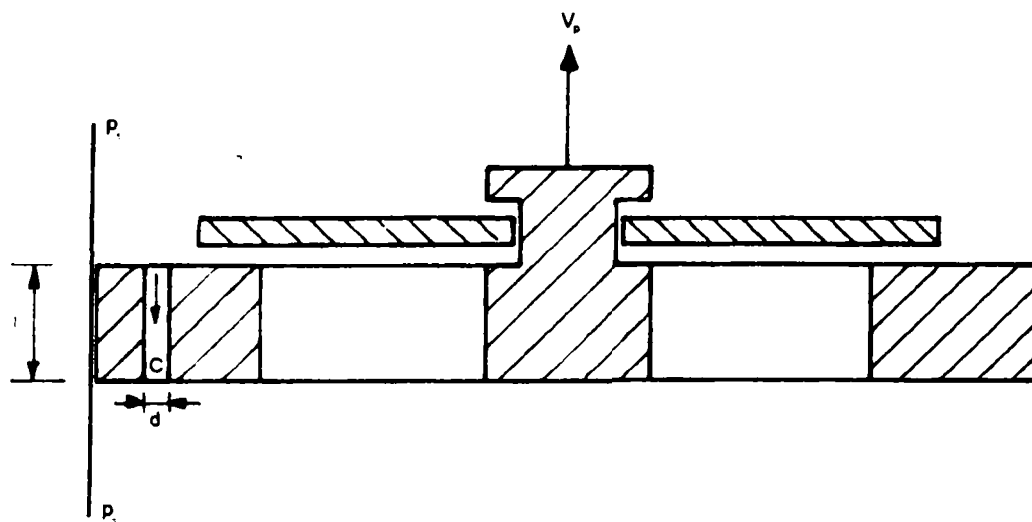


Fig. 9.8. Schema pistonului cu orificiu de scurgere

Lungimea  $l$  a orificiului fiind mică, se utilizează relațiile de calcul de curgere prin orificii:

$$p_1 - p_2 = f(1/2)\rho_h C^2 \quad (9.34)$$

Coeficientul de frecare  $f$  este sensibil dependent de  $Re$ , cu o aproximare bună  $f=2.75$  pentru  $Re>10^4$ . Se vor folosi următoarele valori de referință pentru cuplul și debitul pompei ideale:

$$M_{id} = \frac{1}{\pi} \rho_h g H \frac{1}{2} \bar{v}_s \quad \text{cuplul mediu}$$

$$M = M_{id} \pi \sin \theta \quad \text{cuplul instantaneu}$$

$$Q_{id} = \frac{\omega}{2\pi} \bar{v}_s \quad \text{debitul mediu}$$

$$Q = Q_{id} \pi \sin \theta \quad \text{debitul instantaneu}$$

$$\bar{v}_s = s \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad \text{volumul cursei}$$

La viteze scăzute ale pistonului, viteza  $C$  de curgere prin orificiul de golire este dată de continuitatea debitului masic.

$$C = \frac{D_p^2}{d^2} V_p \quad (9.35)$$

La viteza pistonului  $V_p = V_0$ , diferența de presiune  $p_1 - p_2$  egalează presiunea hidrostatică.

$$p_1 - p_2 = \rho_h g H \quad (9.36)$$

Cu relația (9.34) viteza în orificiu devine:



$$C = \sqrt{\frac{2gH}{f}} \quad (9.37)$$

Debitarea pompei începe dacă  $V_p > V_0$ :

$$V_0 = \frac{d^2}{D_p} \sqrt{\frac{2gH}{f}} \quad (9.38)$$

Știm din fig. 1.5. că viteza este la valoarea sa cea mai ridicată dacă  $\theta = \pi/2$ , astfel încât viteza de rotație minimă pentru pompă este dată de:

$$\omega_0 = \frac{V_0}{(1/2)s} \quad (9.39)$$

La viteze de rotație mai ridicate (constante), debitarea începe la unghiul  $\theta_0 < \pi/2$  (vezi fig. 9.9.)

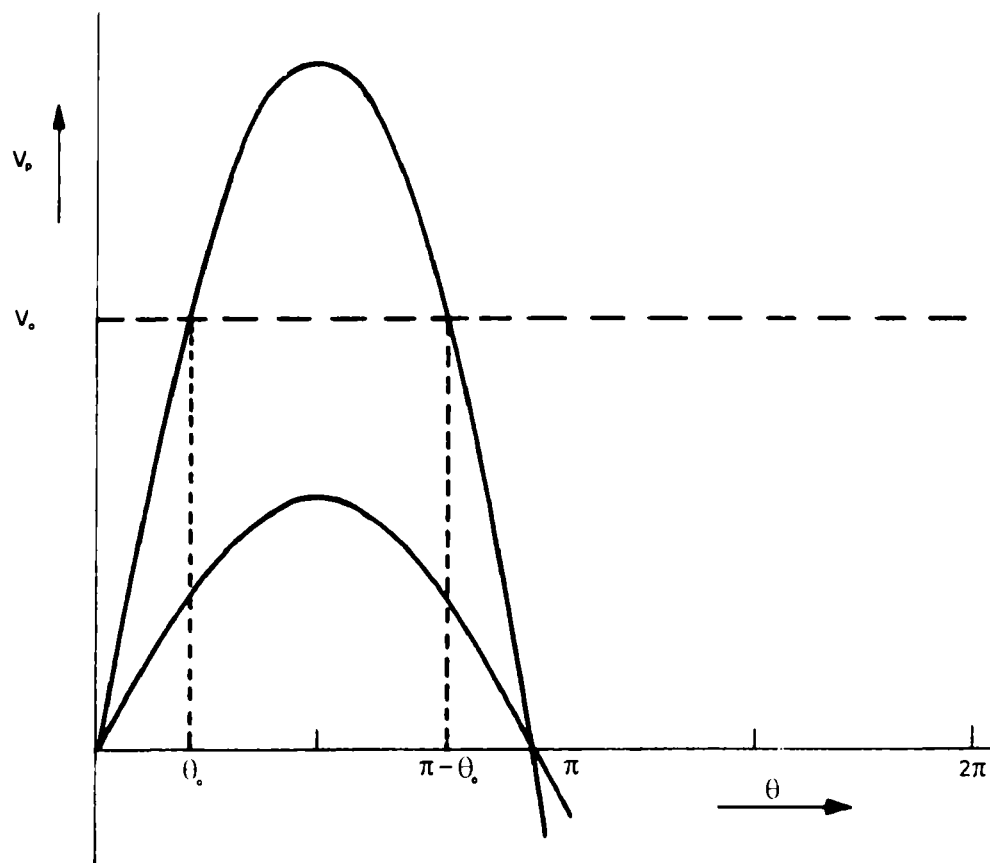


Fig. 9.9. Viteza pistonului  $V_p$  depășește viteza critică  $V_0$  pentru debitare la unghiurile de poziție între  $\theta_0$  și  $\pi - \theta_0$

$$\omega(1/2)s \sin \theta_0 = \omega_0(1/2)s$$

$$\omega_0 = \arcsin \frac{\omega_0}{\omega} \quad (9.40)$$

Cuplurile pentru a acționa pompa la viteze sub sau peste  $\omega_0$ , sunt calculate după cum urmează:

$$M_p = (p_1 - p_2) \cdot \frac{1}{2} \bar{v}_s \sin \theta \quad (\omega < \omega_0) \quad (9.41)$$

Cu relațiile (9.34) și (9.35) se găsește:

$$M_p = \frac{1}{2} \rho_h \frac{D_p^4}{d^4} V_p^2 f \frac{1}{2} \bar{v}_s \cdot \sin \theta$$

Cu  $V_p = \frac{1}{2} \omega s \sin \theta$ , (9.38) și (9.39) acestea se transformă în:

$$M_p = \rho_h g H \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \cdot \frac{1}{2} \bar{v}_s \cdot \sin^3 \theta$$

sau:

$$M_p = M_{id} \pi \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \sin^3 \theta \quad (\omega < \omega_0) \quad (9.42)$$

Momentul mediu  $\bar{M}_p$  poate fi calculat cu:

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^\pi \sin^3 \theta d\theta = \frac{2}{3} \pi \quad (9.43)$$

de unde rezultă:

$$\bar{M}_p = M_{id} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \quad (\omega < \omega_0) \quad (9.44)$$

Pentru viteza de rotație sub  $\omega_0$ , trebuie să împărțim curba în zone fără debitare,  $0 - \theta_0$  și  $\pi - \theta_0$ , și zona cu debitare  $\theta_0 - \pi - \theta_0$ . Fără debitare, cuplul este dat de (9.42). Cu debitare, cuplul este pur și simplu cuplul instantaneu  $M = M_{id} \pi \sin \theta$ . Cuplul mediu devine:

$$\bar{M}_p = \frac{M_{id}}{2\pi} \cdot 2 \int_0^{\theta_0} \pi \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \sin^3 \theta d\theta + \frac{M_{id}}{2\pi} \int_{\theta_0}^{\pi-\theta_0} \pi \sin \theta d\theta \quad (9.45)$$

Rezultatul:

$$\bar{M}_p = M_{id} \left[ \frac{2}{3} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2} + \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \cdot \sqrt{1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2}} \right] \quad (9.46)$$

Cuplurile instantanee sunt reprezentate în fig. 9.10.

Debitarea pompei având loc doar între  $\theta_0$  și  $\pi - \theta_0$ , trebuie scăzut debitul prin orificiul de golire:

$$Q_{orf} = \frac{\pi}{4} d^2 C \quad (9.47)$$

Cu (9.37) aceasta devine:

$$Q_{orf} = \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2gH}{f}} \quad (9.48)$$

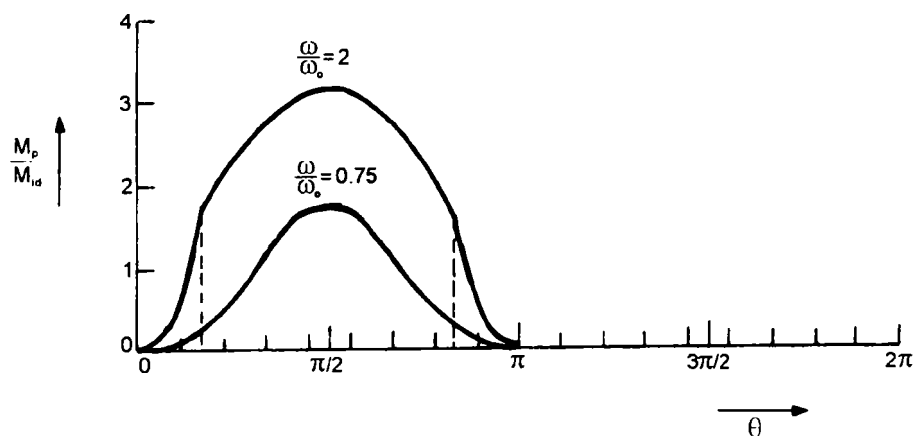


Fig. 9.10. Variația momentului la pompa cu piston cu orificiu de scurgere pentru viteze de rotație sub și peste viteza critică de debitare

Cu (9.38) și (9.39) vom obține:

$$Q_{orif} = \omega_0 \frac{1}{2} \bar{v}_s \quad (9.49)$$

sau cu  $Q_{id} = \frac{\omega}{2\pi} \bar{v}_s$ :

$$Q_{orif} = Q_{id} \pi \frac{\omega_0}{\omega} \quad (9.50)$$

Debitul instantaneu pompat (fig. 9.11):

$$Q = Q_{id} \left( \pi \sin \theta - \pi \frac{\omega_0}{\omega} \right) \quad (9.51)$$

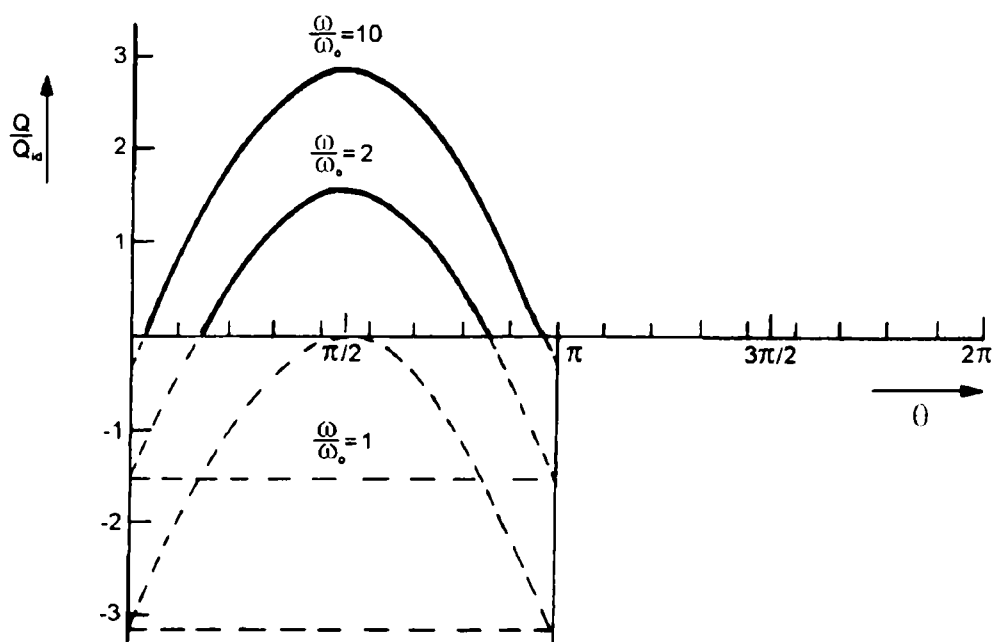


Fig. 9.11 Debitul instantaneu a unei pompe cu piston cu orificiu de scurgere

Debitul mediu după integrare:

$$\bar{Q} = \frac{Q_{id}}{2\pi} \int_{\theta_0}^{\pi-\theta_0} \left( \pi \sin\theta - \pi \frac{\omega_0}{\omega} \right) d\theta$$

de unde rezultă:

$$\bar{Q} = Q_{id} \left[ \sqrt{1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2}} - \frac{\omega_0}{\omega} \left( \frac{\pi}{2} - \theta_0 \right) \right] \quad (9.52)$$

Randamentul volumic:  $\eta_{vol} = Q/Q_{id}$ , deci:

$$\eta_{vol} = \sqrt{1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2}} - \frac{\omega_0}{\omega} \left( \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{\omega_0}{\omega} \right) \quad (9.53)$$

Randamentul total al pompei nu este așa de scăzut ca randamentul volumic, deoarece momentul mediu se reduce cu  $\bar{M}_p / M_{id}$  din (9.44).

$$\frac{\bar{M}_p}{M_{id}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2}$$

$$\eta_{tot} = \frac{\bar{Q}}{Q_{id}} \cdot \frac{M_{id}}{\bar{M}_p} \quad (9.54)$$

Expresia momentului mediu (9.46) și a randamentului total sunt reprezentate în fig. 9.12.

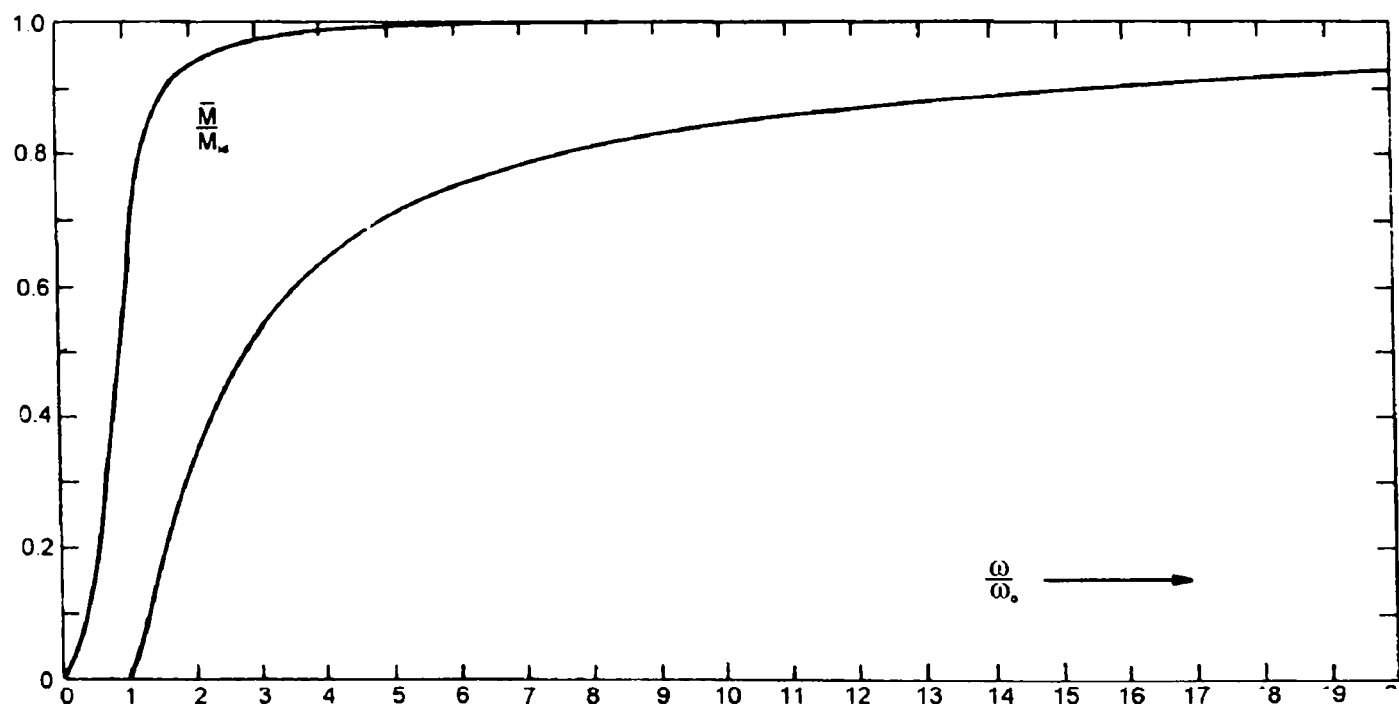


Fig. 9.12. Momentul mediu și randamentul total la pompa cu piston cu orificiu de scurgere în funcție de viteza relativă.  $\omega_0$  este viteza de rotație la care pompa începe să debiteze

### 9.2.2. PORNIREA, INCLUZÂND EFECTUL ORIFICIULUI DE SCURGERE

La descrierea comportării la pornire a unei pompe eoliene, luând în considerare orificiul de scurgere, trebuie avut în vedere că viteza de rotație nu este întotdeauna constantă. Condiția pentru debitare este :

$$V_p > V_0 \quad (9.55)$$

care conduce la :

$$\frac{1}{2} s \sin \theta > \omega_0 \frac{1}{2} s$$

sau:

$$\omega > \frac{\omega_0}{\sin \theta} \quad (9.56)$$

Momentul cerut sub sau peste viteza critică este dat de ecuația (9.42), respectiv (7.2). Ele modifică ecuațiile cuplului pentru rotor și pompă astfel: (vezi și rel. 9.29):

**cursa ascendentă**

$$\omega < \frac{\omega_0}{\sin \theta}: M_{rot} = M_c \pi \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \sin^3 \theta + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} s G \sin \theta \quad (9.57.a)$$

$$\omega > \frac{\omega_0}{\sin \theta}: M_{rot} = M_c \pi \sin \theta + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} G \sin \theta \quad (9.57.b)$$

**cursa descendentă**

$$M_{rot} = 0 + I \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} s G \sin \theta \quad (9.57.c)$$

Adimensional, comparat cu (9.33):

**cursa ascendentă**

$$\omega < \frac{\omega_0}{\sin \theta}: \frac{d\tau\omega}{d\left(\frac{t}{\tau}\right)} = \frac{M_{rot}}{M_c} - \pi \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \sin^3 \theta - \frac{1}{2 M_c} s G \sin \theta \quad (9.58.a)$$

$$\omega > \frac{\omega_0}{\sin \theta}: \frac{d\tau\omega}{d\left(\frac{t}{\tau}\right)} = \frac{M_{rot}}{M_c} - \pi \sin \theta - \frac{1}{2 M_c} G \sin \theta \quad (9.58.b)$$

**cursa descendentă**

$$\frac{d\tau\omega}{d\left(\frac{t}{\tau}\right)} = \frac{M_{rot}}{M_c} - \frac{1}{2 M_c} s G \sin \theta \quad (9.58.c)$$

Pentru a determina comportarea sistemului la variația vitezei vântului, termenul  $M_{rot} M_c$  trebuie simplificat:

$$\frac{M_{rot}}{M_c} = \frac{C_m(\lambda)\eta \cdot (1/2)\rho V_\infty^2 AR}{C_{mc}\eta \cdot (1/2)\rho V_c^2 AR} = \frac{C_m(\lambda)}{C_{mc}} \cdot \frac{V_\infty^2}{V_c^2} \quad (9.59)$$

în care  $C_m(\lambda)$  este dat ca o funcție analitică (sau tabelară), iar viteza specifică este calculată cu relația  $\lambda = \omega R / V_\infty$ . Ecuațiile diferențiale se rezolvă numeric.

### 9.2.3. TEORIA SIMPLIFICATĂ A ORIFICIULUI DE SCURGERE

Având în vedere că debitul prin orificiu apare numai în timpul cursei ascendente a pompei, debitul mediu de curgere este jumătate din debitul instantaneu (vezi rel. 9.47):

$$\bar{Q}_{orif} = \frac{1}{2} Q_{orif} = \frac{1}{2} C \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \quad (9.60)$$

Viteza  $C$  a apei prin orificiu se determină ținând seama că presiunea pe orificiu este egală cu presiunea coloanei de apă (vezi 9.34 și 9.35):

$$f \frac{1}{2} \rho C^2 = \rho_h g H \quad (9.61)$$

Înlocuind  $f = 2.75$  pentru curgerea prin orificiu inversat, rezultă:

$$C = 2.67 \sqrt{H} \quad (9.62)$$

Substituind (9.62) în (9.60) rezultă debitul mediu prin orificiu:

$$\bar{Q}_{orif} = 1.05 d^2 \sqrt{H} \quad (9.63)$$

Prin această simplificare se neglijează faptul că diferența de presiune nu este constantă în timpul cursei ascendente, dar eroarea în diametrul rezultat este destul de mică. Pentru a corela diametrul orificiului de golire cu viteza vântului de calcul  $V_c$  a rotorului eolian, se presupune că la această viteză debitul în orificiu este de 10% din debitul de calcul

$$\bar{Q}_{orif} = 0.1 Q_{id} \quad (9.64)$$

Această teorie simplificată a fost introdusă de către W.A.M. Jansen de la DHV Consulting Engineers, Amersfoort, Olanda.

Cu relația:

$$Q_c = \frac{\omega_c}{2\pi} \bar{v}_s = \frac{\lambda_c V_c}{2\pi R} \cdot \frac{\pi}{4} D_p^2 s$$

și cu relația:

$$V_c = \sqrt{\frac{s D_p^2 \lambda_c \rho_h g H}{4 (C_p \eta)_{\max} \rho \pi R^3}} \quad (\text{vezi rel. 8.7})$$

vom avea:

$$d^2 = 0.304 D_p^3 \sqrt{\frac{s^3 \lambda_c^3}{R^5 (C_p \eta)_{\max}}} \quad (9.65)$$

Exemplu: Pompa eoliană WEU - I

$R = 1.5 \text{ m}$

$(C_p \eta)_{\max} = C_{p \max} \eta_{\max} = 0.36 \times 0.6 = 0.216$

$\lambda = 2$

Înlocuind în (2.74):

$$d^2 = 0.67 D_p^3 \sqrt{s^3}$$

pentru:

$D_p = 0.1 \text{ m}$ ,  $s = 0.1 \text{ m}$  vom obține  $d_1 = 4.6 \text{ mm}$

#### 9.2.4. ORIFICIU DE SCURGERE COMANDAT [102]

Orificiul de scurgere prezintă următoarele dezavantaje:

- la turații mici orificiul de scurgere este prea mic, din care cauză pompa necesită un cuplu considerabil pentru antrenare, fără să debiteze apă;
- la turații mari orificiul de scurgere este prea mare rezultând o scădere a randamentului la aceste turații.

Soluția pentru rezolvarea problemei este proiectarea unei supape de refulare situată în piston care să fie deschisă sau închisă în funcție de viteza pistonului.

Se consideră o ocolire (bypass) a pistonului reprezentată în figura (9.13) dacă supapa este deschisă pistonul se poate mișca liber în sus. Supapa de aspirație rămâne închisă și debitul de apă este scurtcircuitat prin supapă. Dacă supapa este închisă, atunci pompa funcționează normal. Prin comanda deschiderii și închiderii supapei în anumite momente din timpul cursei de ridicare a pistonului, cuplul mediu pe un ciclu poate varia de la zero, când supapa este deschisă pe durata întregului ciclu, până la valoarea lui maximă când supapa este închisă complet. Valorile intermediare ale cuplului mediu se pot obține prin modificarea raportului timpilor de stare închisă și de stare deschisă pe ciclu a supapei. Prin comanda de închidere și deschidere a supapei curba de variație a momentului pe ciclu (fig. 9.14.) este întreruptă (tăiată) (fig. 9.15.).

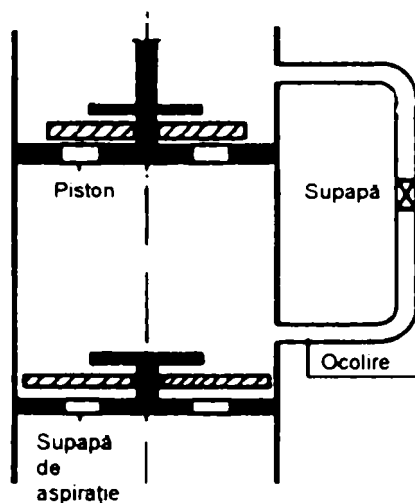


Fig. 9.13. Principiul orificiului de scurgere comandat

Fig 9.14 Variația momentului pe ciclu la o pompă cu piston cu simplu efect

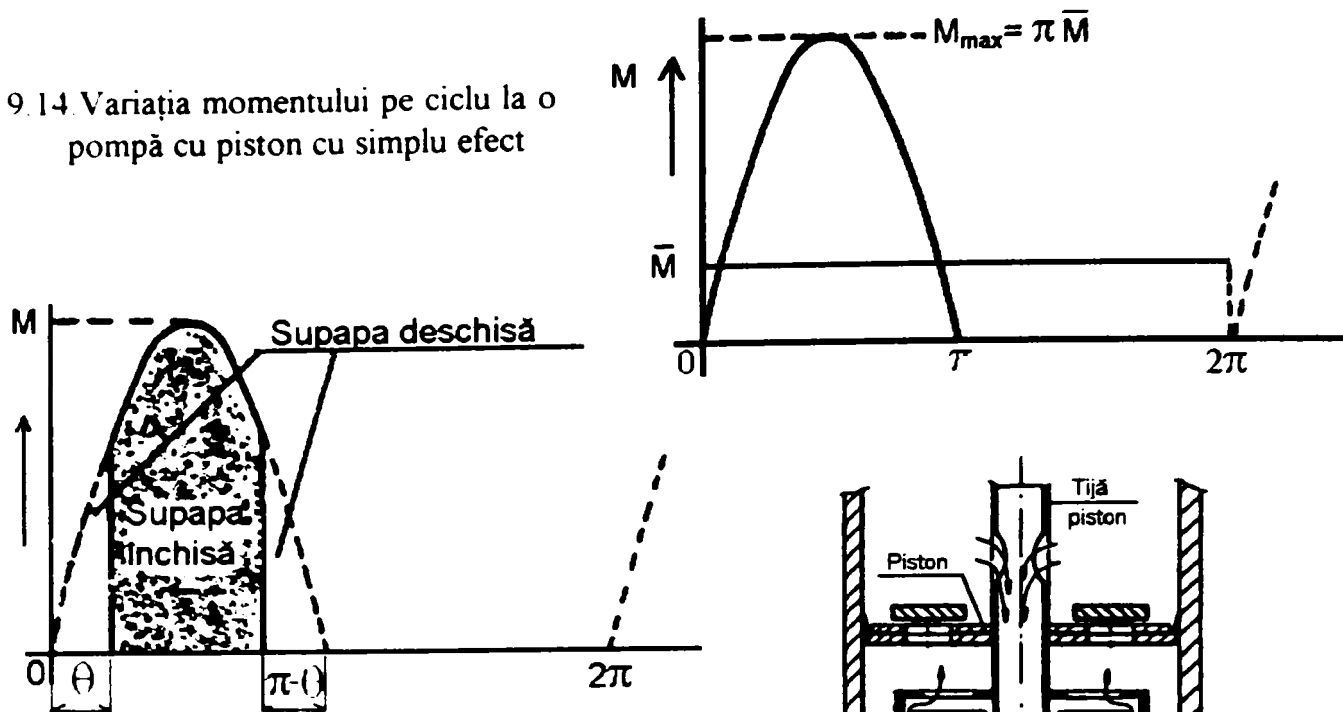


Fig 9.15 Principiul întreruperii cu supapă de întrerupere pe ocolire

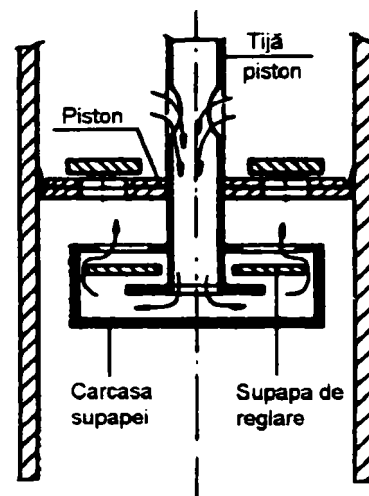


Fig. 9.16. Schema pistonului cu supapă de întrerupere a ciclului

Comanda externă a supapei este foarte complicată și scumpă. Figura 9.16. reprezintă o soluție constructivă la care mișcarea supapei este mai mult sau mai puțin comandată prin viteza pistonului. Supapa și carcasa sa sunt integrate în construcția pistonului, pentru a permite utilizarea acestora la pompele de adâncime în puțuri forate. La viteze mici ale pistonului în timpul cursei ascendente apa curge în jos prin tija tubulară a pistonului spre carcasa supapei și de acolo trece prin scaunul supapei în partea de aspirație. La o anumită viteză a apei presiunea hidraulică locală ridică supapa învingând greutatea, presiunea scade în continuare și ca urmare supapa se închide brusc. Odată închisă acțiunea de pompare pornește imediat. Acest tip de supapă se utilizează de exemplu la berbecul hidraulic.

Se notează cu  $V_p$  viteza pistonului și cu  $V_0$  viteza la care supapa se închide. Viteza sinusoidală a pistonului este exprimată prin relația:

$$V_p = 1/2s\omega \sin \omega t \quad (7.10)$$

Valoarea maximă este  $V_{p\max} = 1/2s\omega$  pentru  $\omega t = \pi/2$ . Astfel supapa se va închide prima dată la unghiul  $\theta = \pi/2$  deasupra punctului mort inferior la viteza  $\omega_0$ . Pentru  $\omega > \omega_0$  viteza pistonului este  $V_0$  dacă :

$$V_p = 1/2s\omega \sin \omega t = 1/2s\omega_0 \sin \omega_0 t = V_0$$



Unghiul de închidere  $\theta$  (fig. 9.10.) este exprimat prin:

$$\sin \theta = \omega / \omega_0 \quad (9.66)$$

Cuplul pompei ideale este.

$$M = F_p l / 2s \sin \omega t \quad (7.2)$$

$$F_p = \rho_h g H A_p \quad (7.1)$$

Prin întreruperea unei părți din ciclul de variație al cuplului, cuplul mediu  $\bar{M}_p$  devine:

$$\bar{M}_p = \int_{\theta}^{\pi} F_p l / 2s \sin \omega t d(\omega t) \quad (9.67)$$

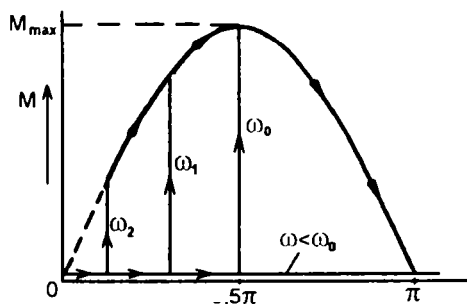


Fig. 9.17. Cuplul pompei la cursa de ridicare

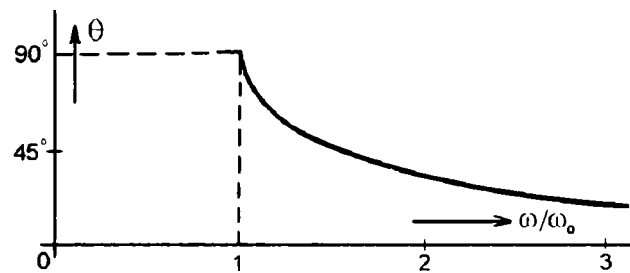


Fig. 9.18. Unghiul de închidere a supapei de comandă (calculat)

Pentru  $\theta = 0$  rezultă cuplul mediu pentru pompa ideală  $\bar{M}_{id}$ . Combinând relațiile (9.66) și (9.67) se obțin următoarele relații:

$$\frac{\bar{M}}{\bar{M}_{id}} = 1/2 \left[ 1 + \sqrt{1 - \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2} \right] \text{ pentru } \omega \geq \omega_0 \quad (9.68)$$

și  $\bar{M} = 0$  pentru  $\omega < \omega_0$

Aceste relații reprezintă caracteristica de cuplu modificată a pompei (fig. 9.18)

Randamentul volumic este egal cu  $\frac{\bar{M}}{\bar{M}_{id}}$  deoarece viteza și cuplul, ambele sunt

sinusoidale.

Curba de variație a randamentului volumic este reprezentată în figura 9.19.

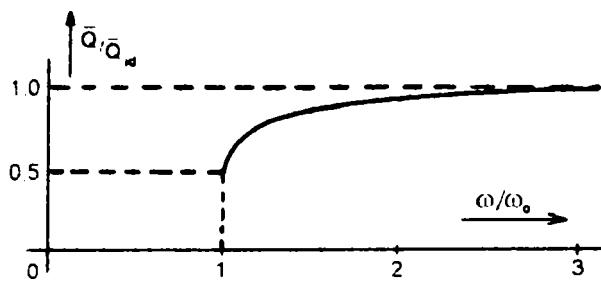


Fig. 9.19. Randamentul volumic (calculat)

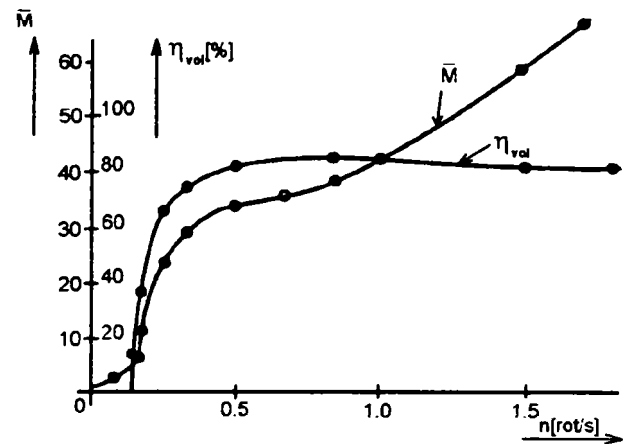


Fig. 9.20. Momentul mediu și randamentul volumic (măsurate)

S-a presupus că pierderile hidrodinamice în supapă sunt neglijabile și că închiderea supapei este determinată numai de viteza instantanee a pistonului. În realitate situația este foarte complexă deoarece forțele de inerție (a supapei și a fluidului) influențează considerabil mișcarea supapei.

Rezultatul măsurătorilor arată că momentul de demarare scade brusc la vitezele mici ale pistonului, dar nu ajunge la zero datorită pierderilor hidraulice și frecării mecanice. Randamentul volumic ajunge să scadă la zero sub o anumită turație ( $n=0,15$  rot/s) când pomparea încetează. La valori mari  $\omega$  acest randament nu depășește 85% (fig. 9.20).

Aceasta este parțial explicabil prin unghiul de închidere a supapei de comandă, care nu mai scade la viteze mai mari ale pompei (fig. 9.21).

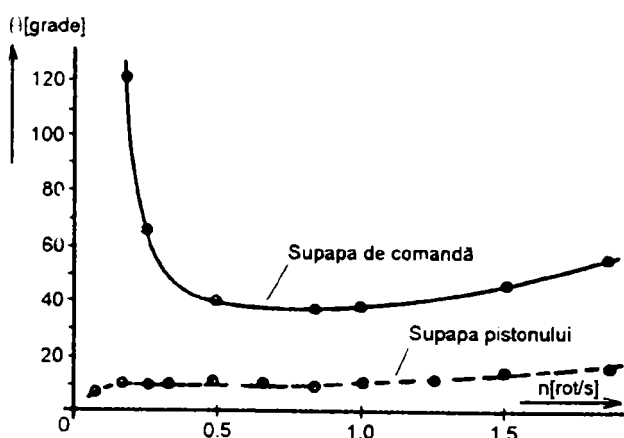
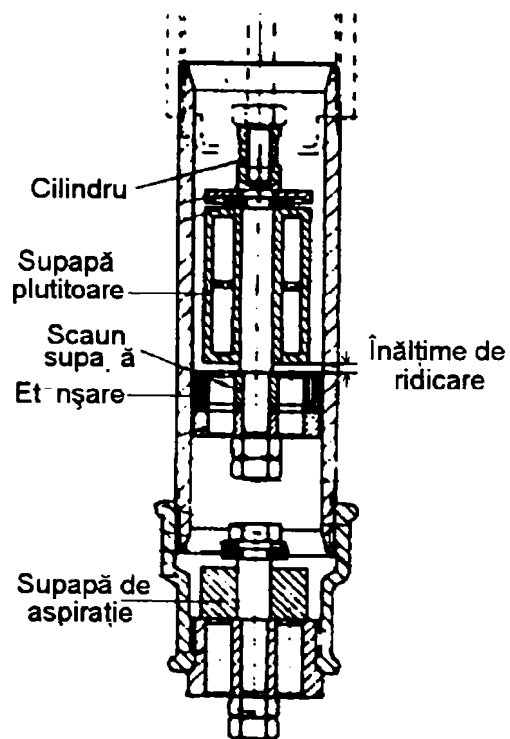


Fig. 9.21. Unghiul de închidere a supapei de comandă și a supapei pistonului (măsurate)

Fig. 9.22. Pompa CWD 49 DMW; pompă cu piston cu supapă plutitoare,  $D_p=49$ mm.

La aceste viteze forțele de inerție datorită accelerației pistonului au ca efect împingerea supapei în jos, acționând contrar forțelor hidrodinamice. Din această cauză, peste o anumită turație unghiul de închidere tinde să crească. În continuare sunt necesare studii de optimizare a soluției constructive pentru a reduce efectul forțelor de inerție.

O comportare mai bună prezintă soluția constructivă cu supapă plutitoare [103] reprezentată în figura 9.22.

Densitatea medie a supapei de refulare din piston este mult mai mică decât a apei asigurându-se astfel plutirea.

La turații mici supapa plutitoare rămâne deschisă și pompa nu necesită cuplu de antrenare. La o anumită viteză  $V_0$  a pistonului forța de rezistență hidrodinamică asupra supapei devine suficient de mare pentru a echilibra forța ascensională de plutire, deci supapa se închide.

Viteza de rotație la care supapa se închide prima dată este viteza critică

$$\omega_0 = V_0 l / 2s$$

La această viteză de rotație supapa se închide la  $90^\circ$  față de punctul mort inferior al pompei. La viteze de rotație mai mari, supapa se închide mai devreme și în cele din urmă se apropie de comportarea unei supape normale (vezi fig. 9.23).

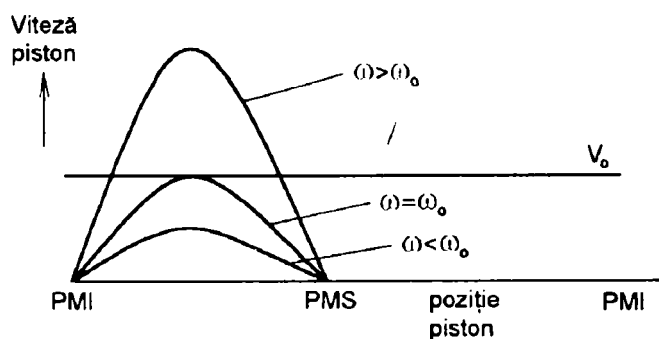


Fig. 9.23. Principiul supapei plutitoare

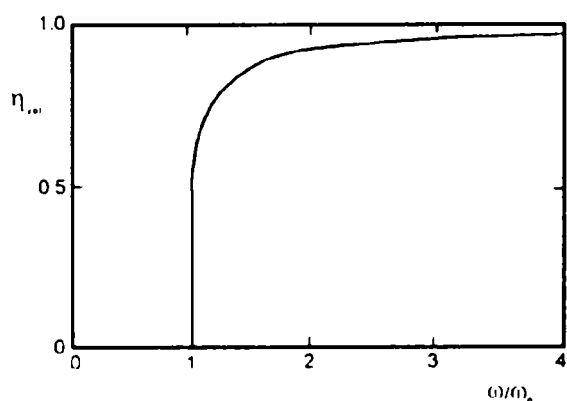


Fig. 9.24. Randamentul volumic al supapei plutitoare

Randamentul volumic al pompei cu supapă plutitoare se exprimă prin următoarea expresie:

$$\eta_{vol} = 1/2 \left( 1 + \sqrt{1 - \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2} \right) \text{ pentru } \omega > \omega_0 \quad (9.69)$$

$$\eta_{vol} = 0 \quad \text{pentru } \omega < \omega_0$$

Această variație a randamentului volumic este reprezentată în figura 9.24.

Caracteristica cuplu-turație a pompei cu supapă plutitoare este diferită de caracteristica pompei normale. ( fig. 9.25.).

Punctul de calcul  $A$  la care pompa începe să pompeze poate fi ales printr-o proiectare corespunzătoare a supapei în așa fel încât caracteristicile pompei și a rotorului eolian să se potrivească în mod rezonabil.

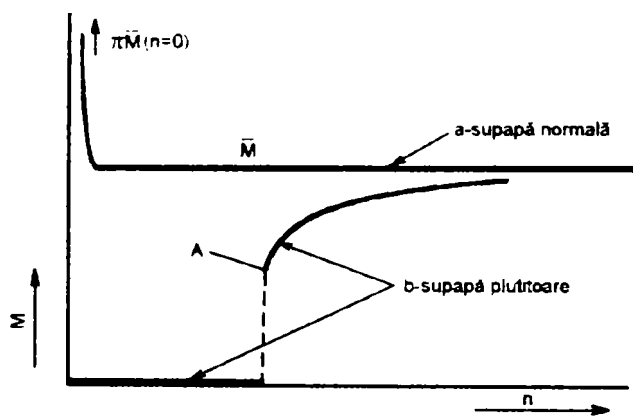


Fig. 9.25. Caracteristica cuplu - turație a pompei cu piston  
a) cu supapă normală;  
b) cu supapă plutitoare

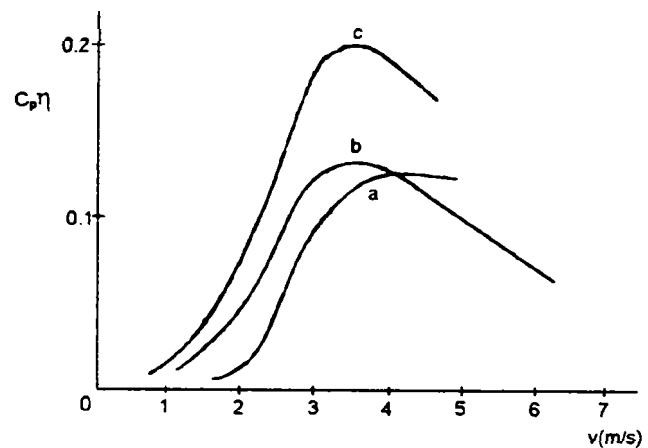


Fig. 9.26. Măsurătorile  $C_p \eta = f(V_\infty)$   
a) pompă normală  
b) cu orificiu de scurgere  
c) cu supapă plutitoare

Rezultatele testărilor în amplasament arată superioritatea pompei cu supapă plutitoare. (fig. 9.26.)

Supapa plutitoare asigură demararea pompei la viteze mici ale vântului și o creștere a eficienței  $C_p \eta$  cu 60%, față de pompa normală. Aceste efecte conduc la reducerea costului apei pompate.

## 9.3. OPTIMIZAREA POMPEI PENTRU UNIFORMIZAREA MOMENTULUI

### 9.3.1. POMPĂ CU PISTON CU AMORTIZOR PNEUMATIC

#### 9.3.1.1. Generalități

Forțele ce acționează pe piston la momentele când supapele se închid, depind de masa de apă de deasupra și de sub supape. Instalarea unor camere de aer lângă supape atenuează influența întregii mase de apă din spatele camerelor de aer și poate reduce forțele care acționează asupra pistonului, pieselor în mișcare, tijei și lagărelor. Masa coloanei de apă împreună cu camera de aer acționează ca un sistem resort - masă. Pot apărea și fenomene de rezonanță care măresc forțele.

#### 9.3.1.2. Frecvența de rezonanță

Frecvența de rezonanță a camerei de aer ideale (fără amortizare) poate fi calculată întrucât cunoaștem că frecvența de rezonanță unghiulară  $\omega_0$  a unui sistem cu o masă  $m$  și o constantă de elasticitate  $k$ , este dată de:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{rad/s}] \quad (9.70.)$$

Masa implicată în oscilații este masa coloanei de apă de sub camera de aer (fig. 9.27.).

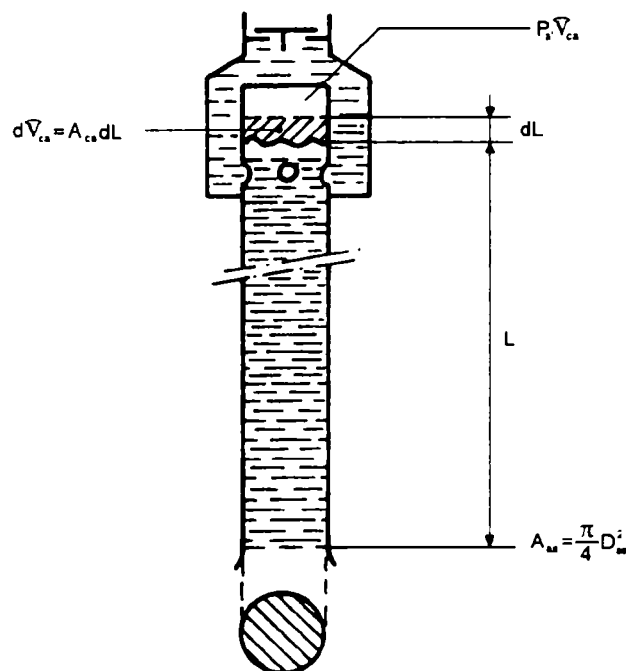


Fig. 9.27. Reprezentarea schematică pentru camera de aer de aspirație la o pompă cu piston cu mișcare alternativă

Pentru camera de aer de refulare se consideră masa coloanei de apă de deasupra camerei de aer. Se presupune aria camerei de aer egală cu aria conductei de aspirație,  $A_{ca} = A_{as}$  (fig. 9.27.)

$$m = \rho_w A_{as} L \quad [\text{kg}] \quad (9.71.)$$

Pentru constanta de elasticitate se face următorul raționament: deplasarea nivelului apei  $dL$  în camera de aer, determină o variație de volum  $-d\bar{V}_{ca}$  în volumul aerului din camera de aer având ca rezultat o modificare de presiune  $dp_{ca}$  a presiunii  $p_{ca}$  din camera de aer. Variația volumului este:

$$-d\bar{V}_{ca} = A_{as} dL \quad (9.72.)$$

Variația de presiune cauzează forța  $dF$  a aerului asupra apei:

$$dF = A_{as} dp_{ca} \quad (9.73.)$$

Constanta de elasticitate este definită prin raportul  $dF/dL$ :

$$k = \frac{dF}{dL} = \frac{-A_{as} dp_{ca}}{d\bar{V}_{ca} / A_{as}} = -A_{as}^2 \frac{dp_{ca}}{d\bar{V}_{ca}} \quad (9.74.)$$

Substituind (9.74) și (9.71) în (9.70), rezultă frecvența de rezonanță unghiulară:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{-A_{as}^2 \frac{dp_{ca}}{d\bar{V}_{ca}}}{\rho_h A_{as} L}} = \sqrt{\frac{-A_{as} \frac{dp_{ca}}{d\bar{V}_{ca}}}{\rho_h L}} \quad (9.75.)$$

Derivata  $dp_{ca} / d\bar{V}_{ca}$  se determină cu legea gazelor Boyle - Gay Lussac pentru gaze ideale:

$$p\bar{V}^\gamma \quad (9.76.)$$

Exponentul  $\gamma=1$  pentru procese izotermice și  $\gamma=1,4$  pentru procese adiabatice.

Compresia și destinderea aerului din camera de aer are loc atât de rapid încât poate fi considerată ca un proces adiabetic, deci  $\gamma=1,4$ .

Prin derivata totală a legii gazelor (9.76.) se găsește:

$$p\gamma\bar{V}^{\gamma-1} d\bar{V} + \bar{V}^\gamma dp = 0 \quad (9.77.)$$

și astfel:

$$\frac{dp}{d\bar{V}} = -\gamma \frac{p}{\bar{V}} \quad (9.78.)$$

Înlocuind în (9.75.) ,frecvența de rezonanță unghiulară [300]:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\gamma A_{as} p_{ca}}{\rho_h \bar{V}_{ca} L}} \quad (9.79.)$$

### Exemplu:

$$A_{as}=0,004 \text{ m}^2$$

$$p_{ca}=2 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\bar{V}_{ca}=0,011 \text{ m}^3$$

$$L=15 \text{ m}$$

$$\gamma=1,4$$

$$\rho_h=1000 \text{ kg/m}^3$$

Rezultă  $\omega_0=2,6 \text{ rot/s}$  (sau  $0,41 \text{ Hz}$ )

Până aici s-a presupus că ariile conductei de aspirație și a camerei de aer sunt

egale. În cazul în care diametrele diferă, formula de calcul se modifică așa cum se arată în [104] (fig. 9.28 )

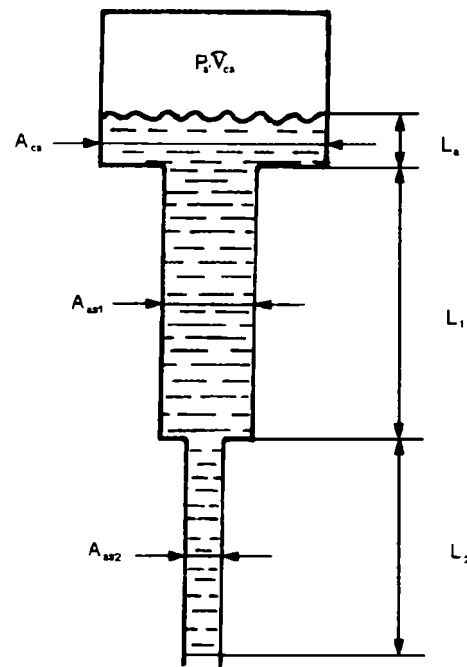


Fig. 9.28. Camera de aer conectată la o conductă cu diametre diferite

Dacă se presupune că rețeaua conductelor este alcătuită dintr-o serie de conducte, fiecare cu lungimea  $L_1, L_2, L_3, \text{ etc.}$  și respectiv ariile  $A_{as1}, A_{as2}, A_{as3}, \text{ etc.}$ , atunci rezultă:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\mathcal{P}_{ca}}{\rho_h \bar{V}_{ca} \left( \frac{L_{ca}}{A_{ca}} + \frac{L_1}{A_{as1}} + \frac{L_2}{A_{as2}} + \dots \right)}} \quad (9.80.)$$

Utilizarea practică a calculului de rezonanță constă în calcularea volumului minim al camerei de aer pentru a asigura ca frecvența de rezonanță să rămână sub frecvența normală de funcționare. În acest caz, camera de aer intră în rezonanță în timpul unei sau două curse pentru a ajunge la viteza de funcționare. Aceasta este relativ nepericuloasă.

Se alege de obicei frecvența de rezonanță de 1,5 ori mai mică decât frecvența de funcționare a pompei.

Amplitudinea unui oscilator ideal se reduce brusc deasupra frecvenței sale de rezonanță și la 1,5 ori frecvența de rezonanță, amplitudinea devine mai mică decât amplitudinea forței oscilatorii ce acționează oscilatoriu.

### 9.3.1.3. Variația volumului

Se presupune că o cameră de aer ideală este cuplată la o pompă cu piston cu simplu efect. Ideal, în acest caz înseamnă că debitul de la ieșire este perfect constant (fig. 9.29.).

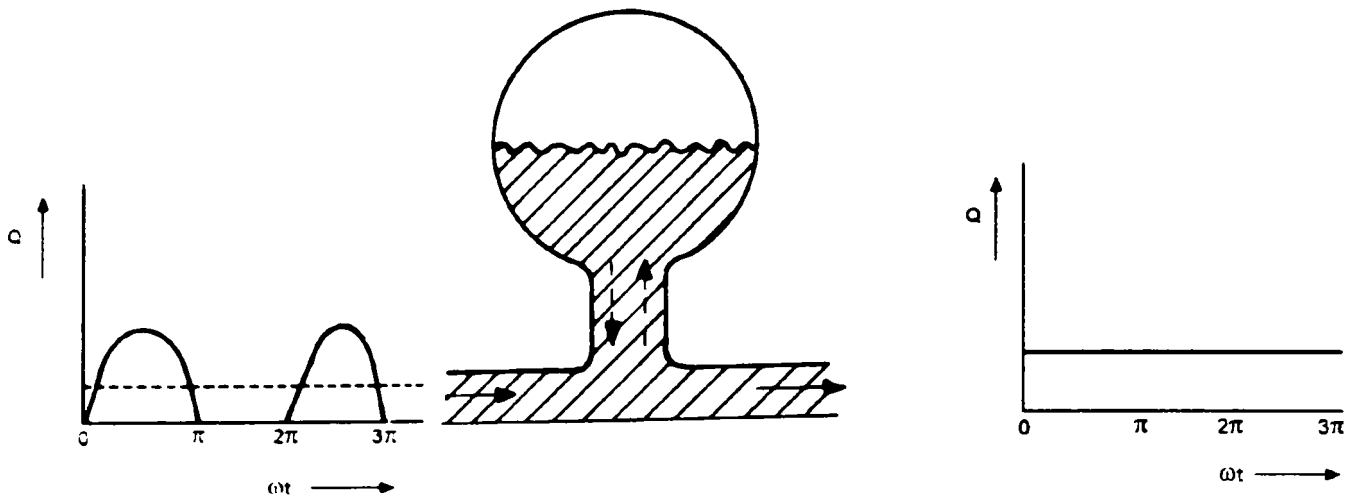


Fig. 9.29. Debitul de la intrarea și de la ieșirea unei camere de aer ideale cuplată la o pompă cu piston cu simplu efect

Debitul de intrare:

$$\left. \begin{aligned} Q_m &= A_p \omega \frac{1}{2} s \sin \omega t \dots (m^3 / s) \dots 0 < \omega t < \pi \\ Q_m &= 0 \dots \dots \dots \pi < \omega t < 2\pi \end{aligned} \right\} \quad (9.81)$$

debitul de ieșire considerându-se constant, fiind egal cu media debitului de intrare:

$$Q_{ies} = A_p \omega \frac{1}{2} s \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin \omega t \cdot d\omega t$$

de unde rezultă:

$$Q_{ies} = A_p \omega \frac{s}{2\pi} \quad (9.82)$$

Comparând (9.82) cu (9.81) se constată că numai la  $\sin \omega t = 1/\pi$ ,  $Q_{in} = Q_{ies}$ , în celelalte cazuri  $Q_{in} \neq Q_{ies}$ , în care caz camera de aer absoarbe și cedează apă.

Unghiurile corespunzătoare celor două momente:

$$\begin{aligned} \omega t &= \arcsin \frac{1}{\pi} & \omega t_1 &= 0,324 \text{ rad sau } 18,5^\circ \\ & & \omega t_2 &= 2,818 \text{ rad sau } 161,44^\circ \end{aligned} \quad (9.83)$$

La  $t_1$  volumul camerei de aer este minim și la  $t_2$  volumul este maxim. Variația de volum se calculează integrând  $(q_{in} - q_{ies})$  în funcție de  $t$  (fig. 9.30).

Pentru  $0 < \omega t < \pi$  vom avea:

$$\int (Q_{in} - Q_{ies}) dt = A_p \frac{1}{2} s \int \left( \sin \omega t - \frac{1}{\pi} \right) d\omega t = A_p \frac{1}{2} s \left( -\cos \omega t - \frac{\omega t}{\pi} + const. \right)$$



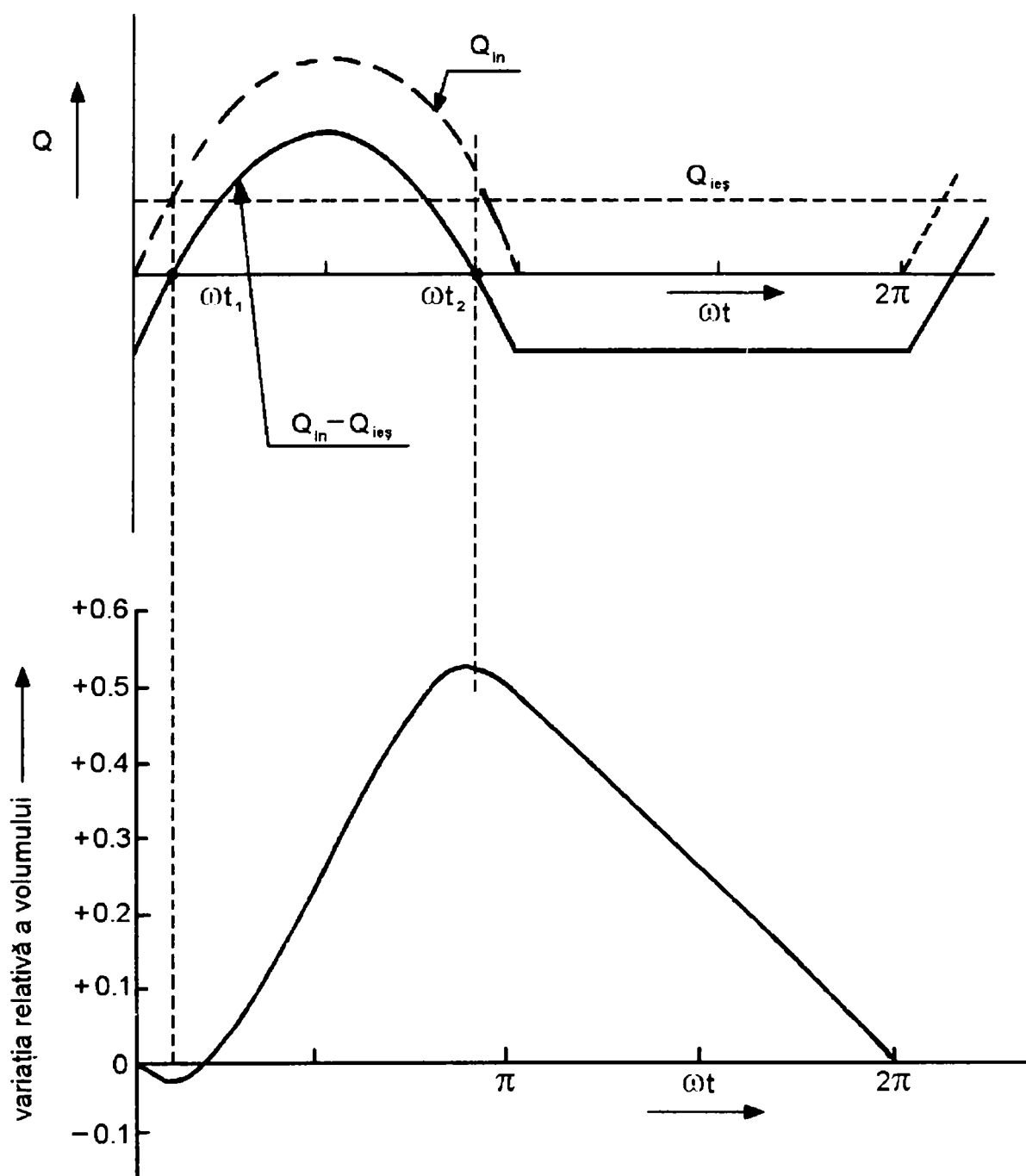


Fig. 9.30. Determinarea variațiilor de volum ale camerei de aer ideale, adică pentru debit de ieșire constant

Condiția limită la volum zero la  $\omega t = 0$ , conduce la :

$$\int (Q_{in} - Q_{ies}) dt = A_p \frac{1}{2} s \left( 1 - \cos \omega t - \frac{\omega t}{\pi} \right) \quad (9.84)$$

Pentru  $\pi < \omega t < 2\pi$  vom avea:

$$\int (Q_{in} - Q_{ies}) dt = A_p \frac{1}{2} s \left( 2 - \frac{\omega t}{\pi} \right) \quad (9.85)$$

Cele două părți ale funcției sunt prezentate în graficul din fig. 9.30, partea de jos.

Volumul cursei este  $\bar{v}_s = A_p \cdot s$ . Diferența dintre volumul maxim și minim cu relațiile (9.83) și (9.84) devine:

$$\bar{V}_{\max} - \bar{V}_{\min} = \frac{1}{2} \bar{v}_s \left( 1 - \cos \omega t_2 - \frac{\omega t_2}{\pi} - 1 + \cos \omega t_1 + \frac{\omega t_1}{\pi} \right) \quad (9.86)$$

$$\bar{V}_{\max} - \bar{V}_{\min} = 0.551 \bar{v}_s$$

### 9.3.1.4. Analogia cu sisteme masă - resort amortizate

Comportamentul general al sistemului amortizat masă - resort acționat de o forță exterioară sinusoidală este descris printr-o ecuație diferențială de gradul doi binecunoscută.

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (9.87)$$

sau:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\beta\omega_0 \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t \quad (9.88)$$

în care:

- m - masa
- c - coeficient de amortizare
- k - constanta de elasticitate a arcului
- $\omega$  - viteza unghiulară exterioară
- $F_0$  - amplitudinea forței exterioare
- $\omega_0 = (k/m)^{1/2}$  - viteza unghiulară de rezonanță
- $\beta = c/2m\omega_0$  - coeficientul de amortizare

Soluția ecuației (9.87) este dată în mai multe cărți și constă într-un răspuns staționar și unul tranzitoriu, ultimul cu o amplitudine care scade în timp.

$$x(t) = \frac{F_0}{\sqrt{m^2(\omega_0 + \omega)^2 + c^2\omega^2}} \cos \left( \omega t - \arctan \frac{c\omega}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} \right) +$$

$$+ A e^{-\frac{c}{2m}t} \cos \left\{ \left[ \omega_0 \sqrt{\left( 1 - \frac{c^2}{4m^2\omega_0^2} \right)} t \right] - \psi \right\} \quad (9.89)$$

$A$  și  $\psi$  depind de condițiile inițiale. Coeficientul de amortizare adimensional  $\beta$  simplifică relația (9.89) în:

$$x(t) = \frac{\frac{F_0}{m\omega_0^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4\beta^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} \cos\left(\omega t - \arctan \frac{2\beta \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}\right) + A e^{-\beta\omega_0 t} \cos\left\{\left[\omega_0 \sqrt{(1 - \beta^2)}t\right] - \psi\right\} \quad (9.90)$$

Amplitudinea maximă a răspunsului staționar atinsă la viteza unghiulară de rezonanță  $\omega_r$  este:

$$\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - 2\beta^2} \quad (9.91)$$

Variația amplitudinii relative ( $F_0 / m\omega_0^2$ ) și a fazei răspunsului necesar este reprezentată în fig. 9.31.

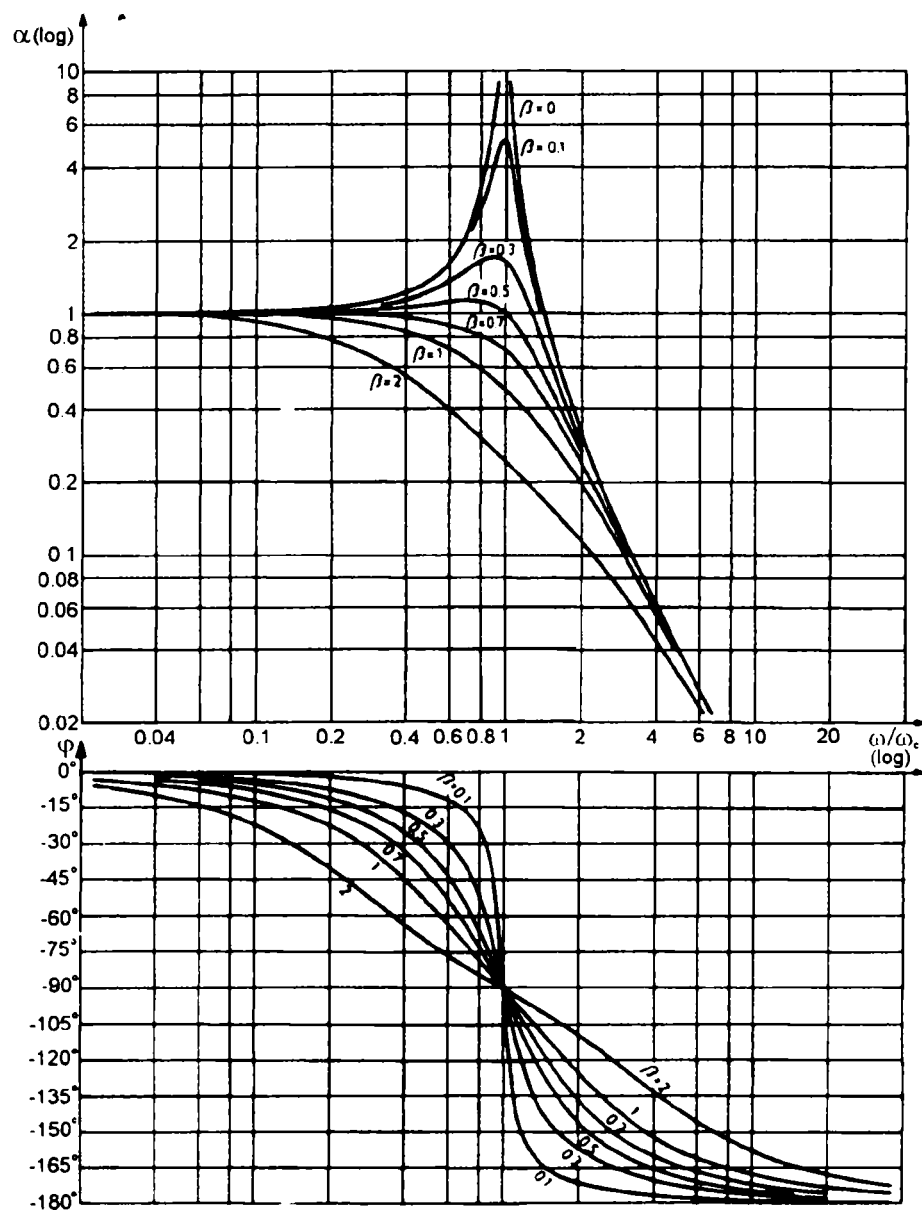


Fig. 9.31 Amplitudinea relativă (sus) și faza (jos) a răspunsului staționar al sistemului masă - resort acționat de o forță exterioară sinusoidală

Pentru  $\omega/\omega_0 > 1.5$  amplitudinea relativă este totdeauna sub 1, indiferent de valoarea coeficientului de amortizare  $\beta$ .

### 9.3.1.5. Comportamentul dinamic al camerei de aer

Comportamentul dinamic al unui fluid într-o conductă este determinat de trei factori: presiunea statică, pierderile prin frecare și forțele de accelerație. Pentru o conductă (fig. 9.32.) se poate scrie relația:

$$p_1 - p_2 = \rho g H + f \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho L \frac{dV}{dt} \quad (9.92)$$

$\rho g H \dots \dots \dots \rightarrow$  presiunea...statica

$f \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho V^2 \dots \rightarrow$  frecarea

$\rho L \frac{dV}{dt} \dots \dots \rightarrow$  accelerația

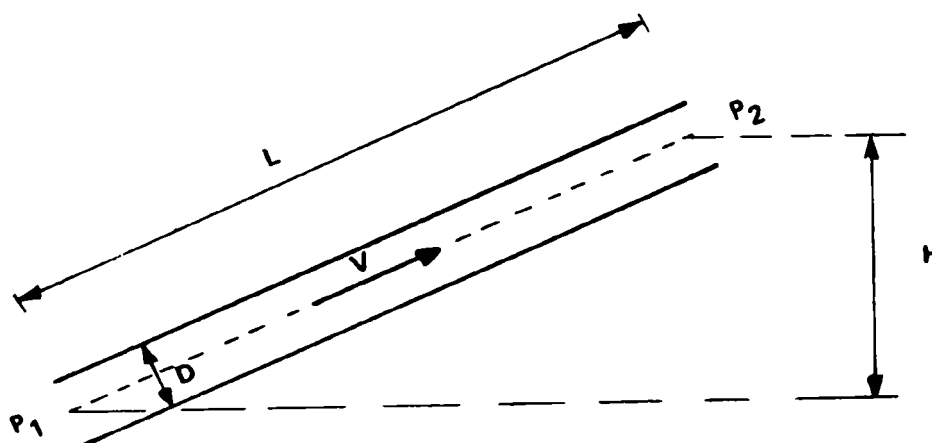


Fig. 9.32. Debitul nestaționar într-o conductă  $D = \text{const}$ .

Dacă se consideră această conductă ca fiind conducta de refulare a pompei cu piston cu o cameră de aer, atunci se ajunge la situația din fig. 9.33.

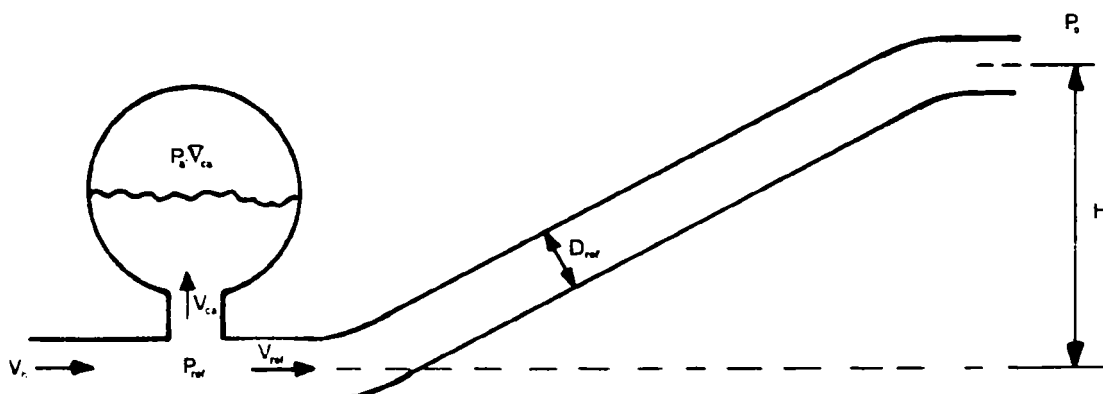


Fig. 9.33. Schema camerei de aer cu presiune și conducta de refulare la o pompă cu piston

Debitul de intrare  $Q_h$  intră în sistem cu viteza  $V_h$  și este distribuit între camera de aer și conducta de refulare astfel încât se respectă conservarea masei:

$$Q_h = Q_{ca} + Q_{ref} \quad (9.93)$$

Pentru camera de aer, debitul de intrare este egal cu scăderea în volum pe unitatea de timp:

$$Q_{intr} = -\frac{d\bar{V}_{ca}}{dt} = \frac{\bar{V}_{ca}}{\gamma p_{ca}} \frac{dp_{ca}}{dt} \quad (9.94)$$

Reamintind relația (9.87) în limitele  $Q_{ref}$  se obține:

$$p_{ref} - p_0 = \rho g H + f \frac{L_{ref}}{D_{ref}} \frac{1}{2} \rho \frac{Q_{ref}^2}{A_{ref}^2} + \rho \frac{L_{ref}}{A_{ref}} \frac{dQ_{ref}}{dt} \quad (9.95)$$

Pentru simplificare se neglijează: căderea de presiune, pierderile prin frecare și pierderea accelerației în camera de aer și conductă:

$$p_{intr} = p_{ref} \quad (9.96)$$

Înlocuind relațiile (9.94), (9.95) și (9.96) în (9.93) se va obține:

$$Q_h = \frac{\bar{V}_{ca}}{\gamma p_{ca}} \left\{ f \frac{L_{ref}}{D_{ref}} \frac{1}{2} \rho \frac{1}{A_{ref}^2} 2Q_{ref} \frac{dQ_{ref}}{dt} + \rho \frac{L_{ref}}{A_{ref}} \frac{d^2 Q_{ref}}{dt^2} \right\} + Q_{ref} \quad (9.97)$$

sau prin ordonare:

$$\frac{d^2 Q_{ref}}{dt^2} + \frac{f}{D_{ref} A_{ref}} Q_{ref} \frac{dQ_{ref}}{dt} + \frac{\gamma A_{ref} p_{intr}}{\rho L_{ref} \bar{V}_{ca}} Q_{ref} = \frac{\gamma A_{ref} p_{intr}}{\rho L_{ref} \bar{V}_{ca}} Q_h \quad (9.98)$$

În termenii 3 și 4 se recunoaște frecvența de rezonanță:

$$\omega_0^2 = \frac{\gamma A_{ref} p_{intr}}{\rho L_{ref} \bar{V}_{ca}}$$

Relația (9.98) devine:

$$\frac{d^2 Q_{ref}}{dt^2} + \frac{f}{D_{ref} A_{ref}} Q_{ref} \frac{dQ_{ref}}{dt} + \omega_0^2 Q_{ref} = \omega_0^2 Q_h \quad (9.99)$$

Se transformă această ecuație diferențială neliniară într-o ecuație adimensională. Din relația (7.5) debitul mediu este:

$$Q = \frac{\omega}{2\pi} \bar{V}_s$$

așa că se poate introduce un debit adimensional  $\Phi$  cu:

$$\Phi = Q \frac{2\pi}{\omega_0 \bar{V}_s} \quad (9.100)$$

Timpu adimensional corespunzător:

$$T = \omega_0 t \quad (9.101)$$

Ecuația diferențială rezultantă:

$$\frac{d^2 \Phi_{ref}}{dT^2} + \frac{\bar{v}_s}{D_{ref} A_{ref} 2\pi} \Phi \frac{d\Phi_{ref}}{dT} + \Phi_{ref} = \Phi_h \quad (9.102)$$

Se găsește un fel de "coeficient de amortizare":

$$\frac{\bar{v}_s \Phi_{ref}}{D_{ref} A_{ref} 2\pi} = \frac{\bar{v}_s \Phi_{ref}}{\frac{1}{2} \pi^2 D_{ref}^3} \quad (9.103)$$

Coeficientul de amortizare oferă o estimare aproximativă pentru a vedea dacă amortizarea va fi suficient de mare pentru a reduce sau nu frecvența de rezonanță.

Reluând exemplul de la figura 7.15 cu  $D_{ref} = 0,071$  m, adoptând un coeficient de frecare  $f = 0,03$ , dacă această pompă este cuplată cu pompa SWD<sub>1</sub> "Tunisia" cu volul mul cursei de  $\bar{v}_s = 0,00125$  m<sup>3</sup>, se găsește rezonanța cu  $\Phi_{ref} \cong 1$ , coeficientul de amortizare  $\cong 0,02$ .

Sistemul se comportă aproape ca un sistem neamortizat care va fluctua periculos când va funcționa în zona rezonanței.

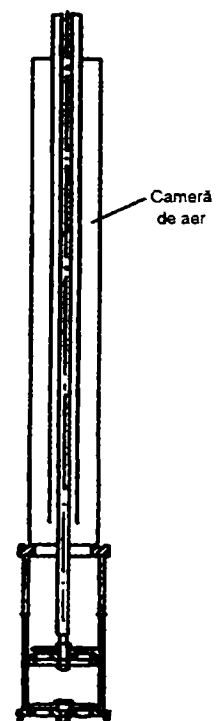
Funcționarea sigură apare la frecvențe de rotație mai mari decât  $1,5\omega_0$ , ca în capitolul 9.3.1.4., frecvența de rezonanță  $\omega_r$  fiind cu puțin mai mica decât  $\omega_0$  din cauza valorii mici a amortizării (rel. 9.91)

### 9.3.1.6. Soluții constructive de camere de aer

Camerele de aer (acumulatoarele hidropneumatice) se utilizează numai la pompele cu simplu efect și trebuie amplasate cât mai aproape de pompă din cauza forțelor de inerție a coloanei de apă. Amplasarea camerelor de aer este destul de dificilă în cazul puțurilor forate, din cauza spațiului disponibil redus.

În cazul pompelor imersate nu este necesar să se monteze camere de aer pe conducta de aspirație. O astfel de soluție este reprezentată în fig. 9.34., pentru o pompă imersată cu piston neextractabil.

Fig. 9.34. Pompă de adâncime cu amortizor hidropneumatic pe conducta de refulare; pistonul nu este extractabil



Un exemplu de realizare este prezentat în fig. 9.35, pentru o pompă de suprafață sau semiimersată [107] cu piston extractabil.

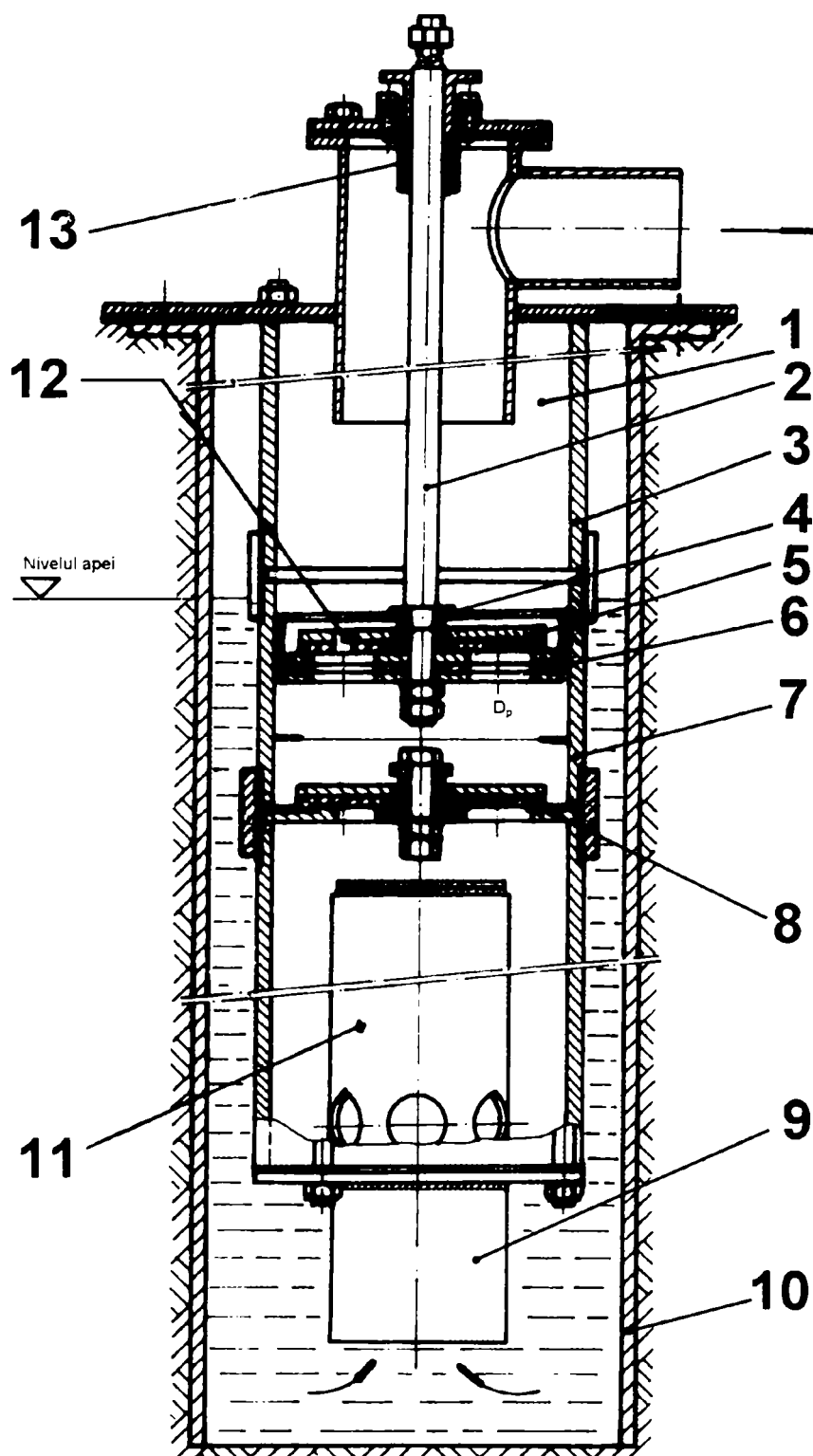


Fig. 9.35. Pompă cu piston dezvoltată de CWD cu orificiu de scurgere și două camere de aer  
 1 - amortizor pneumatic de refulare; 2 - tijă de acționare; 3 - țevă de refulare; 4 - piston,  
 5 - supapă de refulare; 6 - garnitură; 7 - cilindru; 8 - supapă de refulare; 9 - sorb,  
 10 - coloană de exploatare; 11 - amortizor pneumatic de aspirație,  
 12 - orificiu de scurgere; 13 - presetupă de etanșare.

La înălțimi de pompare mai mari de 10 m există pericolul pierderii aerului din camera de aer de refulare, după o funcționare mai îndelungată, din cauza dizolvării aerului în apă. Pentru separarea aerului de apă se utilizează camere de aer etanșe cu membrană - burduf. Soluția constructivă este reprezentată în fig. 9.36.

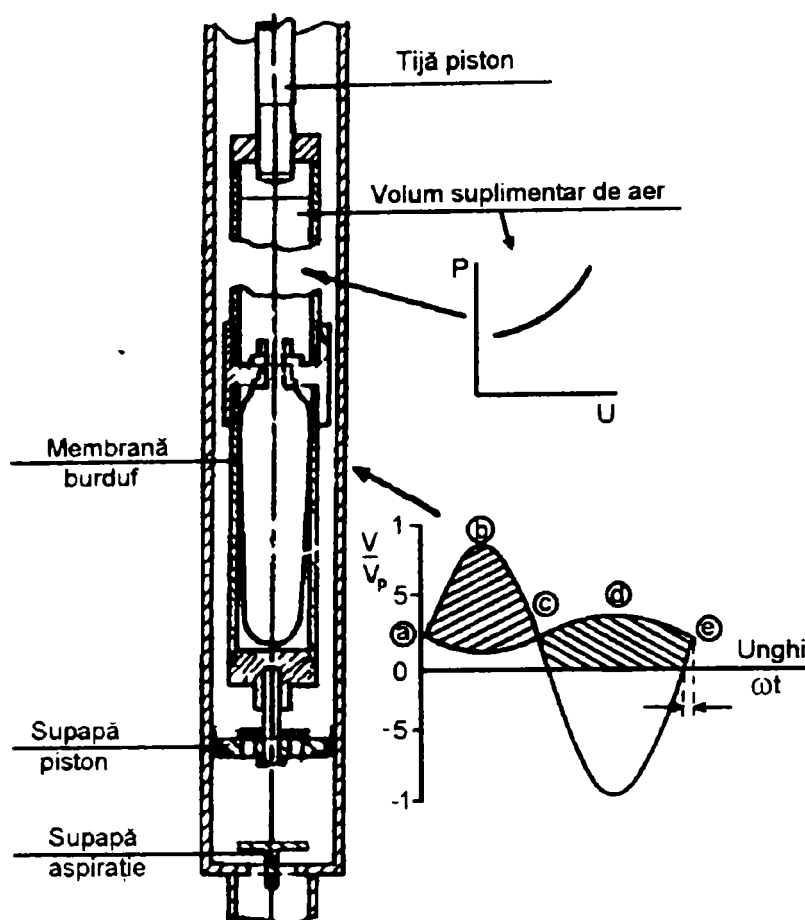


Fig. 9.36. Pompă de adâncime cu amortizor hidropneumatic pe refulare cu membrană burduf și piston extractabil

Pentru eliminarea fenomenului de rezonanță la funcționarea la turație variabilă, se recomandă ca volumul burdufului să fie 55% din cilindree, iar volumul suplimentar să fie de 5 - 6 ori cilindreea [106].

### 9.3.2. POMPĂ CU PISTON CU DUBLU EFECT

Gradul de neuniformitate al momentului la pompa cu piston cu dublu efect este jumătate față de pompa cu simplu efect. Problema care trebuia rezolvată a fost realizarea pompei la un gabarit care să permită montarea acesteia într-un puț forat. Prima realizare a acestui tip de pompă datează de la sfârșitul secolului XVIII, de către Trevithick (fig. 9.37.). Varianta îmbunătățită a fost brevetată de Perkin la începutul secolului XIX. (fig. 9.38.). [107]. Această pompă este de fapt o pompă diferențială la care aspirația se face ca la pompa cu simplu efect iar refularea este cu dublu efect.

Acest tip de pompă a fost utilizat prima dată în 1977 la pompa eoliană MV2E Gaviotas, Columbia - America de Sud [108] din care s-au vândut peste 8 000 de bucăți până în anul 1991. [109 și 110].



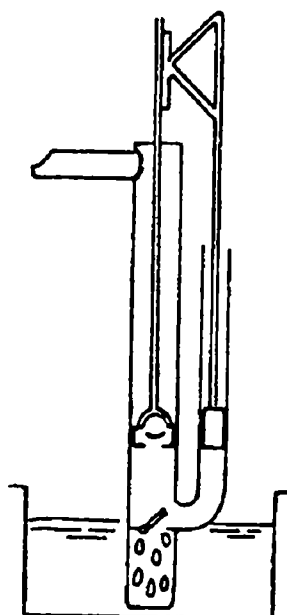
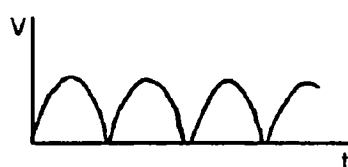


Fig. 9.37. Pompa Trevithick



$$\frac{d}{D} = \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{A}} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

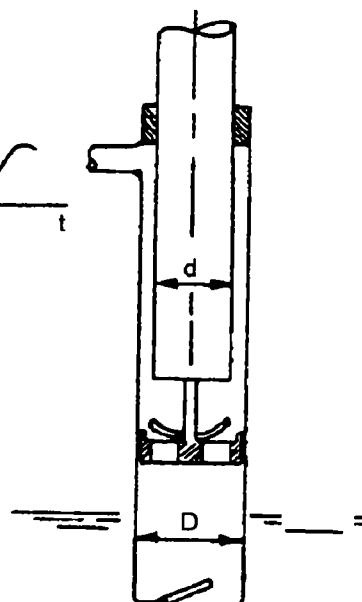


Fig.9.38.Pompa Perkin

Pentru micșorarea frecărilor s-a renunțat la presetupa de etanșare a tijei - plunjer prin prelungirea acesteia până deasupra nivelului rezervorului de acumulare a apei. Pentru echilibrarea greutateii tijei - plunjer aceasta este de formă tubulară și etanșă, astfel dimensionată încât la jumătatea cursei forța ascensională ( arhimedică) să fie :

$$F_a = F_p / 2 = 1/ 2\rho_h gHA_p + m_t g \quad (9.104)$$

### 9.3.2.1. Comparația între pompa cu simplu efect și cu dublu efect

#### a) Comparația productivităților

În general pentru antrenarea pompei se utilizează un rotor lent cu soliditate mare la care valoarea coeficientului de moment la pornire  $C_{mp}$  este destul de mare.

Viteza specifică scăzută este compensată de diametrul mic al rotorului care asigură o turație rezonabilă care să determine puterea pompei:

$$n = \frac{\lambda V_\infty}{\pi D} \quad (9.105.)$$

Performanțele unui asemenea rotor pot fi modelate rezonabil [111] dacă presupunem variația coeficientului de putere  $C_p$  în funcție de  $\lambda$  conform relație:

$$C_p = C_{p\max} \frac{\lambda}{\lambda_c} \left( 2 - \frac{\lambda}{\lambda_c} \right) \quad (9.106.)$$

Puterea la arborele rotorului eolian este exprimată prin relația:

$$P_{rot} = 1/2\rho l_x^3 AC_p \quad (9.107.)$$

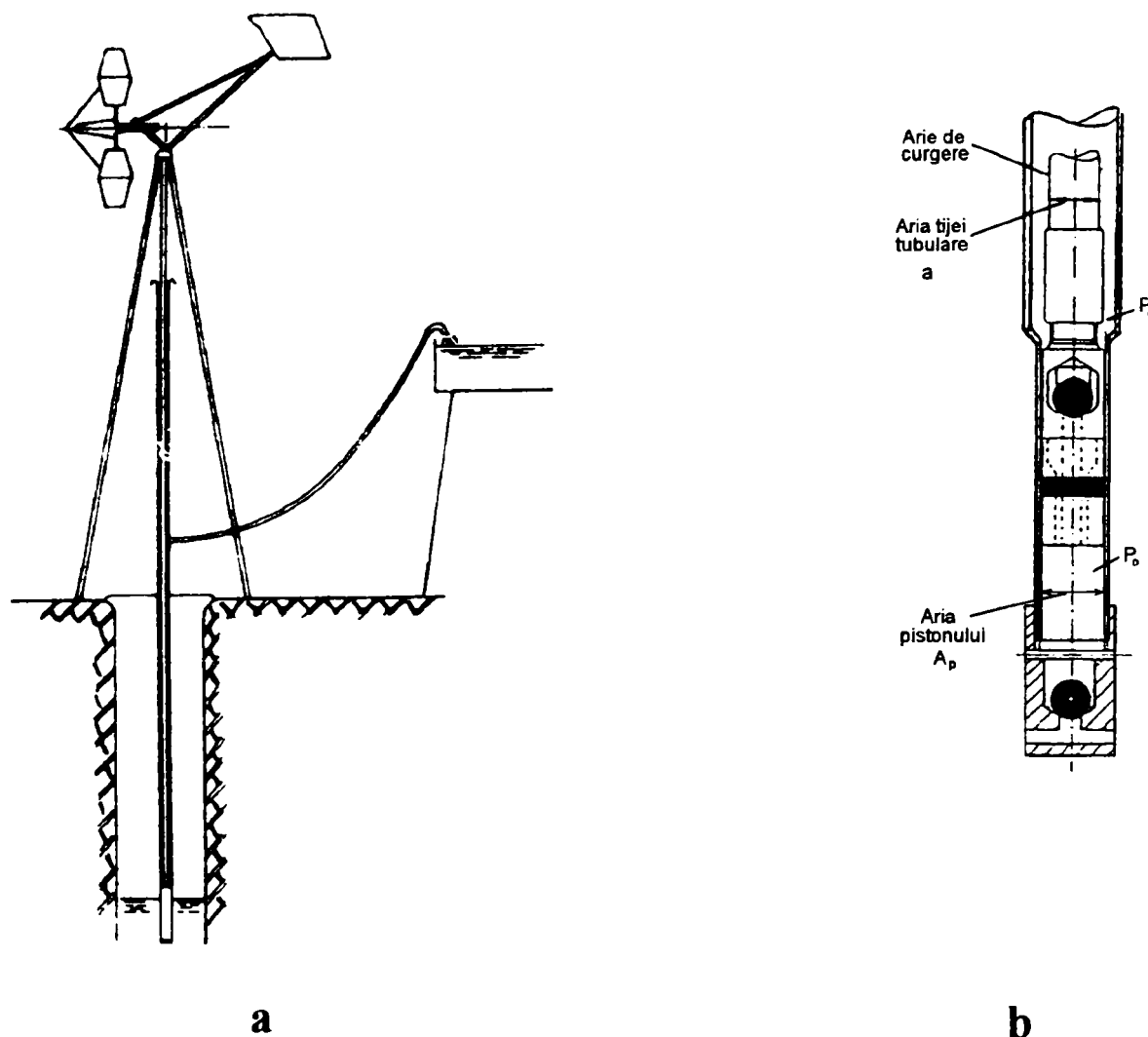


Fig. 9.39. Pompa eoliană Uniandes - Gaviotas cu rotor cu pale tip velă și pompă cu dublu efect  
 a) vedere generală  
 b) detaliu piston - tijă

Cuplul la arbore este proporțional cu  $V_{\infty}^2$  conform relației (8.33.)

$$M_{rot} = 1/2 \rho V_{\infty}^2 A C_m D / 2$$

în care coeficientul de moment  $C_m$  se exprimă în funcție de  $C_p$  și  $\lambda$  după relația:

$$\text{când } \lambda \neq 0, C_m = \frac{C_p}{\lambda} = \frac{C_{p\max}}{\lambda_c} \left( 2 - \frac{\lambda}{\lambda_c} \right) \quad (9.108.)$$

$$\text{când } \lambda = 0, C_{m\max} = \frac{dC_p}{d\lambda} = 2 \frac{C_{p\max}}{\lambda_c} \quad (9.108.)$$

Trebuie precizat că valoarea  $C_{m\max}$  pentru  $\lambda = 0$  este valabilă numai pentru turbinele lente.

În cazul rotoarelor multipale cu soliditate mare (18 - 24 pale) coeficientul de moment la pornire este identic cu coeficientul de moment maxim:

$$C_{mp} = C_{m\max} = 2 \frac{C_{p\max}}{\lambda_c} \quad (9.109.)$$

La rotoarele multipale cu soliditate mai mică (6 - 8 pale) coeficientul de moment

la pornire este mai redus (fig. 8.8.)

$$C_{mp} = K_m C_{m \max} = K \left( 2 \frac{C_{p \max}}{\lambda_c} \right) \quad (9.110)$$

Cuplul de pornire corespunzător vitezei vântului de pornire va fi:

$$M_p = 1/2 \rho V_p^2 A \frac{D}{2} \left( K_m 2 \frac{C_{p \max}}{\lambda_c} \right) \quad (9.111)$$

Presupunând că rotorul eolian are inerție suficientă pentru a uniformiza variațiile de turație în timpul funcționării puterea este:

$$P_{rot} = 1/2 \rho V_\infty^3 A C_p = \omega \bar{M}_p = 2\pi n \bar{M} \quad (9.112)$$

După cum s-a arătat la subpunctul 8.4.1. pe baza relațiilor (7.2) și (7.4) precum și în lucrarea [112] gradul de neuniformitate a cuplului este:

$$\delta = \frac{M}{\bar{M}_p} = \pi \quad \text{pentru pompa cu simplu efect} \quad (9.113)$$

$$\delta = \frac{M}{\bar{M}_p} = \frac{\pi}{2} \quad \text{pentru pompa cu dublu efect}$$

Dacă se ia în considerare încărcarea reală mecanică  $F_m$  datorită greutatei proprii a tije (pompa neechilibrată) și a forțelor de frecare care se opun deplasării în cazul pompei cu simplu efect cu aria pistonului  $A_p$  pompând la o înălțime  $H$  atunci gradul de neuniformitate este:

$$\frac{M_{p \max}}{\bar{M}_p} = \pi \left( 1 + \frac{F_m}{\rho_h g H A_p} \right) \quad (9.114)$$

Combinând relațiile 2.85 și 2.86 și înlocuind  $n$  și  $C_p$  în relațiile (9.104) și (9.105) rezultă:

$$\frac{\lambda}{\lambda_c} = 2 \left[ 1 - K_m \left( \frac{\bar{M}_p}{M_{p \max}} \right) \left( \frac{V_s}{V} \right)^2 \right] \quad (9.115)$$

Înlocuind în relația (9.106) și ținând cont de relația :

$$\frac{P_h}{P_{rot}} = C_p \eta \quad (9.116)$$

se obține relația:

$$\frac{P_h}{P_{rot}} = C_p \eta = 4 C_{p \max} \eta \left[ 1 - K_c \left( \frac{V_p}{V_x} \right)^2 \right] K_c \left( \frac{V_p}{V_x} \right)^2 \quad (9.117)$$

Comparația între performanțele pompei cu simplu efect și cu dublu efect se face pentru ambele cazuri în următoarele condiții

- antrenarea se face cu același rotor eolian ;
- înălțimea de pompare identică ;
- valoarea vitezei vântului de pornire  $V_p$  este identică.

Ultima condiție este îndeplinită dacă la pompa cu dublu efect, cu tija de acționare plutitoare (echilibrată), aria pistonului este :

$$(A_p)_{DE} = 2(A_p)_{SE} \left[ 1 + \frac{(F_m)_{SE}}{\rho_h g H (A_p)_{SE}} \right] \quad (9.118)$$

sau raza manivelei este :

$$(r)_{DE} = 2(r)_{SE} \left[ 1 + \frac{(F_m)_{SE}}{\rho_h g H (A_p)_{SE}} \right] \quad (9.119)$$

Raportul puterilor hidraulice dedus din relația (9.111) este :

$$\frac{(P_h)_{DE}}{(P_h)_{SE}} = \frac{(K_c)_{DE}}{(K_c)_{SE}} \frac{1 - (K_c)_{DE} \left( \frac{V_p}{V_\infty} \right)^2}{1 - (K_c)_{SE} \left( \frac{V_p}{V_\infty} \right)^2} \quad (9.120)$$

În lucrarea [113] sunt comparate performanțele pompei eoliene tip MV2E Gaviotas echipată cu pompă diferențială cu dublu efect cu performanțele pompei eoliene tip Gavilan echipată cu pompă cu simplu efect acționată prin cablu (fig. 9.40), având la bază rezultatele testelor din lucrarea [114].

Pompa eoliană Gavilan are următoarele caracteristici :

$s=40\text{mm}$ ;  $D_p=43,2$ ;  $F_m=105\text{ N}$  (forța arcului de reducere la jumătatea cursei).

Pen'ru rotorul eolian, în urma testărilor s-a găsit :  $K_m = C_{mp}/C_{mmax}=0,68$  [115].

Când rotorul antrenează pompa cu dublu efect :

$$K_c = K_m \left( \frac{\bar{M}_p}{M_{pmax}} \right) = \frac{K_m}{\delta} = 0,68 \frac{2}{\pi} = 0,43$$

Pentru pompa cu simplu efect pentru  $H=16\text{ m}$

$$K_c = K_m \frac{1}{\pi \left[ 1 + \frac{(F_m)_{SE}}{\rho_h g H (A_p)_{SE}} \right]} = 0,68 \frac{1}{\pi(1 + 0,456)} = 0,15$$

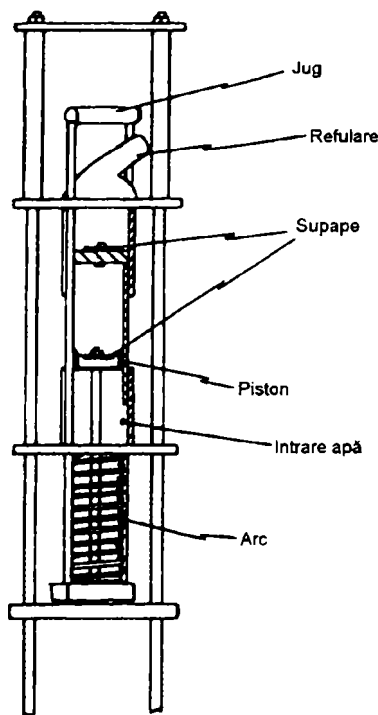


Fig. 9.40. Pompa Gavilan

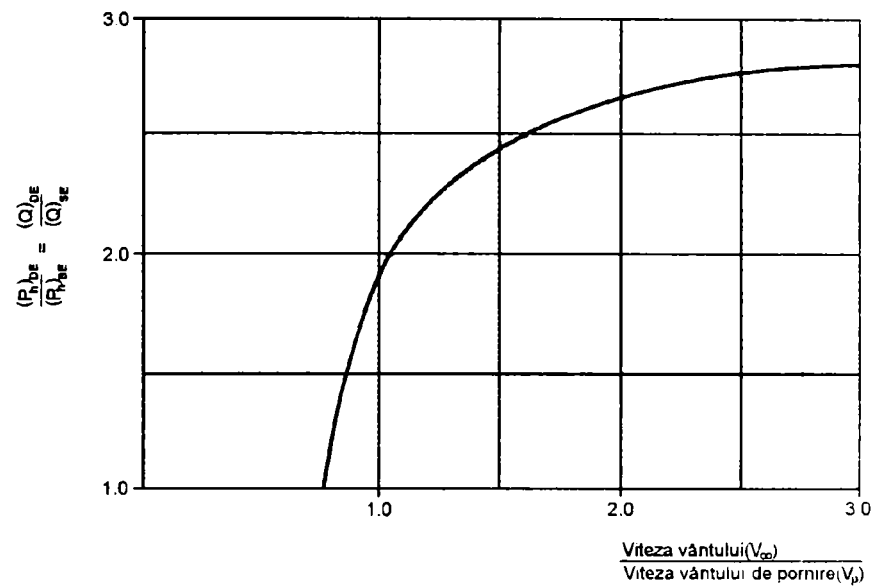


Fig. 9.41. Compararea productivității pompei cu dublu efect DE și simplu efect SE

Introducând aceste valori în relația (9.120) rezultă:

$$\frac{(P_h)_{DE}}{(P_h)_{SE}} = \frac{0,43}{0,15} \left[ \frac{1 - 0,43 \left( \frac{V_p}{V_{\infty}} \right)^2}{1 - 0,15 \left( \frac{V_p}{V_{\infty}} \right)^2} \right] \quad (9.121)$$

Această relație a fost trasată grafic în fig. 9.41 pentru compararea celor două tipuri de pompă pentru înălțimea de pompare de 16 m cuplate cu același rotor eolian și adaptate să pornească la aceeași viteză  $V_p$ . Se poate observa că pentru  $V_{\infty} / V_p \geq 1,6$  pompa cu dublu efect va pompa de 2,5 ori mai multă apă decât pompa cu simplu efect. Aceasta este un avantaj substanțial deoarece pompa eoliană cu dublu efect nu costă de 2,5 ori mai mult decât competitorul lui cu simplu efect.

### b) Comparația încărcărilor [116]

Figura 9.42 reprezintă o pompă convențională (cu simplu efect) cu piston neextractabil. Există și o variantă constructivă cu piston extractabil la care aria țevii de refulare este mai mare decât aria pistonului  $A_p$  aceasta permițând scoaterea pistonului și a supapei de aspirație fără demontarea țevii de refulare. Pentru o viteză de rotație  $\omega$  și o cursă  $s = 2r$  constante și neglijând elasticitatea sistemului, viteza maximă a apei în țeva de refulare va fi  $\omega r (A_p / A)$ . Accelerația maximă la începutul cursei de ridicare va fi  $\omega^2 r (A_p / A)$  și aceasta implică diferența de presiune  $P_c - P_o$  care acționând asupra pistonului după punctul mort inferior, datorită accelerării apei din țeva de

refulare, va încărca suplimentar tija pistonului față de forțele inerțiale masice.

La turații mici tija pistonului va fi supusă la o forță de întindere  $F$  în momentul începerii cursei de ridicare neglijând frecarea din etanșări a cărei valoare va fi:

$$F = \rho_h g H A_p + (\rho_h A L) \omega^2 r \left( \frac{A_p}{A} \right)^2 + m \omega^2 r + mg \quad (9.122)$$

După reordonarea și adimensionalizarea relației (9.122), se obține :

$$\frac{F - mg}{\rho_h g H A_p} = 1 + \left( \frac{L}{H} \right) \frac{\omega^2 r}{g} \left( \frac{A_p}{A} \right) \left[ 1 + \frac{m}{\rho_h A L} \left( \frac{A}{A_p} \right)^2 \right] \quad (9.123)$$

Raportul  $\frac{m}{\rho_h A L} \left( \frac{A}{A_p} \right)^2$  este în jur de 0,05 și se poate neglija.

Înlocuind  $\frac{F - mg}{A_p} = P_c - P_o$ , la cursa de ridicare diferența de presiune

$$\text{adimensională este: } \left( \frac{P_c - P_o}{\rho_h g H} \right)_{\max} = 1 + \left( \frac{L}{H} \right) \frac{\omega^2 r}{g} \left( \frac{A_p}{A} \right) \quad (9.124)$$

Termenul  $L \left( \frac{\omega^2 r}{g} \right) \frac{A_p}{A}$  în tehnologia pompelor cu piston se definește a fi

înălțimea sau presiunea de accelerație și prin combinare cu înălțimea de pompare statică se definește înălțimea de pompare adimensională [117].

$$\psi = \left( \frac{H}{L} \right) \frac{g}{\beta \omega^2 r} \left( \frac{A}{A_p} \right)$$

Deci:

$$\frac{P_c - P_o}{\rho g H} \approx 1 + \frac{1}{\psi} \quad (9.125)$$

La cursa de coborâre tija pistonului rămâne tensionată (teoretic) dacă:

$$C_a = \frac{\omega^2 r}{g} \leq 1 \quad (9.126)$$

În realitate, luând în considerare efectele inerțiale ale supapei de refulare, frecarea etanșării pistonului și căderea de presiune prin supapa de refulare  $C_a \approx 0,5$  (vezi subpunctul 7.2.2.3.) .

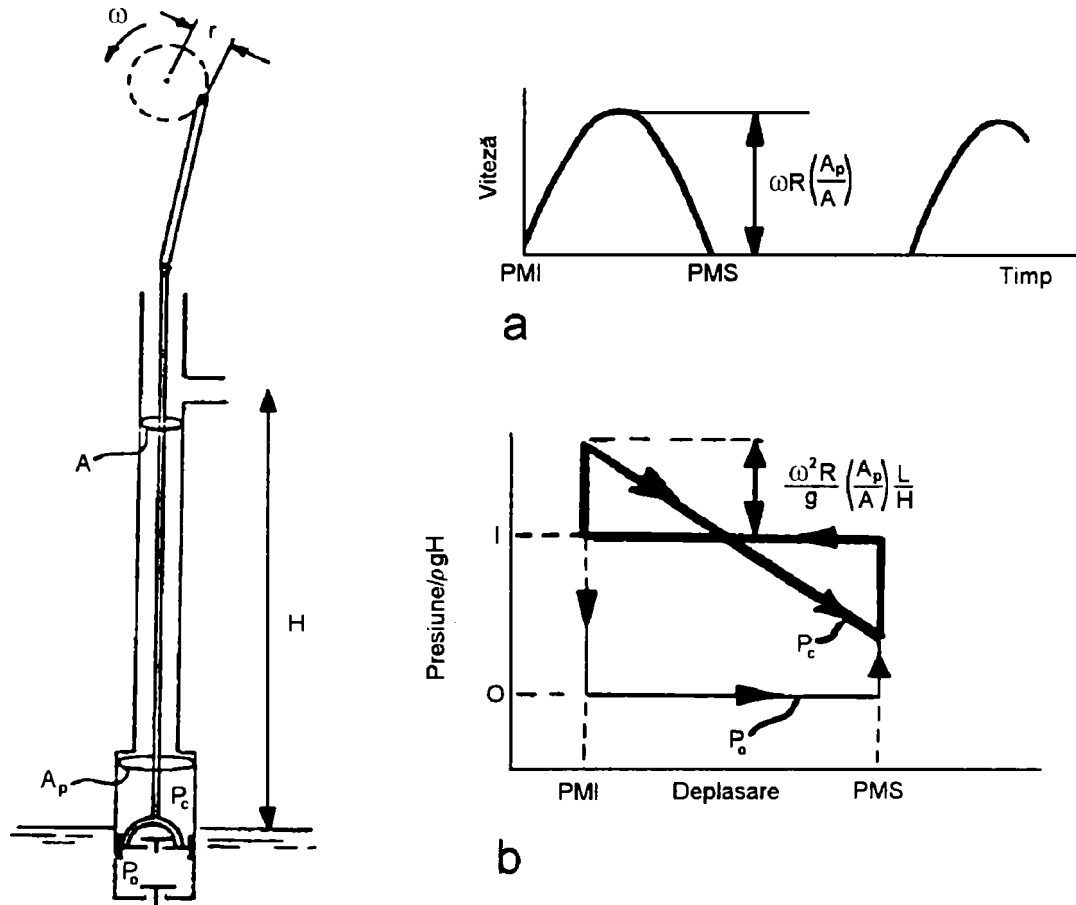


Fig. 9.42. Pompă convențională cu simplu efect  
 a- variația vitezei curentului de apă în țeava de refulare  
 b- variația diferenței de presiune adimensională asupra pistonului

La pompa cu dublu efect (fig. 9.43.) presiunile sunt:  
 PMI (punct mort inferior)

$$\left(\frac{P_c - P_0}{\rho g H}\right)_{\max} = 1 + \left(\frac{L}{H}\right) \frac{\omega^2 r}{g} \left(\frac{A_p - a}{A}\right) \quad (9.127)$$

PMS (punct mort superior)

$$\left(\frac{P_c - P_0}{\rho g H}\right)_{\max} = 1 + \left(\frac{L}{H}\right) \frac{\omega^2 r}{g} \left(\frac{a}{A}\right) \quad (9.128)$$

În mod obișnuit se urmărește ca debitul pompat la fiecare cursă să fie identic. Pentru aceasta trebuie ca diametrul tijeii să fie 70% din diametrul pistonului, în care caz  $A_p = 2a$ . Înlocuind în expresiile (9.127) și (9.128) se obțin aceleași valori pentru PMI și PMS:

$$\left( \frac{P_c - P_0}{\rho_h g H} \right)_{\max} = 1 + 0,5 \frac{1}{\psi} \tag{9.129}$$

Comparând această relație cu relația (9.125) de la pompa cu simplu efect, se observă că primul termen "înălțimea de accelerație" este jumătate ca valoare, la pompa cu dublu efect. Acest avantaj este câștigat cu riscul flambării tijeii la viteze de vânt mai ridicate. Pot fi obținute unele îmbunătățiri, dacă volumul cursei ascendente este mai mare decât volumul cursei descendente [118], astfel la viteze de vânt și turații mai mari pompa va trece într-un regim de funcționare inerțial (vezi și subpunctul 7.2.2.3.), ( fig. 9.43). În acest regim de funcționare, încărcarea tijeii în cursa descendentă crește numai datorită forței de accelerație masică a tijeii.

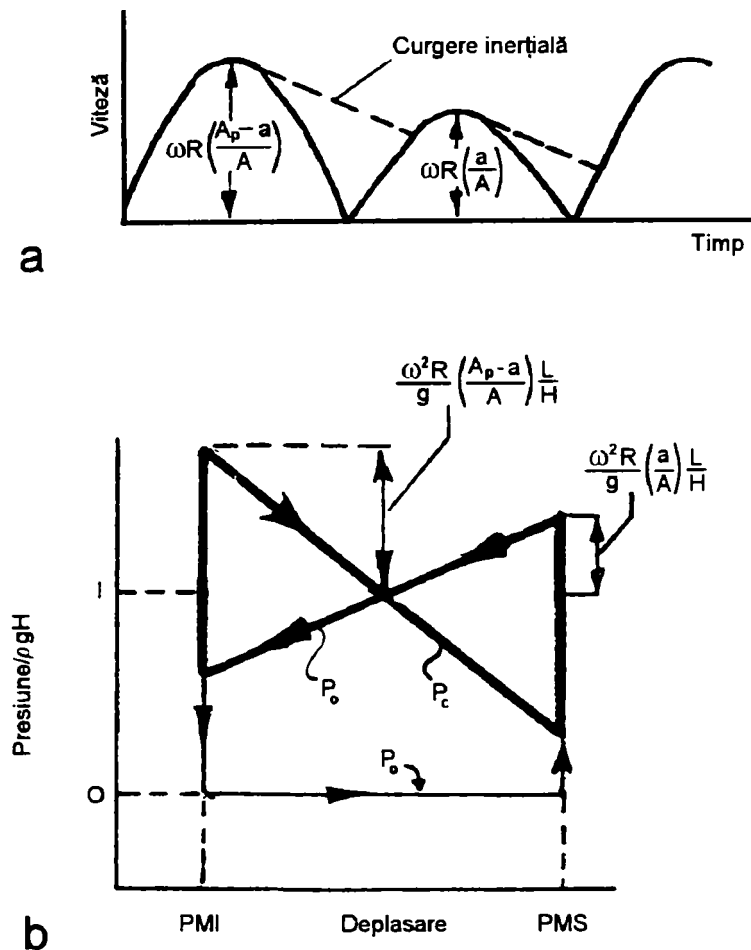


Fig. 9.43. Pompa diferențială cu dublu efect Gaviotas MV2E (fig 9.39)

- a- variația vitezei curentului de apă în țeava de refulare cu apariția curgerii inerțiale la viteze mari
- b- variația diferenței de presiune adimensională

Randamentul volumic maxim posibil prin unidirecționarea debitului inerțial [119] va fi:

$$\eta_{vol,max} = \pi \left( 1 - \frac{a}{A_p} \right) \tag{9.130}$$

Randamentul volumic critic la care cursa descendentă este "anulată" datorită debitului indus sau inerțial va depinde de raportul  $a/A_p$  după cum urmează:

$a/A_p$	0,34	0,41	0,45	0,5
$\eta_{vol,crit}$	1,36	1,42	1,48	$\pi/2$
$\eta_{vol,max}$	2,07	1,85	1,73	$\pi/2$ .



Variația randamentului volumic la pompa Gaviotas MV2E este reprezentată în fig. 9.44 [120]. Debitul inertial apare la 180 rot/min când  $\eta_{vol}=1,4$  și crește în continuare .

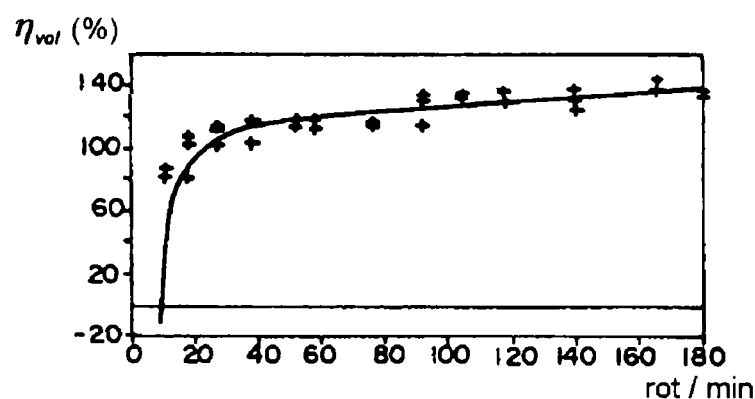


Fig. 9.44. Variația randamentului la pompa eoliană Gaviotas

Deoarece pompa eoliană Gaviotas nu are nici un sistem de protecție la vânturi excesive, se poate aprecia că turația sa va crește la aceste vânturi de 3-4 ori.

Experiența cu acest tip de pompă eoliană arată că pentru adâncimi de pompare până la 20 m raportul  $C_a = \frac{\omega^2 r}{g}$ , poate depăși unitatea fără a provoca flambajul tijei

pistonului. Aceasta, se datorează rigidității mari a tijei, care este de diametru mare și tubulară. Pentru adâncimi mai mari trebuie concepute soluții noi pentru reducerea încărcărilor tijei. Acestea sunt: cameră pneumatică imersată pentru sistemul suprazonant [121, 122 și 123] și tijă - cilindru de pompare cu elasticitate mărită pentru sistemul subrezonant [124].

### 9.3.2.2. Pompă cu piston cu simplu efect echilibrat

Dezavantajul principal al pompei cu simplu efect este că funcționează puternic asimetric din punct de vedere al încărcării, întrucât coborârea este asigurată, în principal, de greutatea proprie a pieselor în mișcare spre în jos, caz în care cuplul rotorului turbinei nu are de efectuat un lucru mecanic apreciabil. Dimpotrivă la executarea mișcării dinspre jos în sus, rotorul turbinei trebuie să efectueze atât ridicarea pieselor mobile aferente ale instalației, cât și, mai ales, de a ridica în mod suplimentar sarcina activă, ceea ce face ca rotorul să fie suprasolicitat în această fază. Aceasta face ca momentul maxim să fie de  $\pi$  ori mai mare decât momentul mediu și instalația va porni numai la viteze mari de vânt. Prin echilibrare se urmărește reducerea momentului maxim până la valoarea  $\pi/2$  ori momentul mediu.

O variantă de echilibrare [125 și 126] se apropie de acest deziderat prin aceea că utilizează o camă cilindrică asimetrică pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație astfel încât timpul de coborâre a tijei să fie mai mic decât timpul de urcare. Prin aceasta încercările tind să devină egale în timpul celor două curse.

La o altă variantă constructivă [127] echilibrarea este combinată cu un

mecanism articulată (watt) de ghidare a tijeii pistonului (fig.9.45).

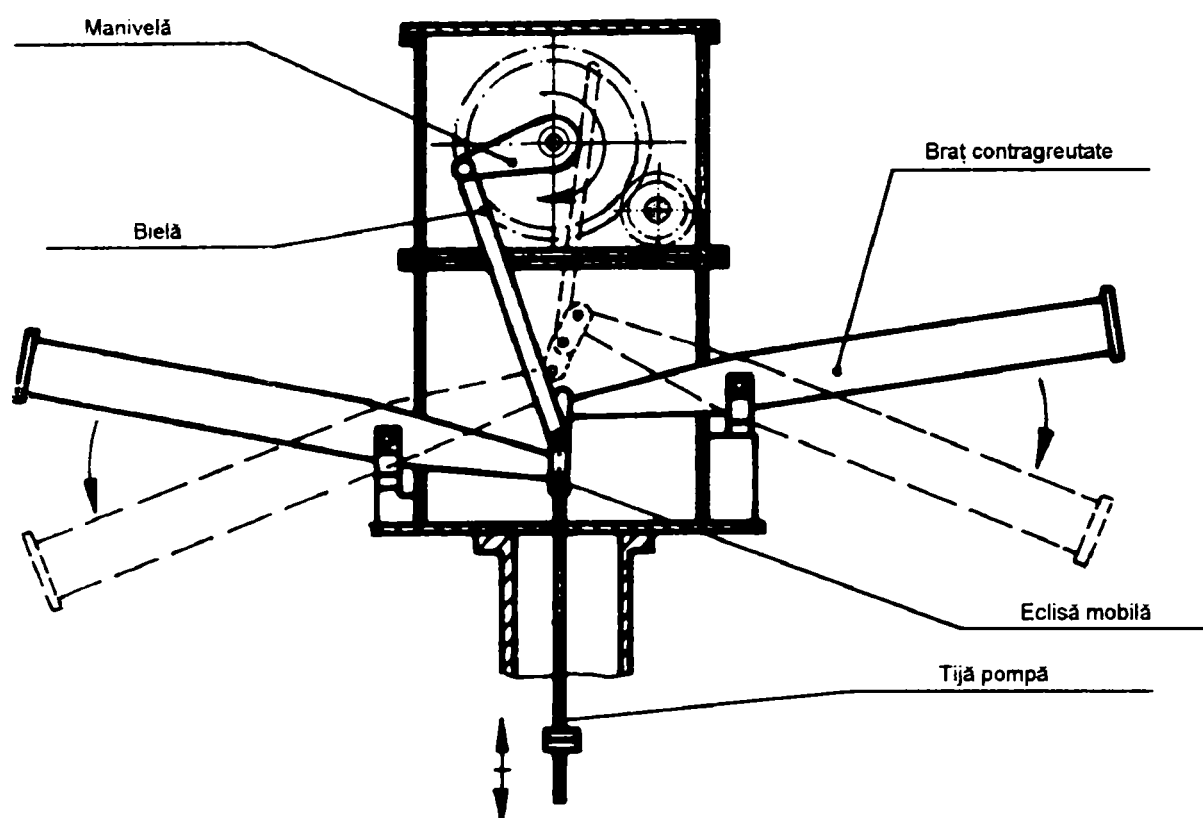


Fig. 9.45. Mecanism de ghidare rectilinie și de echilibrare

Ghidarea și echilibrarea tijeii de pompare se poate face și cu balansier asemănător unităților de pompare pentru extracția țigăii [128]. (fig. 9.46.)

Dezavantajul principal al acestor soluții constructive este că masele de echilibrare sunt montate pe ansamblul pivotant al rotorului măbind greutatea, inerția de orientare și încărcările.

În figura 9.47 este reprezentată o soluție constructivă de mecanism de echilibrare cu pârghii montat pe stâlpul de susținere care elimină încărcările suplimentare ale rotorului [129].

Pentru echilibrarea completă a unei pompe cu simplu efect, forța de echilibrare trebuie să fie

$$F_{echl.} = F_m + F_p / 2 = F_m + 1/2 \rho_h g H A_p \quad (9.131)$$

În acest caz, variația debitului pompat pe ciclu de pompare este cea caracteristică pompei cu simplu efect dar variația cuplului pe ciclu de pompare este cea caracteristică pompei cu dublu efect, valoarea maximă fiind jumătate față de pompa cu simplu efect la care :

$$F_{echl.} = F_m \quad (9.132)$$

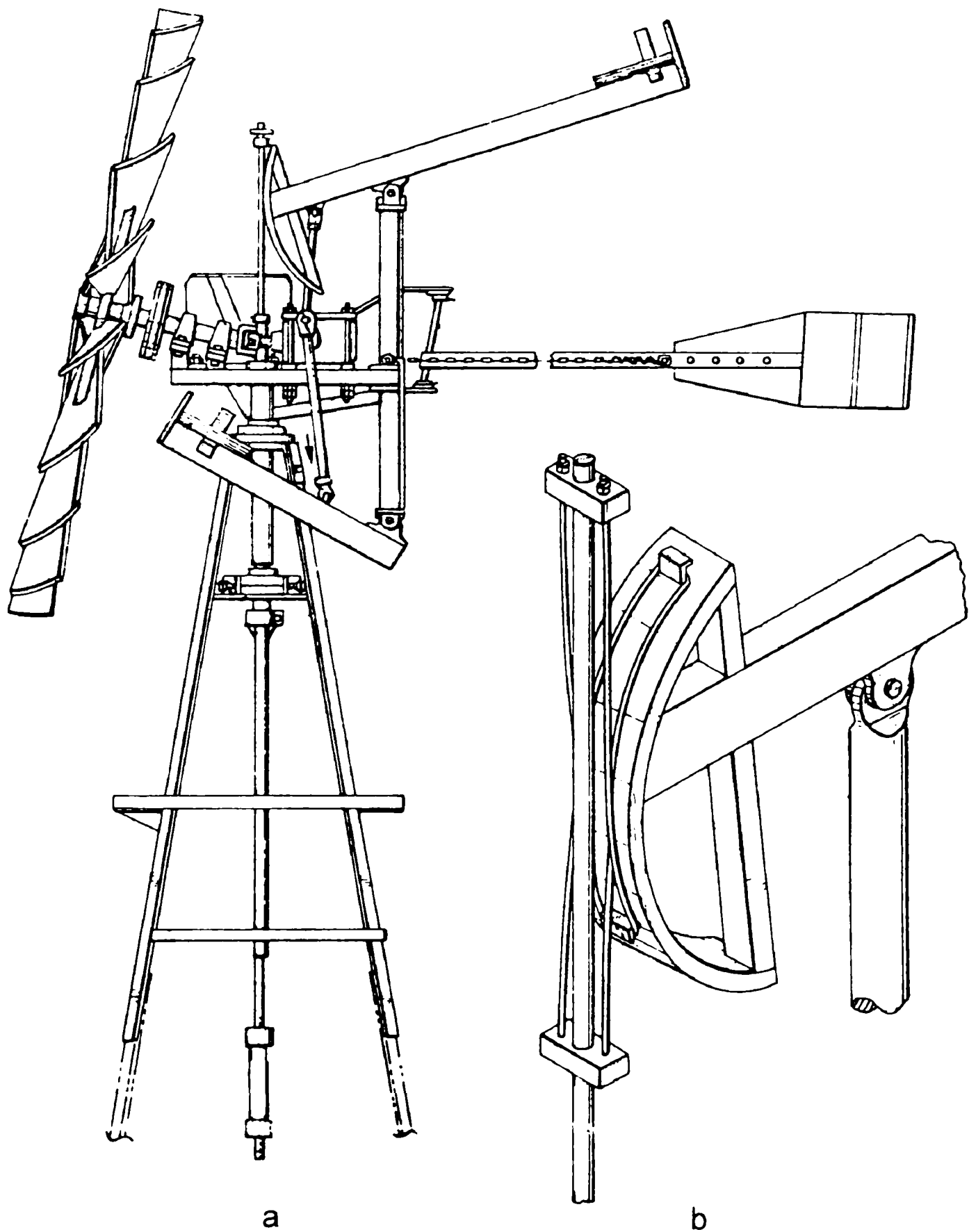


Fig. 9.46. Pompă eoliană cu mecanism de ghidare și echilibrare cu balansiere  
a - vedere generală  
b - mecanismul

### 9.3.3. COMPARAȚIA PRODUCTIVITĂȚII ENERGETICE

O recapitulare a soluțiilor constructive pentru micșorarea momentului de pornire și pentru uniformizarea momentului de antrenare este prezentată în tabelul 9.2.

Măsurile privind ușurarea pornirii pompelor eoliene au o influență importantă asupra cantității de energie produsă. Totodată, la proiectare, trebuie să se țină seama de influența specifică a fiecărei metode asupra alegerii vitezei vântului de calcul  $V_c$ .

Producția energetică specifică este definită prin relația [101]:

$$e_{sist} = \frac{E}{1/2 \rho A \bar{V}_c^3 C_p \eta_{max} T} \quad (9.133)$$

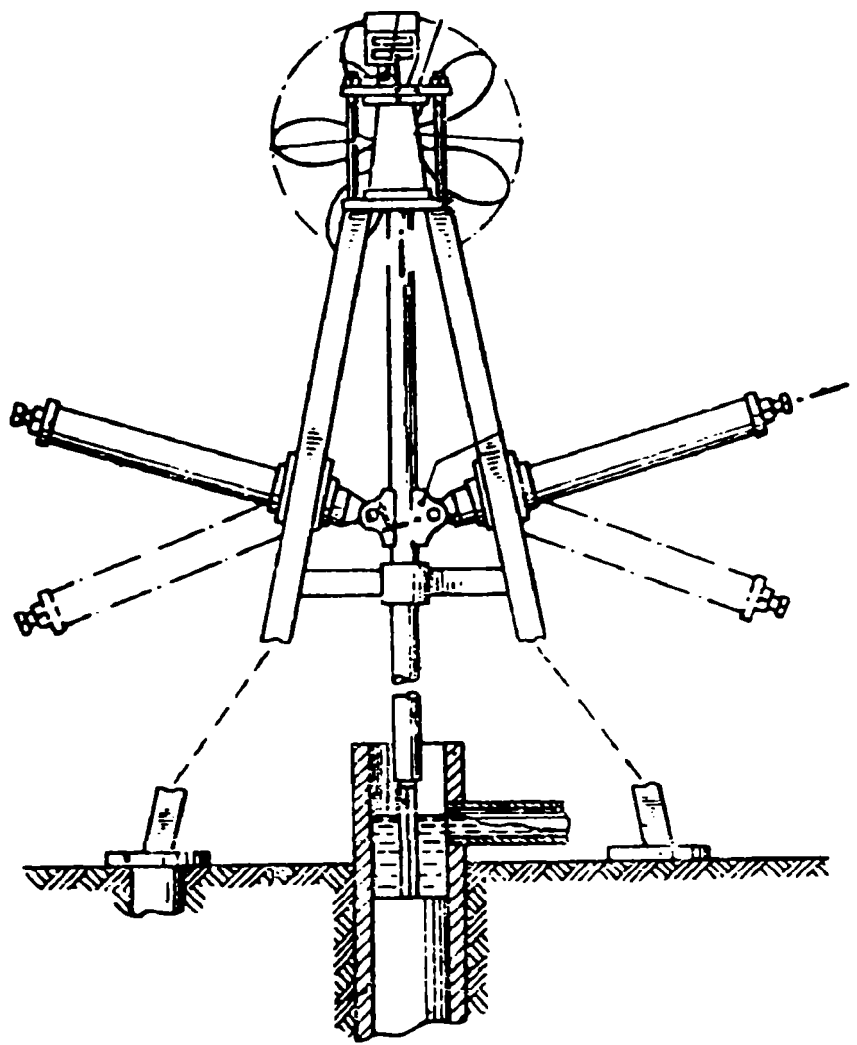


Fig. 9.47. Mecanism de echilibrare cu pârgii montat pe stâlpul de susținere

Tabelul 9.2.

Optimizarea constructivă a pompei volumice alternative fără adaptarea caracteristicii pentru pompele eoliene	
Criteriul de optimizare: Scopul urmărit: Parametri influențați:	performanță creșterea productivității • viteza vântului de pornire $V_p$ • timpul de funcționare • eficiența $C_p \eta$
Soluții constructive pentru:	
Uniformizarea momentului de antrenare	Micșorarea momentului de pornire
<ul style="list-style-type: none"> <li>• camere de aer*;</li> <li>• pompă cu dublu efect*;</li> <li>• pompă cu simplu efect echilibrat;</li> <li>• mecanism de transformare a mișcării cu               <ul style="list-style-type: none"> <li>- cremalieră dublă* (<math>i \neq 1</math>)</li> <li>- camă cardoidă* (<math>i = 1</math>)</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• orificiu de scurgere simplu</li> <li>• orificiu de scurgere comandat cu:</li> <li>• supapă de întreținere a ciclului;</li> <li>• supapă plutitoare*.</li> </ul>
* Soluții constructive recomandate.	
Influențele asupra eficienței și energiei produse sunt redată în fig. 9.26 și 9.48.	

În figura 9.48 sunt reprezentate curbele  $e_{sist} = f(V_c / \bar{V})$ , [130], caracteristice măsurilor de ușurare a pornirii.

Trasarea curbelor s-a făcut în următoarele condiții: factorul de formă Weibull  $k=2$  (Reileigh) s-a considerat ca fiind o valoare uzuală, în expresia (8.27) s-a luat  $\lambda_{max}/\lambda_c=1,8$   $V_n=3V_c$  și  $V_{mf}=6V_c$ .

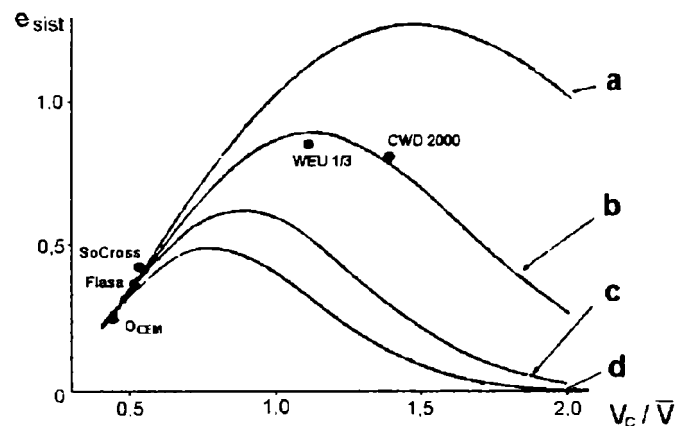


Fig. 9.48. Curbele  $e_{sist} = f(V_c / \bar{V})$  caracteristice măsurilor de ușurare a pornirii

a - turbina ideală, funcționează tot timpul în regim de histerază

b - orificiu de scurgere, tijă echilibrată,

$$V_o=0,5V_c, V_p=1,2V_c$$

c - tijă echilibrată

$$V_o=1,0V_c, V_p=1,6V_c$$

d - tijă neechilibrată

$$V_o=1,2V_c, V_p=1,8V_c$$

## 9.4. OPTIMIZAREA TRANSMISIEI

### 9.4.1. SIMPLIFICAREA TRANSMISIEI MECANICE

Schema bloc a transmisiei mecanice este reprezentată în figura 9.49.

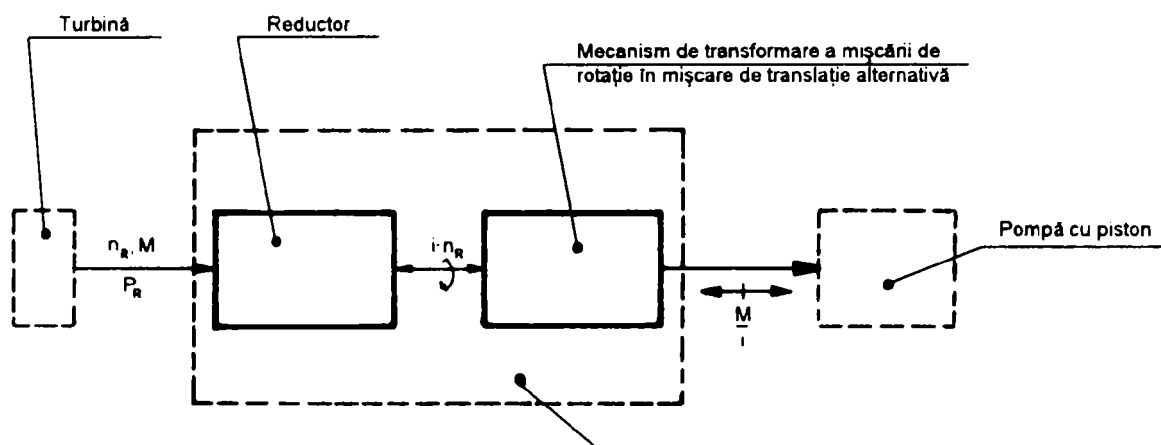


Fig. 9.49. Schema bloc a transmisiei în instalația de pompare

În general, reductorul și mecanismul de transformare a mișcării de rotație în mișcare

de translație alternativă sunt reunite într-un singur ansamblu. Firmele constructoare au dezvoltat o serie de variante constructive reprezentate în figura 9.50. [131].

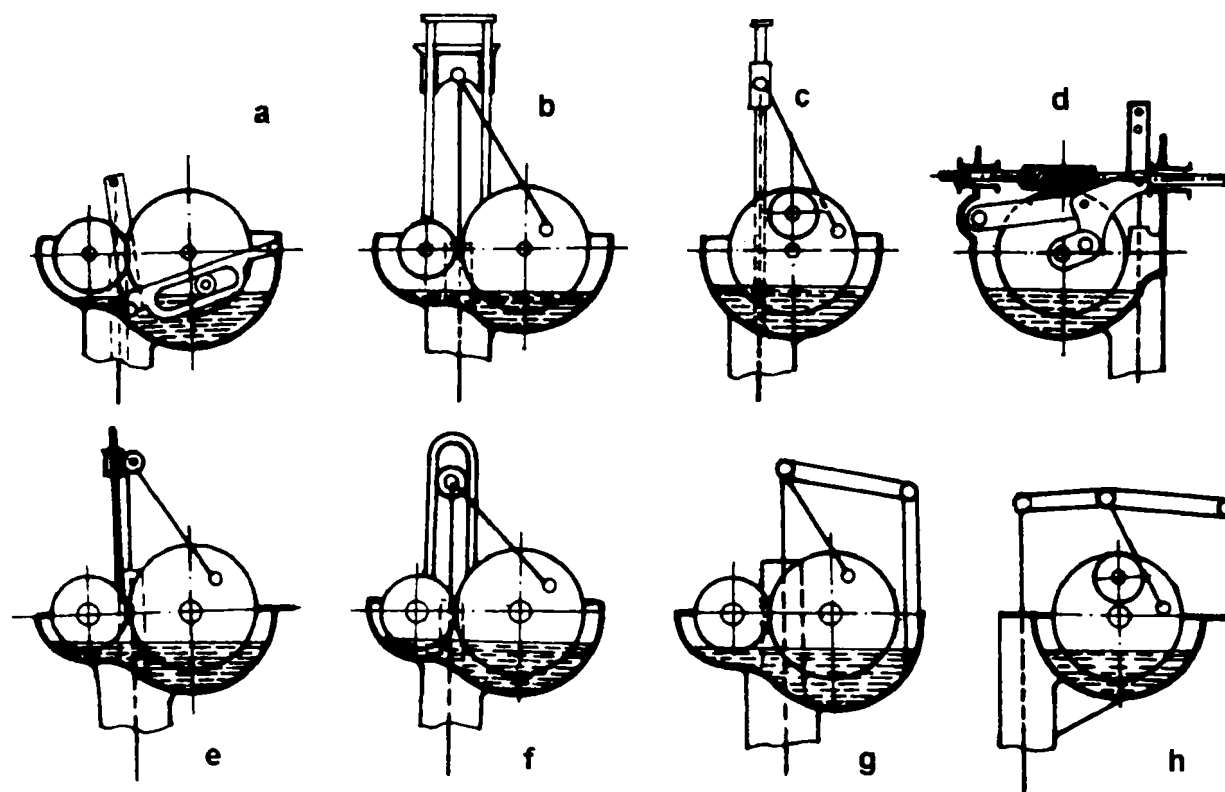


Fig. 9.50. Sisteme de acționare cu :

- a - culisă ACE; b - ghidaj dublu alunecător - *Climax - Anglia*; - *Freeman*;  
 c - angrenare interioară, ungere cu pompă, lagăre rulmenți - *Stover*;  
 d - melc-roată melcată și mecanism de liniarizare articulată - *Fairbanks*;  
 e - ghidaj simplu alunecător; f - ghidaj dublu rolă: - *Aeromotor - S.U.A*; - *Hercules Anglia*;  
 g - balansier - *Gigant*; h - balansier și angrenare interioară - *I.Z.I.*

Toate sistemele de acționare prezentate mai sus au o serie de dezavantaje: fabricație complicată și costisitoare, prezența băii de ulei implică gabarite și greutatea mari, necesită întreținere periodică.

Pentru simplificare, se preferă antrenarea directă cu un mecanism bielă-manivelă clasic și ghidarea tijei prin balansier (fig. 9.51).

La acest sistem toate articulațiile sunt prevăzute cu rulmenți etanșați de serie (2RS) sau cu bușe antifricțiune din material plastic. Fată de sistemul clasic, greutatea se reduce de cca. 5 ori.

Pompele eoliene cu transmisie mecanică se pot instala fie deasupra unui put săpat sau forat, fie la distanța de aspirație față de un râu. (fig.9.52).

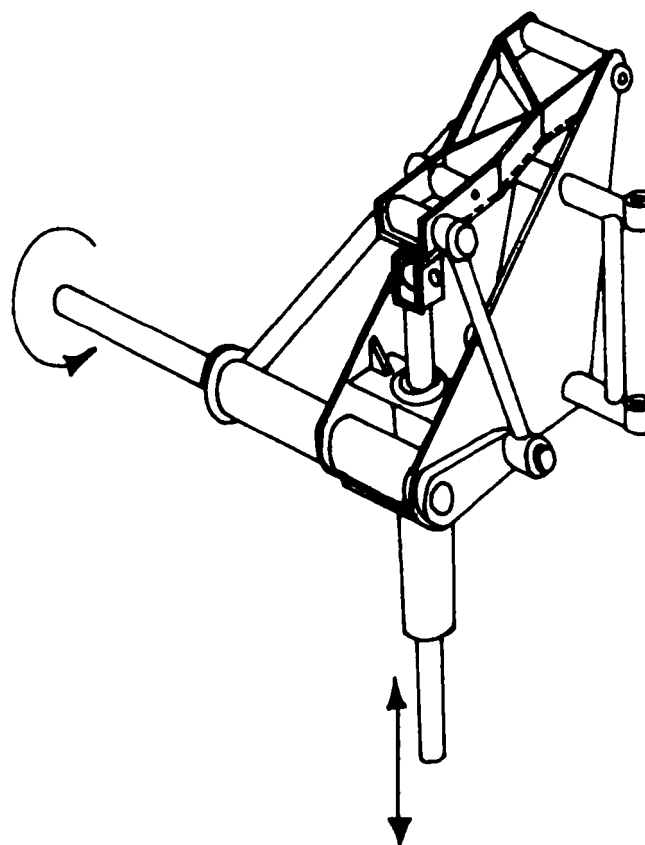


Fig. 9.51. Sistem de acționare directă bielă-manivelă și balansier

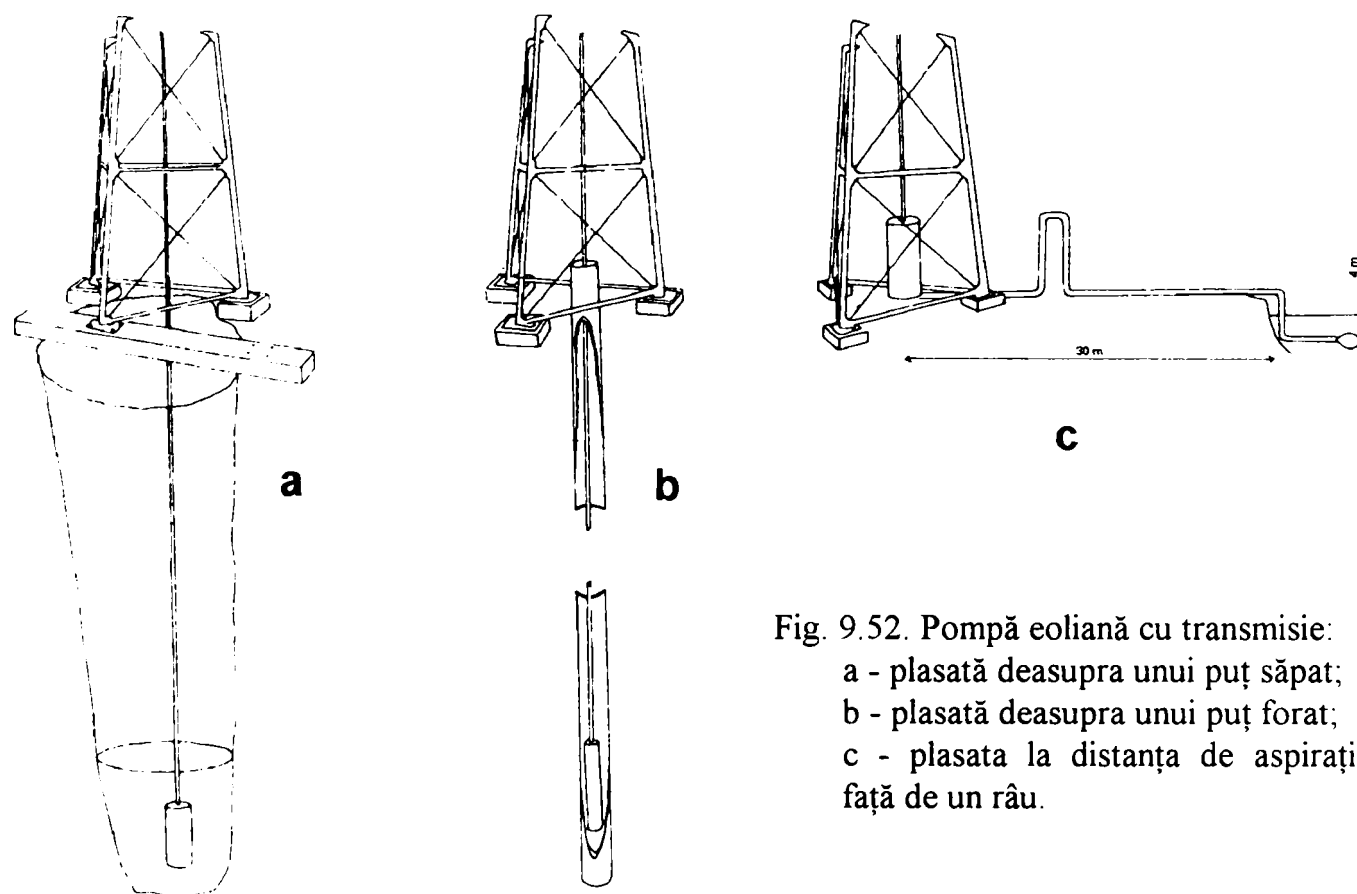


Fig. 9.52. Pompă eoliană cu transmisie:  
 a - plasată deasupra unui puț săpat;  
 b - plasată deasupra unui puț forat;  
 c - plasată la distanța de aspirație față de un râu.

În figura 9.53. este reprezentată transmisia mecanică de la o turbină Savonius la o pompă fără piston, cu element elastic (tip burduf) [132]. Ca element elastic s-a utilizat o anvelopă de scuter sau roabă. Pompa este montată într-un puț săpat situat la o mică distanță față de turbină (până la 5m).

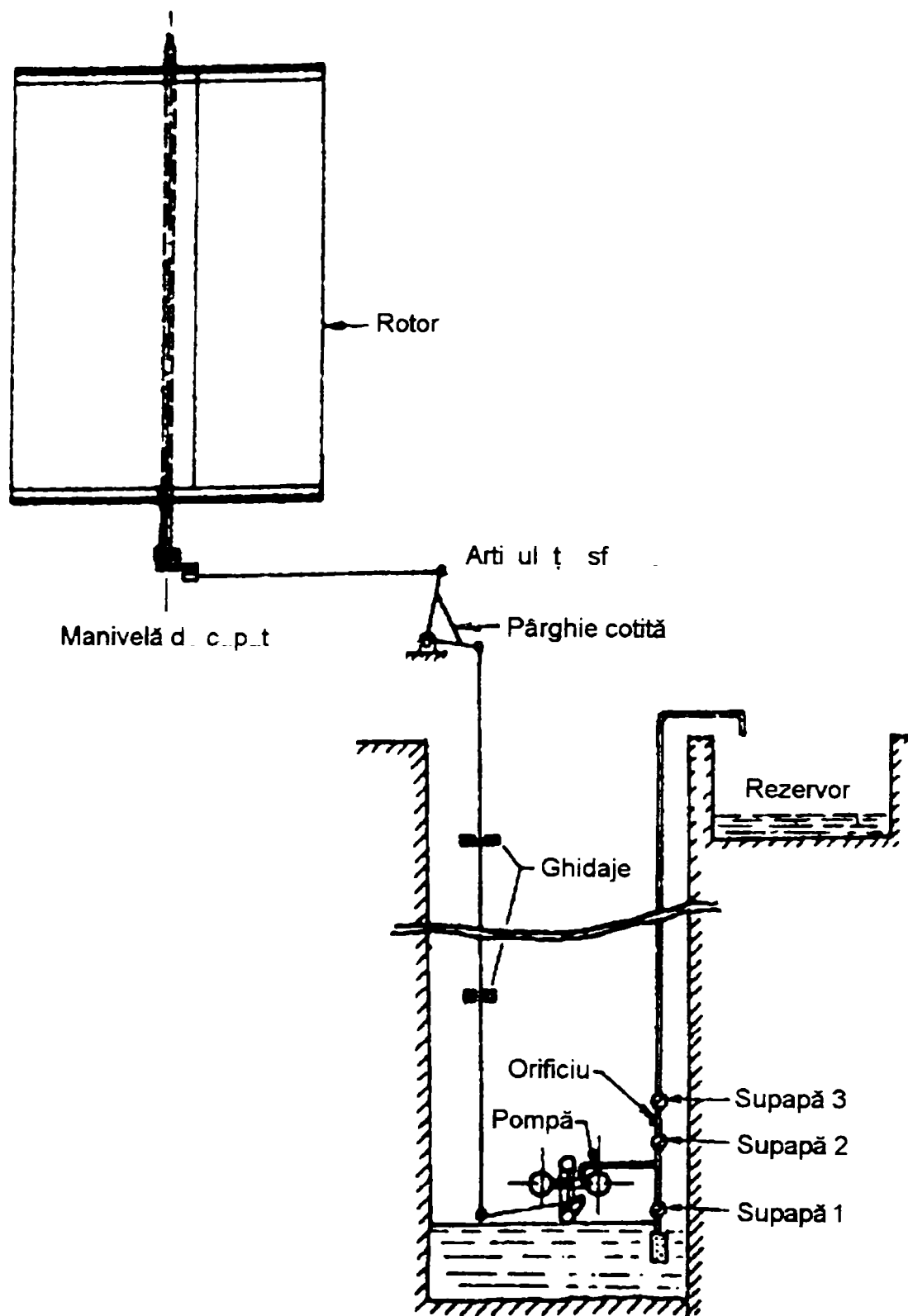


Fig. 9.53. Transmisie mecanică la distanță mică



#### 9.4.2. TRANSMISIA MECANICĂ PENTRU UNIFORMIZAREA MOMENTULUI

La pompa cu dublu efect, prin folosirea unui mecanism de transformare a mișcării de tip bielă - manivelă, variația momentului este de formă sinusoidală, valoarea maximă fiind de  $\pi/2$  ori mai mare decât valoarea medie.

Mecanismul de transformare a mișcării cu pinion și cremalieră alternativă asigură un cuplu și un debit practic constant. Prima dată acest mecanism a fost utilizat la pompa eoliană Brantfort canadiană în anul 1903 [133]. Recent, acest tip de acționare a fost testat și s-a propus îmbunătățirea lui constructivă [134]. Mecanismul se poate utiliza atât la pompele cu simplu efect cât și la pompele cu dublu efect, cu precizările pentru echilibrare menționate anterior.

Pentru comparație în figura 9.54. este prezentată variația în timp a debitului și a cuplului la pompa cu dublu efect Gaviotas MV2E acționată printr-un mecanism clasic bielă - manivelă respectiv un mecanism pinion - cremalieră alternativă [135].

Un mecanism pinion-cremalieră cu cuplu cvasiconstant a fost dezvoltat de firma I.T.Power Ltd din Anglia (fig. 9.55) în cadrul programului de cercetare - dezvoltare Joule a Comisiei Comitetului European pentru energia vântului [136].

Mecanismul transformă mișcarea de rotație într-o mișcare alternativă prin intermediul unui jug (furcă) care se mișcă în jurul arborelui și este folosit pentru antrenarea unei pompe cu simplu efect.

Acest dispozitiv oferă două mari avantaje față de mecanismul clasic cu bielă - manivelă:

1. Gabaritul este mult mai mic, datorită dimensiunii mici a pinionului care antrenează jugul dințat.
2. Încărcările maxime ale tijei de acționare care apar la punctele moarte sunt mult mai reduse, datorită raportului de demultiplicare.

De asemenea la Universitatea din Reading s-a dezvoltat un dispozitiv asemănător, dar care prezintă în locul jugului dințat un lanț [137] (fig. 9.54).

Dispozitive asemănătoare fac obiectul unor descrieri de brevete de invenție [138 și 139].

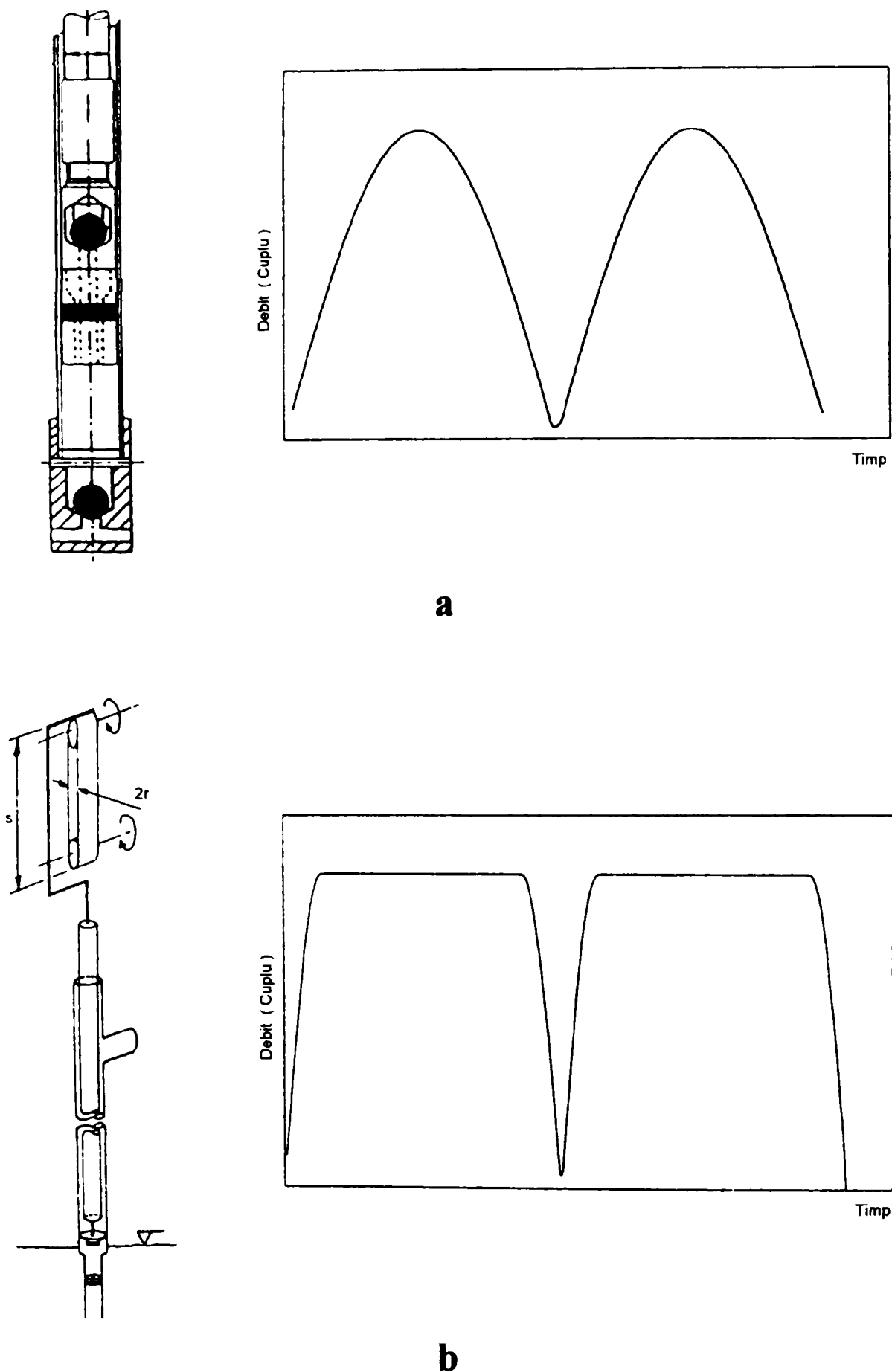


Fig. 9.54. Caracteristica debit (cuplu)timp la pompa cu dublu efect MV2E  
 a - acționată cu mecanism bielă - manivelă  
 b - acționată cu mecanism pinion - cremalieră alternativă

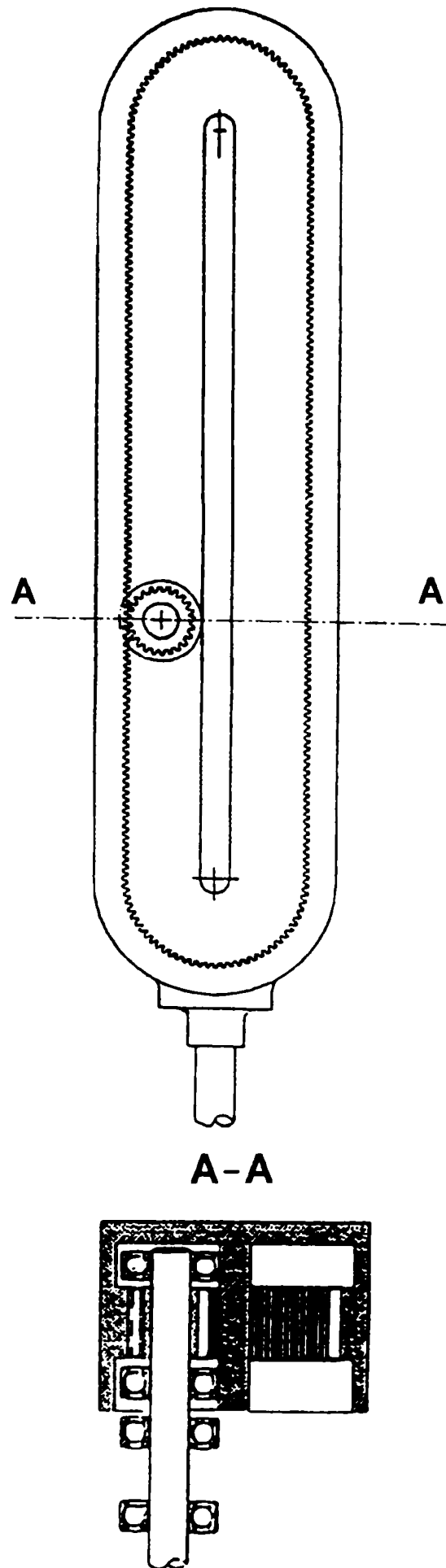


Fig. 9 55 Mecanismul pinion-cremalieră I.T Power cu cuplu cvasiconstant

### 9.4.3. TRANSMISIA HIDRAULICĂ

Acest sistem de transmisie se aplică atunci când distanța de la locul de amplasare a pompei eoliene și sursa de apă este mai mare decât distanța maximă de aspirație corespunzătoare înălțimii de aspirație de 7 m, din cauza configurației reliefului (fig. 9.56).

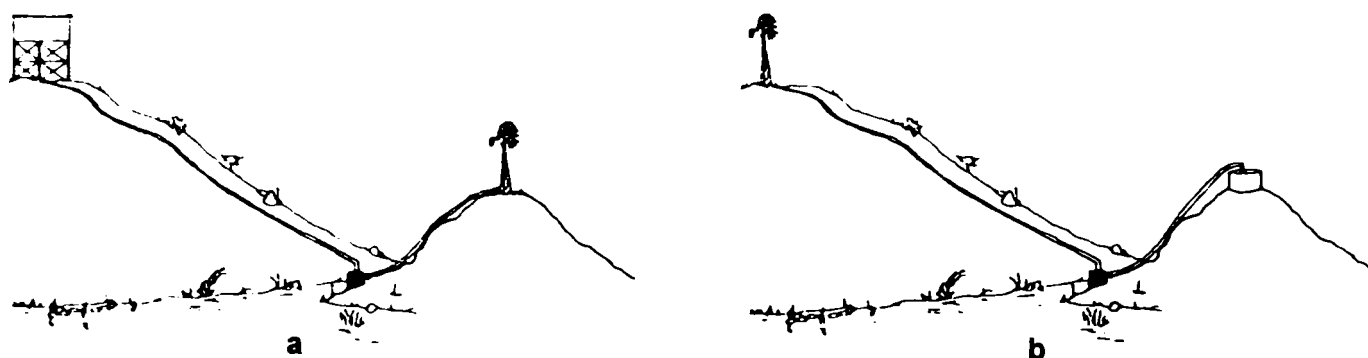


Fig. 9.56. Amplasamente specifice transmisiei la distanță

- a - înălțime rezervor - pompă mai mare decât înălțime turbină - pompă;
- b - înălțime turbină - pompă mai mare decât înălțime rezervor - pompă.

O astfel de transmisie a fost studiată pentru două amplasamente în Kenya [140,141 și 142].

Transmiterea mișcării alternative la distanță se poate face și mecanic prin bare și cabluri, dar este complicată, scumpă și periculoasă.

Existența unor tipuri de pompe manuale cu acționare hidraulică [143, 144 și 145] în fabricația de serie indică fezabilitatea transmisiei hidraulice.

Pompa cu transmisie hidraulică se compune dintr-un cilindru de acționare, mediu de transmitere a mișcării (apă în conductă) și un cilindru de lucru care asigură și acumularea energiei.

Acumularea energiei este necesară în transmisia alternativă pentru revenirea apei de acționare în poziția inițială. Pentru acumularea energiei se poate utiliza un arc sau o diafragmă.

Sistemul analizat a fost proiectat pentru utilizarea unor subsansambluri accesibile local și este de tipul "cu arc". În funcție de construcția cilindrului de lucru s-au considerat trei configurații.(fig.9.57).

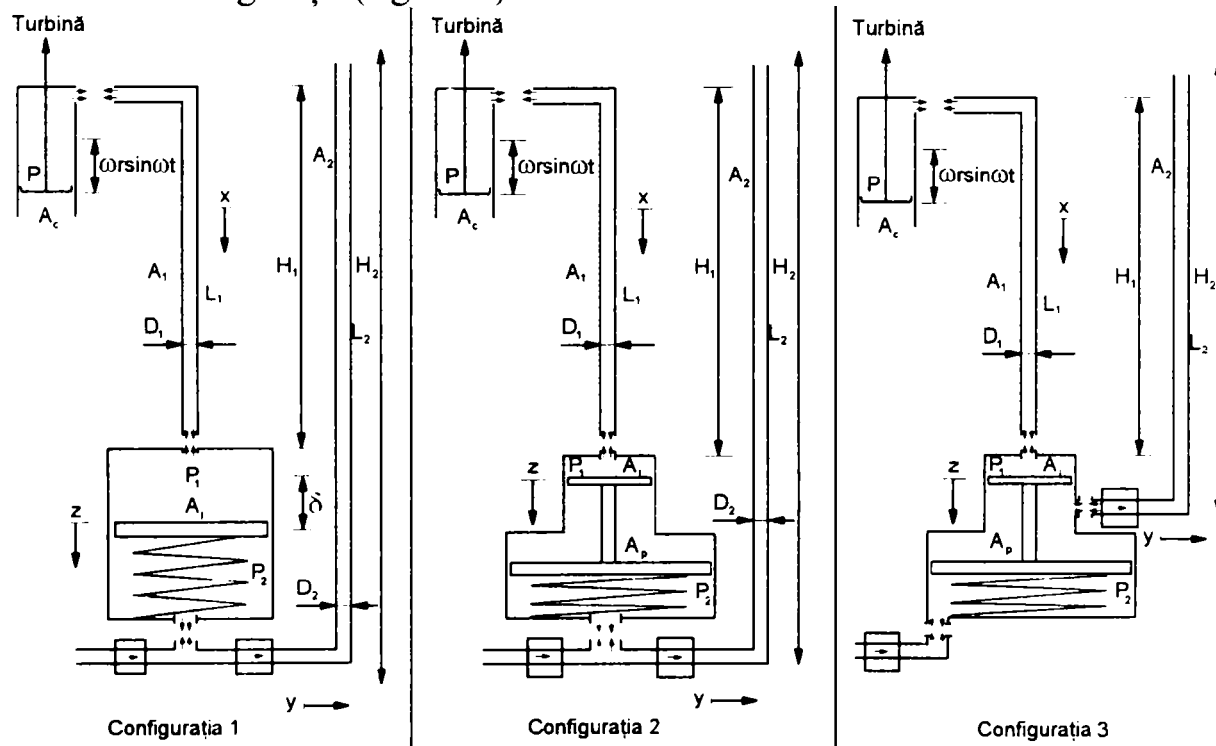


Fig. 9.57. Configurații posibile pentru cilindrul de lucru la un sistem de pompare la distanță

Pierderile prin fricțiune se neglijează, în afară de pierderile în conductele lungi. Expresia presiunii  $P$  în cilindrul de acționare pentru configurația 2 este:

$$\begin{aligned}
P_{rot} = & \frac{Kd}{A_L} + \frac{KA_A(r - r \cos \omega t)}{A_L} - \rho_h g H_1 + \frac{f \rho_h L_2}{2D_2} \left( \frac{A_A A_P \omega r \sin \omega t}{A_2 A_L} \right)^2 \\
& \times \frac{A_P}{A_L} + \frac{\rho_h L_2 A_A \omega^2 r \cos \omega t A_P^2}{A_2 A_L^2} + \frac{f \rho_h L_1}{2D_1} \left( \frac{A_A \omega r \sin \omega t}{A_1} \right)^2 + \\
& \frac{\rho_h L_1 A_A \omega^2 r \cos \omega t}{A_1} + \rho_h g H_2 \frac{A_P}{A_L}
\end{aligned} \quad (9.133)$$

$$\begin{aligned}
P_{rev} = & \frac{Kd}{A_L} + \frac{KA_A(r - r \cos \omega t)}{A_L^2} - \rho_h g H_2 - \frac{f \rho_h L_1}{2D_1} \left( \frac{A_A \omega r \sin \omega t}{A_1} \right)^2 + \\
& \frac{\rho_h L_1 A_A r \cos \omega t \omega^2}{A_1}
\end{aligned} \quad (9.134)$$

Dacă se utilizează un arc existent, rigiditatea  $K$  nu poate fi modificată. În acest caz, efectul rigidității poate fi compensat prin utilizarea unui cilindru suplimentar  $A_P$  (fig. 9.57, configurația 2). Acesta permite controlul debitului refulat de pompă independent de raportul  $A_A A_L$  și de rigiditatea arcului.

Debitul refulat pentru configurația 2 are expresia:

$$Q = A_P \frac{A_A}{A_L} 2r \left( \frac{\lambda V_x}{i \pi D} \right) \quad (9.135)$$

În care:  $A_P A_A A_L 2r - q$  este volumul pompat pe cursă

și  $\lambda V_x / i \pi D$  este numărul de curse pe unitatea de timp.

La pornire, pierderile prin frecare și accelerare a fluidului în conducte sunt neglijabile, astfel presiunea  $P$  este dependentă doar de înălțimea de pompare  $H$  și de arcul selectat. Astfel combinând relațiile (2.109) și (2.33) rezultă:

$$M_p = C_{mp} \left( 1 / 2 \rho A V_x^2 R \right) = \left[ \frac{KA_A(r - r \cos \omega t)}{A_L} + \rho_h g H_2 \frac{A_P}{A_L} \right] A_A r \sin \omega t \quad (9.136)$$

La pornirea sistemului pot apare două condiții extreme. Considerând situația din fig.9.56.a presiunea  $P$  datorită deformației arcului este mică în raport cu presiunea de refulare a pompei. În acest caz momentul de pornire depinde în principal de înălțimea de pompare ( $\rho_h g H_2$ ). Cuplul maxim în acest caz apare la  $\omega t = \pi/2$ . În situația din fig. 9.56.b când distanța între turbină și pompă este mare cuplul maxim apare la  $\omega t = 3\pi/4$ , datorită preponderenței rigidității arcului în raport cu înălțimea de pompare  $H_2$ .

Când viteza crește, pierderea de presiune prin frecare și presiunea necesară pentru accelerarea fluidului devin mai mari, amândouă proporționale cu pătratul vitezei de curgere. La viteze mari datorită inerției coloanei de apă, la cursa de acționare pistonul de lucru se mișcă mai repede decât pistonul de acționare cauzând scăderea

presiunii. Pe de altă parte, la cursa de revenire, același efect nedorit poate fi cauzat de pistonul de lucru dacă acesta se mișcă mai încet decât pistonul de comandă. În aceste condiții, coloana de apă poate să se rupă. Prevenirea ruperii coloanei de apă se poate face pe două căi.

1. Alegând raportul  $A_A/A_L$  astfel încât să se mențină o presiune mare. Aceasta va determina o creștere nedorită a momentului de pornire.

2. Permițând să pătrundă apă în sistemul de acționare dacă presiunea scade sub o anumită valoare. Aceasta necesită un subsistem de completare.

Subsistemul de completare ( fig. 9.58) constă dintr-un rezervor mic, situat la un nivel mai înalt decât cilindrul de acționare, racordat printr-o supapă unisens la conducta de acționare.

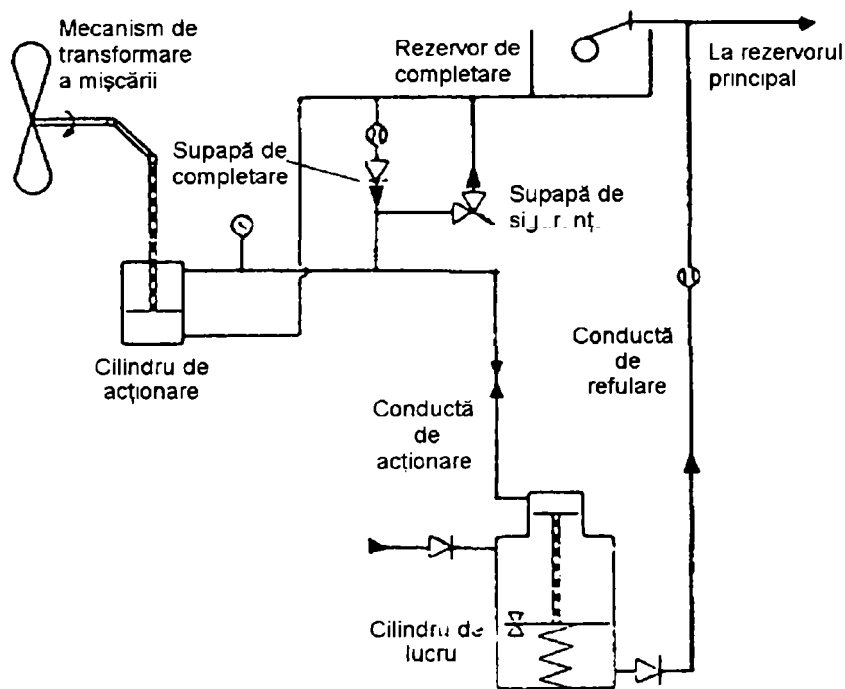


Fig. 9.58. Schema subsistemului hidraulic de completare

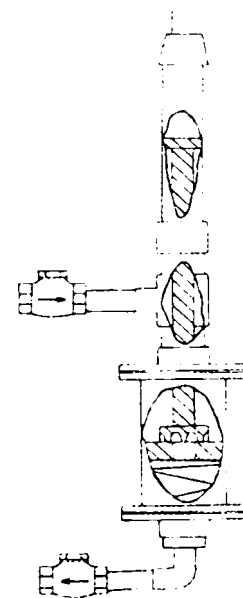


Fig. 9.59. Cilindru de lucru modificat pentru utilizare practică

Prin intrarea apei în sistemul de acționare, crește distanța relativă dintre pistonul de acționare și pistonul de lucru. Comprimarea suplimentară a arcului va menține presiunea suficient de mare pentru ciclurile de lucru ulterioare cu condiția ca viteza vântului să rămână mare.

Dacă viteza vântului scade și sistemul se oprește, momentul de pornire necesar va crește. Scăpările prin etanșările pistoanelor asigură restabilirea distanței relative dintre pistoane și totodată reducerea momentului de pornire.

Cilindru de lucru modificat față de configurația 2, care este de fapt o pompă cu semidublu efect inversat, este reprezentat în figura 9.59.

O soluție constructivă asemănătoare de pompă, dar fără subsistem de completare, este obiectul invenției românești [146]. Această pompă cu acționare hidrostatică este destinată pomparei țițeiului de la mare adâncime.

Pompele hidrostatice cu diafragmă cu simplu efect care fac obiectul mai multor

descrieri de brevete [147, 148 și 149] au avantajul eliminării arcului și a problemelor de frecare și de etanșitate datorită lipsei pistonului.

Există posibilitatea de a adapta o pompă cu piston cu dublu efect de suprafață pentru pomparea apei de la adâncimi de 7 - 30 m cu transmisie hidrostatică [150]. Sistemul de pompare a apei din puțuri adânci utilizând energia vântului (fig. 9.60) este alcătuit dintr-o turbină eoliană 1 cu două rotoare tip Savonius 2 decalate la 90° care acționează o pompă de apă cu dublu efect 3, prin intermediul unei transmisii cardanice 4 și a unui mecanism bielă-manivelă 5 (toate reutilizate de la instalație TS1 din producția de serie). În această situație se îndepărtează supapele de aspirație și de refulare de la pompă, aceasta funcționând ca și pulsator. Undele de presiune sunt transmise prin două conducte 6 celor două pompe de adâncime 7 cu element elastic 8, racordate la bazinul de acumulare a apei 9 prin conducta 10.

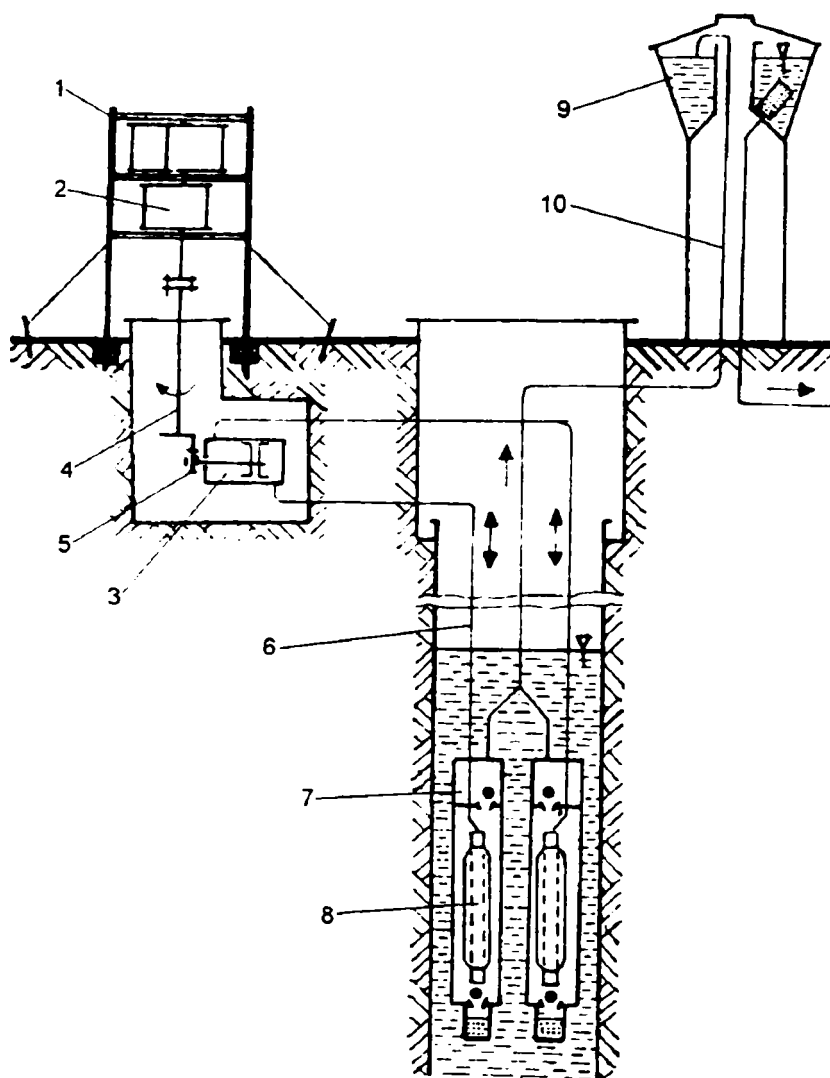


Fig. 9.60. Instalație eoliană de pompare a apei din puțuri de adâncime.

Elementul de pompare este un tub flexibil din cauciuc, situat în corpul pompei de adâncime, care se dilată și se contractă, ca urmare a acțiunii undelor de presiune date de pulsatorul de la suprafață. În perioada în care tubul flexibil se dilată apa este pompată către bazinul de acumulare prin conducta de refulare.

Modelul experimental a fost încercat cu succes la I.C.I.T.I.D. Băneasa Giurgiu la o diferență de nivel de 31 m.



La adâncimi mai mari, tubul flexibil este supus unei presiuni prea mari și există pericolul ruperii coloanei de apă la viteze mari. Pentru eliminarea acestor neajunsuri s-a propus o pompă cu dublu efect cu două tuburi flexibile care se dilată alternativ, dilatarea unui tub determinând contractarea celuilalt printr-o legătură mecanică [151] (fig.9.61).

Corpul pompei 1 este prevăzut la partea inferioară cu două supape de admisie 2 și 2' iar la partea superioară cu două supape de refulare 3 și 3' racordate la conducta de refulare 4 care alimentează rezervorul 5. Pulsatorul se compune din balansierul 6 și burdufurile 13 și 13'. Ca burduf se poate utiliza perna pneumatică de la suspensia scaunului de la automobile, pentru instalațiile mici, sau arcul pneumatic de la autobuze pentru instalațiile mai mari. Corpul cilindric 1 este divizat etanș de un perete 7 în două compartimente I și II în care este montat câte un tub flexibil 8 respectiv 9 care sunt acoperite cu câte un capac 10 respectiv 11 care sunt unite prin niște burdufuri 14 și 14' care trec prin niște orificii etanșate practicate în peretele 7. Tuburile flexibile 8 și 9 sunt racordate la burduful 13 respectiv 13' al pulsatorului.

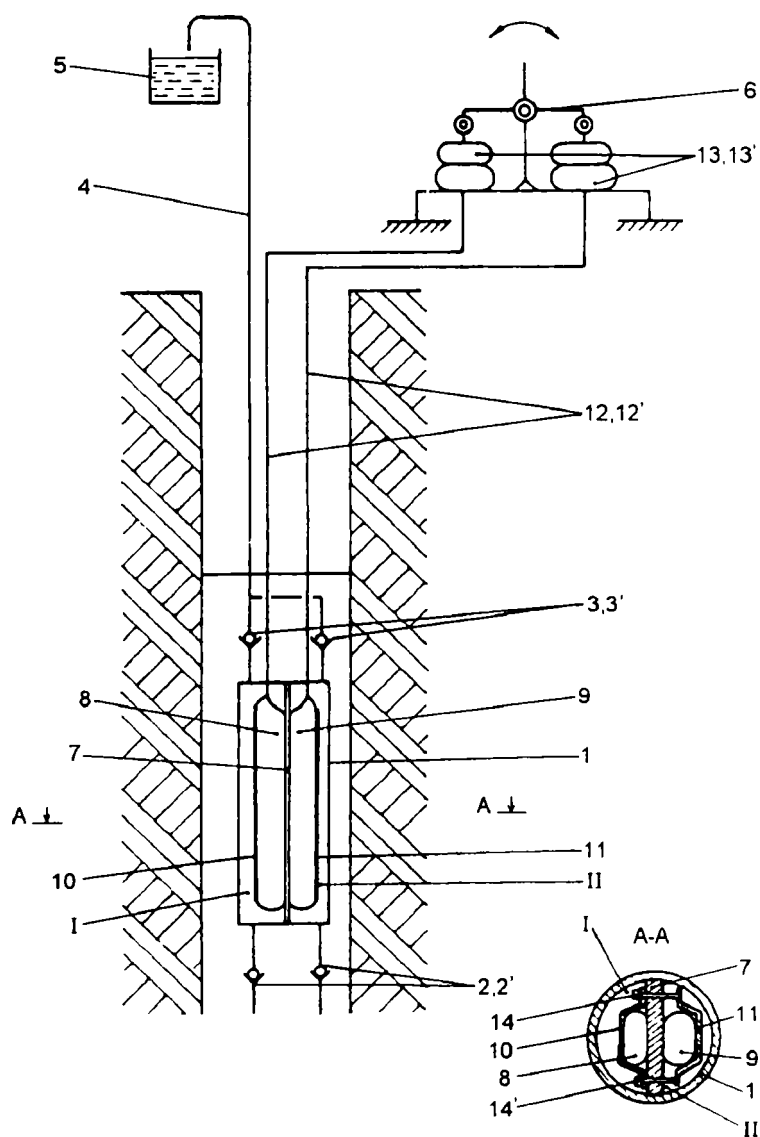


Fig. 9.61. Pompă de adâncime cu dublu efect cu tuburi flexibile

Efectul de pompare se produce datorită variației volumului tuburilor flexibile. Prin umflarea periodică și alternativă a tuburilor flexibile 8 și 9 ansamblul celor două capace 10 și 11 va avea o mișcare alternativă față de peretele despărțitor 7. Astfel ieșirea apei din tubul flexibil spre burduful pulsatorului se face sub acțiunea turtirii de către capac și nu datorită elasticității sau depresiunii, eliminându-se pericolul ruperii coloanei de apă.

#### 9.4.4. TRANSMISIA PNEUMATICĂ

Cu toate că obținerea aerului comprimat se face cu un randament destul de scăzut, în unele cazuri specifice acest sistem de transmisie pare să fie cel mai avantajos.

Pe baza unor studii, a fost dezvoltat un sistem de pompare cu aer comprimat antrenat de o turbină eoliană cu ax orizontal pentru regiunile aride din Brazilia de către Universitatea Federală din Pernambuco [152 și 153].

Condițiile specifice care au impus alegerea transmisiei pneumatice au fost:

- corozivitatea mare și depunerile de calciu datorită conținutului ridicat de săruri a apei freatică;

- forarea puțului prin percuție în rocile cristaline fracturate, specifice zonelor aride nu poate asigura rectilinalitatea și verticalitatea puțului care determină frecarea și uzura prăjinii de pompare la pompele cu piston;

- transmisia electrică utilizând o pompă submersibilă este complicată și scumpă;

- inexistența rețelei electrice;

- distanța mare între amplasamentul turbinei și a puțului.

Ținând cont de cele de mai de sus, au fost dezvoltate și aplicate două sisteme de pompare: pompa cu aerlift și pompa pneumatică BARC cu cilindru, reprezentate schematic în figura 9.62. Până în prezent, utilizarea sistemelor de pompare cu aer comprimat este opțiunea cea mai bună în ce privește funcționarea, întreținerea și costurile.

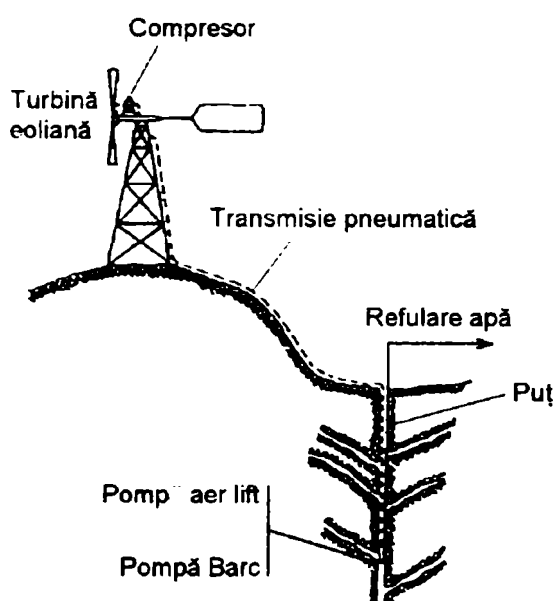


Fig. 9.62. Sisteme de pompare pneumatică acționate de turbine eoliene

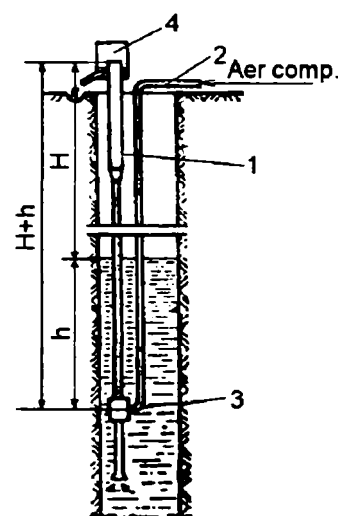


Fig. 9.63. Schema de principiu a pompei cu aerlift

Pompele cu aerlift (gaz-lift, Mammuth, fig. 9.63) sunt compuse din conducta de refulare 1 și din conductor pentru aer comprimat 2, legate între ele prin intermediul camerei de amestec 3. Prin insuflarea aerului comprimat în camera de amestec, se formează o emulsie cu densitatea mai mică decât a apei. Sub acțiunea presiunii coloanei de apă, corespunzătoare adâncimii de scufundare  $h$  și a forței ascensionale a

bulelor de aer, amestecul se ridică în conducta de refulare. În camera deschisă 4, se face separarea aerului de apă, iar apa este evacuată în canale.

Parametrii principali care influențează performanțele pompei aerlift sunt: înălțimea totală de pompare  $H$ , adâncimea de scufundare  $h$ , debitul și presiunea aerului comprimat. Randamentul este cuprins între 10% și 70% [154]. Proiectare și performanțele acestui tip de pompă sunt tratate în multe lucrări [155, 156, 157 și 158]. Randamentul pompelor aerlift, antrenate de turbine eoliene utilizate în Brazilia este cuprins între 30% și 40% [159]. Acest sistem de pompare prezintă o serie de avantaje, față de pompele convenționale cu piston (cu transmisie mecanică) precum și față de pompele electrice antrenate de turbine eoliene, ca: [160 și 161].

1. Inexistența pieselor în mișcare în interiorul puțului asigură o întreținere simplă;
2. Nu necesită legătură mecanică între turbină și pompă;
3. Amplasamentele turbinei și pompei nu sunt condiționate reciproc. Turbina poate fi amplasată într-un loc favorabil pentru vânt (pe un deal) și puțul se poate forța într-un loc favorabil geologic;
4. În funcție de debitul maxim al puțului, este posibil să ajungă simplu la orice valoare prin mărirea numărului de turbine eoliene, compresoare (presupunând o adâncime de scufundare corespunzătoare). Aerul se poate conduce la aceeași pompă aerlift;
5. Toate componentele în contact cu apa se pot confecționa din material plastic. Prin aceasta efectul coroziunii datorită salinității apei este eliminat;
6. Posibilitatea utilizării sistemelor de acumulare a aerului comprimat, permite creșterea randamentului general.

Aerul comprimat este produs de un compresor de aer cuplat printr-un multiplicator la rotorul eolian. Deoarece compresorul poate funcționa cu turație variabilă, antrenarea se poate face de la un rotor eolian cu geometrie fixă, adică fără modificarea unghiului de așezare respectiv a pasului palelor [162].

Pentru eliminarea dopurilor de aer din coloana ascensională bifazică și pentru reducerea consumului specific de aer s-au propus unele modificări la pompa cu aerlift [163 și 164].

Față de multiplele avantaje ale pompei aerlift există un dezavantaj care-i limitează utilizarea: pentru un randament acceptabil adâncimea de scufundare trebuie să se apropie cât mai mult de înălțimea totală de pompare. Această condiție reclamă puțuri foarte adânci și de multe ori nu poate fi îndeplinită. Pompa aerlift nu se poate utiliza în cazul fântânilor săpate și râurilor puțin adânci.

Pentru eliminarea acestor neajunsuri a fost dezvoltată o concepție diferită de pompă pneumatică numită aerlift [165]. Această pompă este de tipul cu cilindru (cu dislocare), cu autoaspirație. Construcții asemănătoare au fost realizate și de unele firme specializate.

În figura 9.64 este reprezentată o pompă pneumatică cu cilindru a cărei funcționare încetează dacă nivelul lichidului de pompat scade sub o anumită valoare [159].

În faza de admisie apa pătrunde în cilindru prin supapa de admisie 10 datorită

presiunii hidrostatice, pompa fiind imersată (cel puțin până la capac). Plutitorul 2 se ridică până când ajunge la inelul supapei de golire 3 pe care începe să-l ridice. În același timp se ridică și pârghia 8 care deschide progresiv supapa de admisie 10. Între timp se închide supapa de golire și astfel aerul comprimat împinge apa în conducta de refulare. Plutitorul coboară împreună cu nivelul apei până când ajunge la capătul inferior al tije de comandă, care sub acțiunea greutatei plutitorului se deplasează în jos și prin pârghia 8 închide supapa de admisie a aerului, deschizând în același timp supapa de golire 3 prin care aerul din cilindru este eșapat și ciclul se repetă.

O construcție asemănătoare de pompă este reprezentată în figura 9.65 [160].

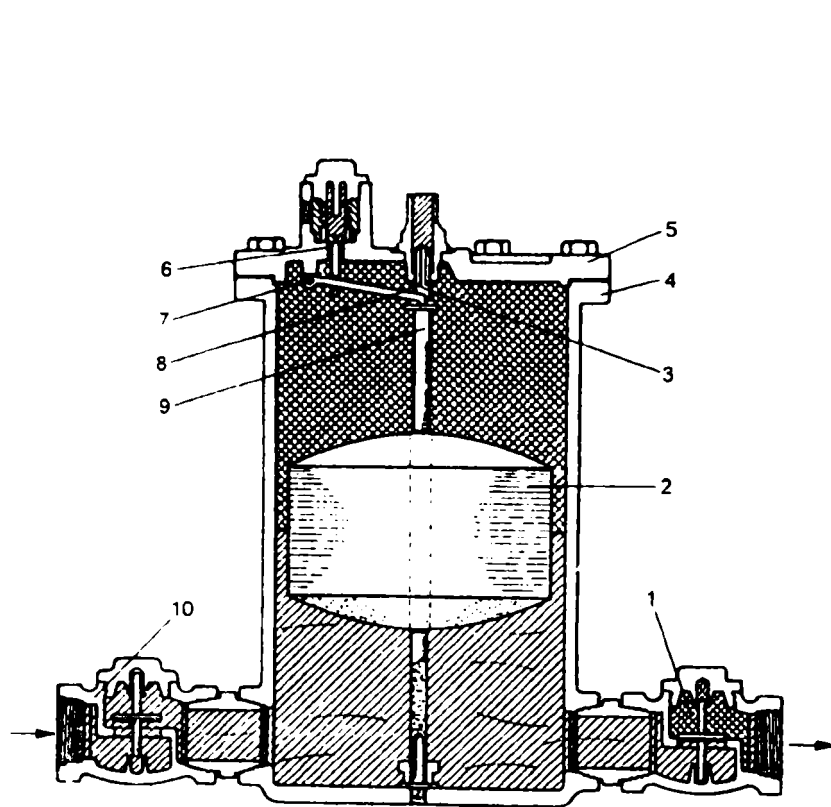


Fig.9.64. Pompă automată pentru lichide, acționată pneumatic, faza de admisie, tip Sarco (Typ 4930 Sarco GmbH Rasel-Apparatebau Konstanz a.B)  
1.-supapă de refulare;2.-plutitor;3-supapă de golire;  
4-cilindru;5-capac;6-supapă de admisie aer;7-articulație;  
8-pârghie;9-tijă de comandă,10-supapă de admisie

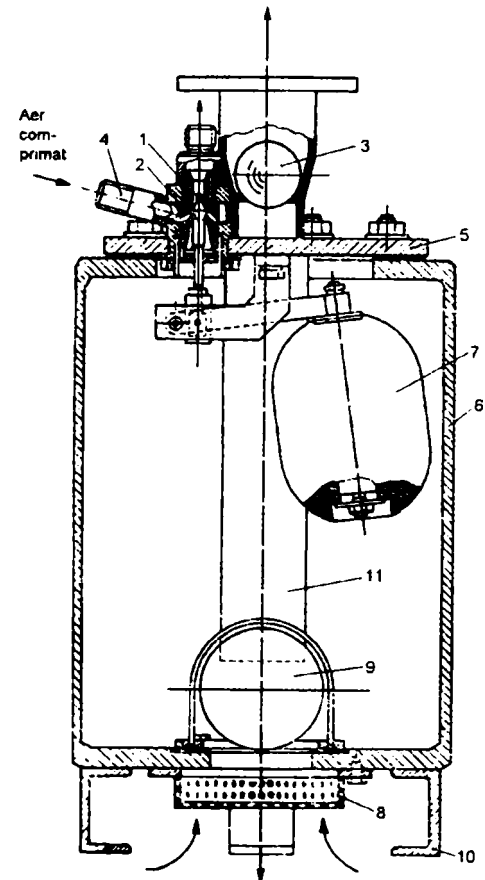
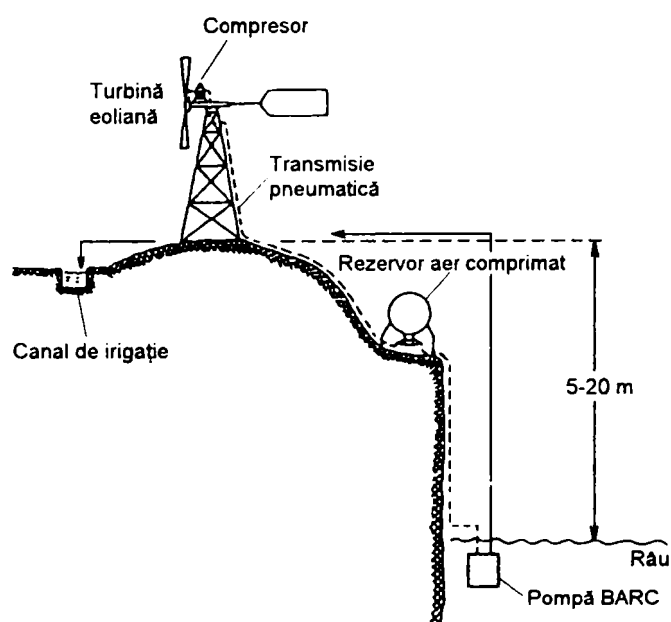


Fig.9.65. Secțiune printr-o pompă pneumatică cu cilindru:  
1-tijă de obținere; 2-corp ejector; 3 și 9-supape; 4-record aer comprimat;  
5-capac; 6-cilindru; 7-plutitor;  
8-sorb; 10-picior de reazem;  
11-conductă de refulare

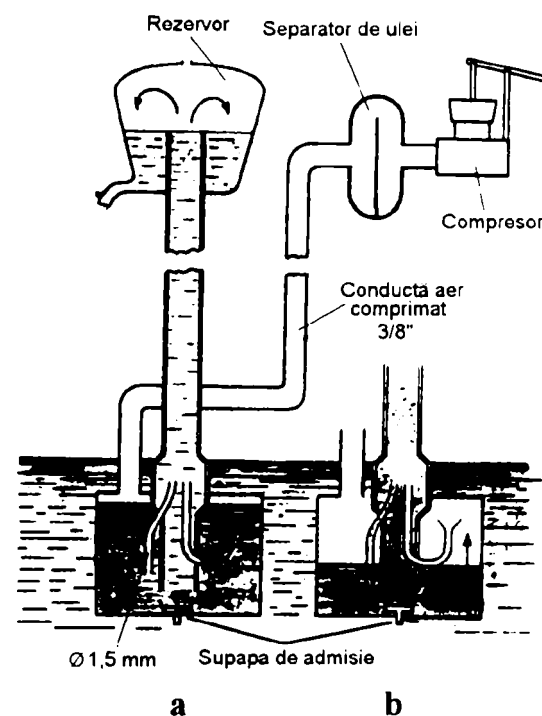
Pompa funcționează fiind introdusă în apa în proporție de 50-85% din înălțimea ei. Pompa fiind rezemată de picioarele de sprijin 10, apa pătrunde prin sorbul 8, ridicând supapa de aspirație 9. În starea goală a cilindrului 6, plutitorul 7 și tija de obturare 1 a ejectorului inelar 2, montat pe capacul 5 se află în poziție inferioară. Astfel, aerul comprimat introdus prin recordul 4, trecând prin ejector iese cu mare viteză în atmosferă, antrenând și aerul din cilindru, datorită depresiunii create în interiorul acestuia.

Ca urmare, se accelerează creșterea nivelului apei în interiorul cilindrului. În momentul ridicării de către plutitor a tije de obținere 1 a ejectorului, aerul comprimat ajuns în corpul ejectorului nu mai poate ieși în atmosferă prin difuzor și pătrunde în cilindrul pompei, exercitând presiune asupra nivelului apei, care va fi evacuată prin conductă de refulare 11. Supapa 3 are rolul de a reține coloana de lichid pentru a nu pătrunde în cilindru.

Schema sistemului de pompare eolian cu pompă BARC pentru irigații este reprezentată în figura 9.66.



9.66. Pompa BARC pentru irigații



9.67. Pompă pneumatică cu cilindru și efect aerlift

a - începutul fazei de refulare  
b - începutul fazei de admisie

Pentru mărirea eficienței și simplificarea pompelor pneumatice cu cilindru s-au propus mai multe soluții constructive. În brevetul [166] distribuitorul de aer este inclus în piston, rolul plutitorului este preluat de piston și aerul eșapat intră în conducta de refulare participând la pomparea apei prin efectul aerlift. Păstrând acest efect, soluția constructivă din figura 9.67. [167] prezintă avantajul lipsei pieselor în mișcare și a garniturilor de etanșare.

La transmisia pneumatică, problema principală rămâne construcția

compresorului cu transmisie directă (fără multiplicator). Se poate aprecia că pentru această utilizare corespund mai bine compresoarele cu membrană.

#### 9.4.5. ALEGEREA SOLUȚIEI OPTIME

În cazul transmisiei mecanice, sunt recomandate soluțiile tehnic prezentate la punctele 9.4.1. și 9.4.2. Opțiunile pentru transmisia hidraulică sau pneumatică sunt în funcție de modul amplasare a turbinei față de sursa de apă și de caracteristicile sursei de apă. Criteriile de alegere a tipului de transmisie sunt prezentate în tabelul 9.3.

Tabelul 9.3.

Optimizarea tipului de transmisie în funcție de amplasament, la pompele eoliene echipate cu pompe volumice							
TRANSMISIE		CONDIȚII OPTIME					
Tipul	Componenta	Amplasa- ment turbina față de sursa de apă	Sursa de apă		râu sau lac	Corozivitate apă	
			Preț			fără	cu
			forat	săpat			
MECANICĂ	VARIANTA A cu pompă alternativă - antrenare directă - tijă de acționare	deasupra	X	X	-	X	-
	VARIANTA B cu pompă submersilă rotativă - antrenare directă sau multiplicator - arbore de antrenare	deasupra	X	X	-	X	-
	VARIANTA C cu elevator hidraulic - antrenare directă sau multiplicator	deasupra	-	X	X	X	-
HIDROSTATICĂ	- pulsator - pompă hidrostatică cu • cilindri și arc • diafragmă	distanță mare (> 10 m)	-	X	X	X	-
			X	X	X	X	-
PNEUMATICĂ Din cauza randamentului energetic redus, se recomandă numai dacă soluțiile constructive anterioare nu se pot aplica	- compresor - pompă cu • aerlift • cilindru și dislocare • cu cilindru și efect aerlift	distanță mare (> 10 m)	X	-	-	-	X
			-	X	X	X	-
			X	-	X	X	-

## Capitolul 10.

### OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE, PRIN ADAPTAREA CARACTERISTICII POMPEI

La o turbină eoliană, puterea maximă se obține dacă rotorul funcționează la  $C_{pmax}$  respectiv  $\lambda_o = \frac{\omega R}{V_\infty} = \text{constant}$ . Aceasta înseamnă că turația rotorului trebuie să fie proporțională cu viteza vântului. Din expresia puterii rotorului și a pompei (relația 8.1) neglijând efectele randamentelor se poate scrie:

$P_{mec} = P_h$  și înlocuind:

$$C_p \frac{1}{2} \rho A V_\infty^3 = Q \rho_h g H; \quad V_\infty = \frac{\omega R}{\lambda} = \frac{\pi R}{30 \lambda} n_{rot}$$

$H$  și  $\lambda$  - constante;

$$k_T n_{rot}^3 = k_p Q \tag{10.1}$$

$$Q = \frac{k_T}{k_p} n_{rot}^3 = k_Q n_{rot}^3 \tag{10.2}$$

$$Q = q \frac{n_p}{60} = k_i q n_p \tag{10.3}$$

înlocuind această relație în (10.2) și considerând  $i = n_{rot}/n_p = 1$  respectiv  $n_{rot} = n_p \cdot i$ , se obține:

$$k_i q n = k_Q n^3$$

adică:

$$q = k_q n^2 \tag{10.4}$$

înlocuind  $q = k_q n^2$  relația (10.4) devine:

$$k_i k_q n^2 = k_Q n^3 \tag{10.5}$$

Dacă presupunem  $q = \text{constant}$  și  $i \neq 1$  și variabil, ținând cont de ecuația (10.3), relația (10.1) devine:

$$k_T n_{rot}^3 = k_n n_p \text{ știind că } i = \frac{n_{rot}}{n_p} \text{ înlocuind } n_p = \frac{n_{rot}}{i} \text{ obținem:}$$

$$k_T n_{rot}^3 = k_n \frac{n_{rot}}{i}$$

de unde:

$$i = \frac{k_n n_{rot}}{k_T n_{rot}^3} = k_2 \frac{1}{n_{rot}^2} \tag{10.6}$$

Deci pentru adaptarea puterii unei pompe volumice la puterea rotorului eolian există două posibilități:

1. Variația cursei pistonului proporțional cu pătratul turației la pompa cu piston, cu raportul de transmisie constant, (relația 10.5) - utilizând variatoare de cursă;
2. Variația raportului de transmitere invers proporțional cu pătratul turației rotorului, la pompele cu piston (cu cursă constantă) și la pompele rotative (relația 10.6) - utilizând variatoare de turație.

## 10.1. VARIATOARE DE CURSĂ AUTOMATE

### 10.1.1. VARIATORUL DE CURSĂ AUTOMAT CU ARC

Comportamentul general al sistemului amortizat masă-resort acționat de o forță exterioară sinusoidală a fost descris la punctul 9.3.1.4.

Mecanismul realizat la Universitatea Tehnică din Lyngby-Danemarca [168] este reprezentat schematic în figura 10.1.

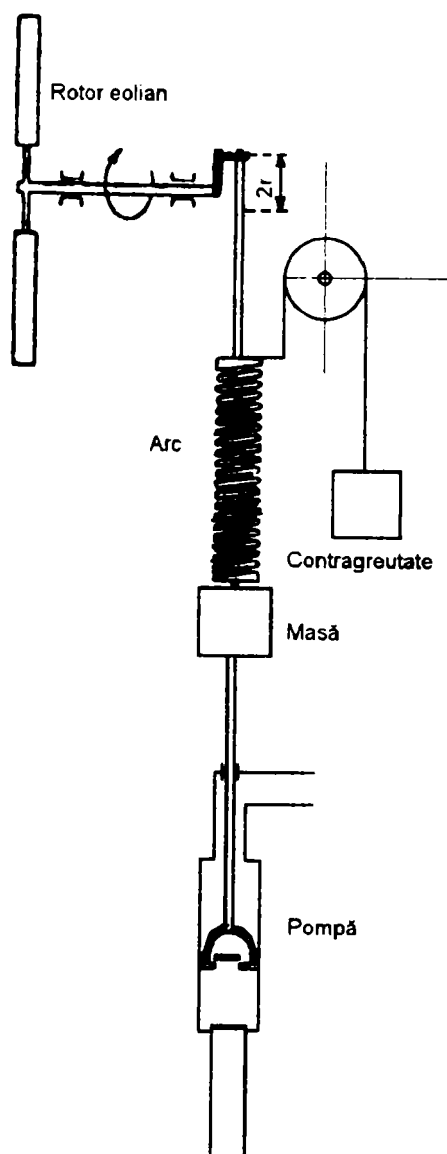


Fig. 10.1. Variator de cursă cu arc

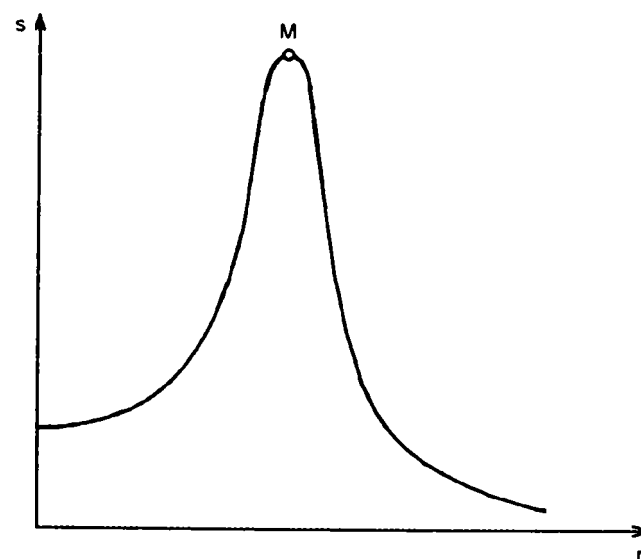


Fig. 10.2. Variația amplitudinii în funcție de turație la oscilatorul armonic cu amortizare uscată

Sistemul este de fapt un oscilator armonic cu amortizare uscată (columbiană). Amplitudinea oscilațiilor (cursa) variază în funcție de turația excitației armonice după alura din figura 10.2.

La turația de rezonanță amplitudinea are valoarea maximă în punctul M.



Oscilatorul trebuie astfel acordat încât punctul M să corespundă vitezei nominale a vântului (în jur de 6-8 m/s). Datorită faptului că amplitudinea la pornire nu este zero, se impun aceleași măsuri de ușurare a pornirii ca la pompele clasice (vezi punctul 9.2.).

Testele au arătat o scădere a debitului pompat la viteze de vânt mici, creșterea debitului față de pompa clasică are loc numai la vitezele mari [169]. Rezultatele nu pot hotărâ definitiv performanțele mecanismului testat, deoarece nu s-a făcut o adaptare (acordare) optimă la condițiile de amplasament (înălțime de pompare, viteză nominală corelată cu distribuția de frecvență a vitezei vântului). Se poate totuși aprecia că față de pompa eoliană clasică de aceeași putere, volumul pompat într-o anumită perioadă de timp crește de cca. 1,5 ori.

### 10.1.2. VARIATORUL DE CURSĂ AUTOMAT AERODINAMIC

Soluția constructivă pentru modificarea cursei pistonului pompei utilizând forța aerodinamică a vântului nu este o idee nouă [170].

Ideea se bazează pe faptul că momentul aerodinamic, dezvoltat de un rotor eolian este proporțional vitezei vântului.

Principiul soluției propuse este reprezentat în figura 10.3.

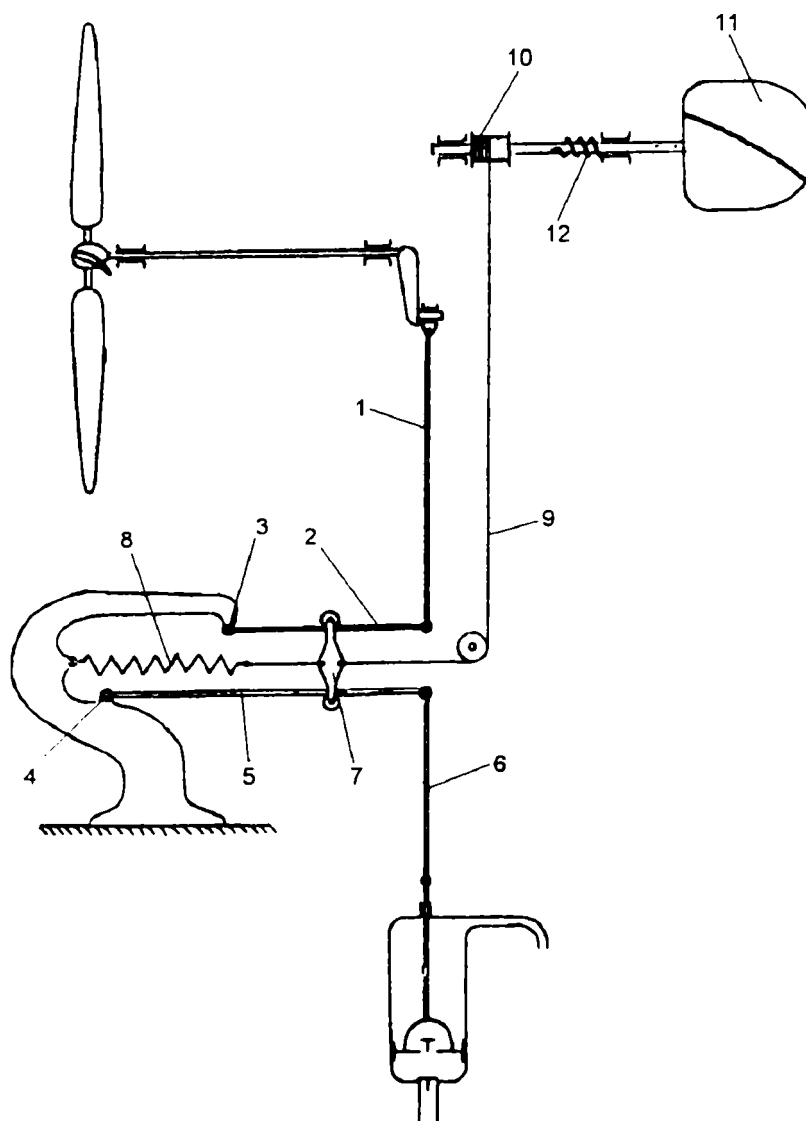


Fig. 10.3. Variator de cursă aerodinamic

Tija intermediară 1 face legătură între butonul de manivelă al arborelui rotorului și o articulație (sferică) a pârghiei 2, care poate oscila în jurul articulației 3. În articulație poate oscila pârghia 5 care în partea opusă acționează tija 6 a pompei. Pârghiile 2 și 5 de lungimi diferite sunt legate între ele prin căruciorul 7 care este proporționat prin echilibrul forțelor arcului 8 și a cablului 9 care este înfășurat pe tamburul 10 fixat pe axul rotorului - derivă 11. Cablul 9 este menținut tot timpul în tensiune de către arcul elicoidal de torsiune 12. (Care poate fi și un arc spiral plan).

În repaus, când nu este vânt, poziția de echilibru a căruciorului 7 este în partea stângă, atingând articulația 3. La viteze mici, cursa este practic 0. Viteza vântului crescând, momentul dezvoltat de rotor - derivă 11 crește pătratic și întinde arcul 8 până la echilibrarea forțelor, când rotorul 11 se oprește. Deplasarea căruciorului 7 spre dreapta va determina creșterea cursei pistonului după o lege pătratică în funcție de viteza vântului, respectiv în funcție de turația rotorului principal.

Nu există referințe cu privire la utilizarea acestui sistem, se pare că a fost abandonată datorită complexității reglajelor.

### 10.1.3. VARIATOARE DE CURSĂ HIDRAULICE

#### A. Variatorul de cursă cu amortizor hidraulic

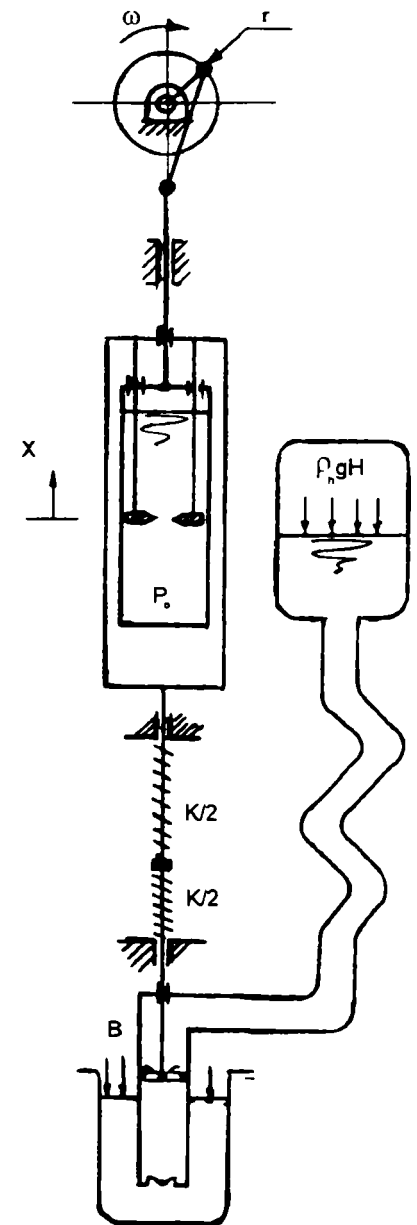
În figura 10.4 este reprezentată pompa cu cursă variabilă dezvoltată de Universitatea din Reading [171].

Transmisia constă dintr-un mecanism bielă-manivelă antrenat de arborele rotorului și un amortizor hidraulic. Cilindrul exterior de antrenare a amortizorului este în legătură directă la partea superioară cu un disc prevăzut cu un orificiu calibrat care se poate deplasa într-un cilindru interior umplut cu lichid care este antrenat prin mecanismul bielă-manivelă. La partea inferioară cilindrul exterior este fixat pe tija de acționare a pompei cu simplu efect care este menținută într-o poziție intermediară prin două arcuri.

Fig. 10.4. Pompă cu cursă variabilă cu amortizor hidraulic ⇨

Dacă turația este mică, lichidul din cilindrul interior se deplasează alternativ într-o parte și alta prin orificiu, care este de fapt un orificiu cu turbulență. Prin similitudine (P0) și viteza de curgere a lichidului se trece prin orificiu este proporțională cu pătratul vitezei relative dintre cilindrul interior și discul cu orificiu. Pomparea începe în momentul în care  $P_0 > \rho_l g H A_p$ .

În general ecuațiile matematice ale mișcării care caracterizează comportamentul



sistemului sunt:

Cursa de pompare (PMI-PMS)

$$\left(F_m + \rho_h g H A_p\right) \left(1 + \frac{\ddot{x}}{g}\right) + Kx = 1/2 \rho_h \left(\frac{A}{a C_s}\right)^2 (A - a)(r\omega \sin \omega t - \dot{x}) \quad (10.7)$$

$$(r\omega \sin \omega t - \dot{x})$$

Cursa de revenire (PMS-PMI)

$$F_m \left(1 + \frac{\ddot{x}}{g}\right) + Kx = 1/2 \rho_h \left(\frac{A}{a C_s}\right)^2 (A - a)(r\omega \sin \omega t - \dot{x}) \quad (10.8)$$

$$(r\omega \sin \omega t - \dot{x})$$

în care:

x - cursa discului cu orificiu (identică cu cursa pistonului)

$\dot{x}$  - viteza

$\ddot{x}$  - accelerația

$C_s$  - coeficient de scurgere prin orificiu

A - aria discului (cilindrului interior)

a - aria orificiului

După rearanjarea termenilor în ecuațiile de mai sus se poate vedea că acestea fac parte din familia specială a ecuațiilor diferențiale Mathieu [172]. Soluția acestor tipuri de ecuații este exprimată în termenii funcțiilor Mathieu, dar coeficienții acestora nu sunt disponibili. În consecință rezolvarea ecuațiilor se poate face numai prin metode numerice. Nu se insistă asupra aspectului matematic de rezolvare a problemei.

Pentru verificarea teoriei, noul concept a fost testat în laborator [173]. Variația cursei în funcție de turație este reprezentată în figura 10.5.

Se observă că legea de variație a cursei diferă sensibil față de legea pătratică, din care cauză nu poate asigura un regim de funcționare optim.

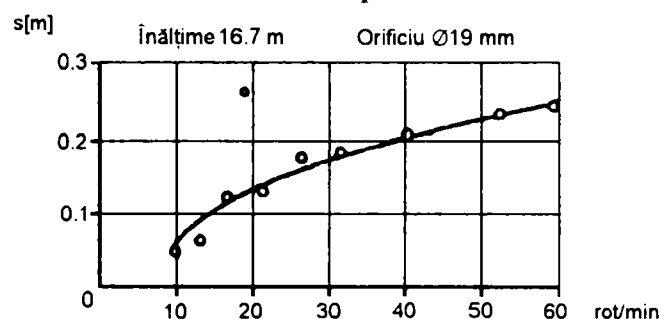


Fig. 10.5. Variația cursei în funcție de turație la variatorul cu amortizor hidraulic.

## B. Variatorul de cursă automat hidraulic cu cursor

Această variantă de variator de cursă este tratată pe larg în lucrarea [174].

Numeroși producători încă din 1917 [175] au încercat să rezolve problema adaptării sarcinii utilizând sisteme simple și autonome prin propunerea mecanismelor cu cursă variabilă pentru ajustarea automată a cursei pompei în așa fel încât turbina eoliană să funcționeze la coeficientul de putere maxim într-un domeniu larg de viteze ale vântului.

Recent interesul în posibilitatea dezvoltării unui mecanism cu cursă variabilă a

fost reînnoit [176,177 și 178].

Cele mai multe variatoare de cursă construite recent sau în curs de dezvoltare au în componența lor un modul de comandă-regulator care reacționează la schimbarea vitezei vântului. Viteza vântului este semnalul de ieșire servește ca semnal de intrare pentru modulul de acționare - elementul de execuție care modifică cursa pompei. Elementul de execuție este prevăzut cu o intrare de putere separată de la turbina eoliană. În figura 10.6 este reprezentată schema bloc al mecanismului de variație a cursei cuprinzând modulul de comandă și de acționare.

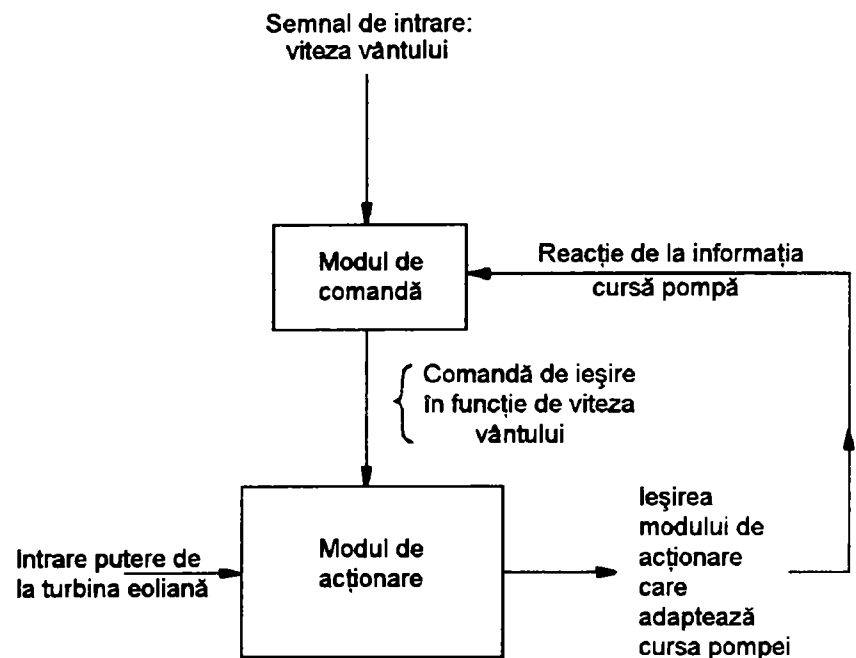


Fig. 10.6. Schema bloc al variatorului de cursă

## Reglatoare

Scopul regulatorului este de a genera un semnal de comandă care determină funcționarea elementului de execuție astfel încât să adapteze cursa pompei.

Una dintre formele cele mai simple de regulator constă dintr-o placă cu rezistență aerodinamică este independentă de viteza vântului, este clar că forța aerodinamică este direct proporțională cu pătratul vitezei vântului. Forța aerodinamică este calibrată prin forța de tensiune sau compresiune a unui arc care este direct proporțională cu cursa pompei:

$$k_s = C_x A \frac{\rho V_\infty^2}{2} \quad \text{care se reduce la: } s \sim V_\infty^2 \quad (10.9)$$

Relația (10.8) exprimă condiția identificată anterior ca o necesitate pentru un regulator de cursă variabilă satisfăcător. În figura 10.7 este reprezentat schematic un astfel de regulator care pentru identificare, se va denumi de tip A.

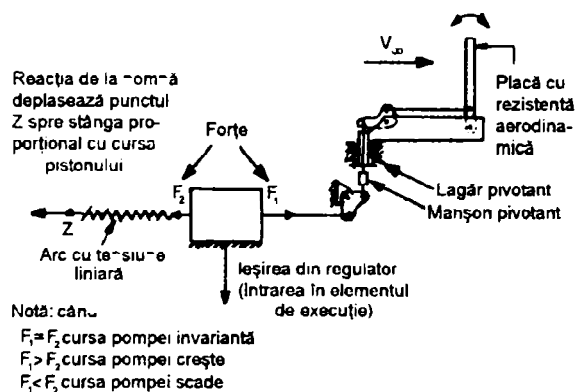


Fig. 10.7. Regulator de cursă tip A

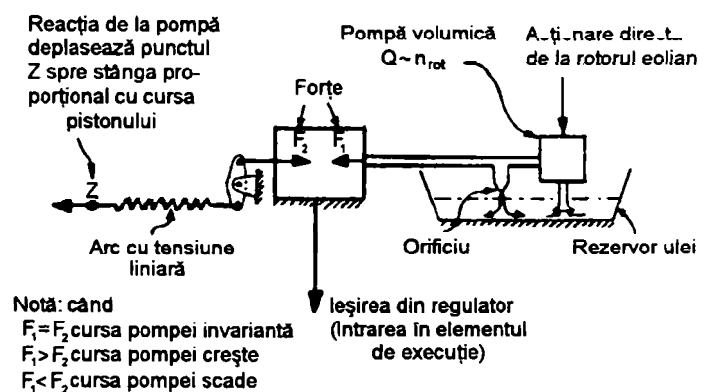


Fig. 10.8. Regulator de cursă tip B

Acest tip de regulator a fost folosit de Avery la variatorul de cursă propus de el

[177 și 178].

Într-o altă variantă se poate utiliza rotorul eolian ca anemometru. Pentru funcționare cu coeficient de putere constant turația rotorului este direct proporțională cu viteza vântului. Prin unei pompe volumice care debitează printr-un orificiu fix presiunea prin pompă este proporțională cu viteza vântului. Utilizând această presiune; prin acționarea unui cilindru hidraulic; se obține același efect ca la regulatorul cu rezistență aerodinamică. Acest tip de regulator, pentru identificare, se va numi de tip B și este prezentat schematic în figura 10.8.

Avantajul regulatorului de cursă tip B este că mărirea frecării între prăjina de pompare și coloană de extracție, respectiv mărirea presiunii de pompare are ca urmare scăderea automată a cursei în aceeași proporție. Acest comportament asigură funcționarea cu coeficient de putere constant. Variatorul de cursă de tip A nu prezintă această calitate.

#### Elemente de execuție.

Cele mai simple mecanisme de cursă variabilă nu utilizează un element de execuție propriu-zis ci un regulator mai mare de categoria A sau B. Un astfel de mecanism dezvoltat de Kennell și asociații lui este reprezentat în figura 10.9. [179.]

Dezavantajul folosirii directe a regulatorului este acela că la o reglare corectă a cursei cele două forțe opuse de reglare se echilibrează reciproc. Rezultatul este că nu mai există o forță netă disponibilă care să revină deplasarea cursorului, la care este atașată acționarea pompei, datorită influenței încărcării impuse de către mecanism și generată de acționarea pompei cu cursă variabilă. Pentru reducerea forțelor perturbatoare orizontale mecanismul trebuie astfel dimensionat încât unghiurile de

Aceasta se realizează prin lungirea corespunzătoare a balansierului pentru micșorarea unghiularității z-z și prin lungirea legăturii y-y cu pompa. Este posibil, de asemenea, folosirea unui glisor blocabil (ireversibil) sau a unui

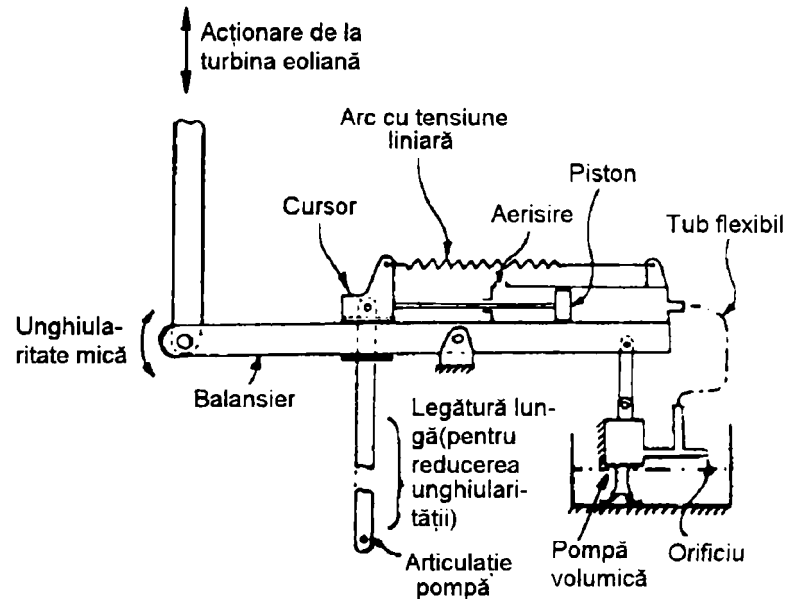


Fig. 10.9. Schema mecanismului de cursă variabilă având la bază regulatorul de tip B fără element de execuție (modul de acționare) separat

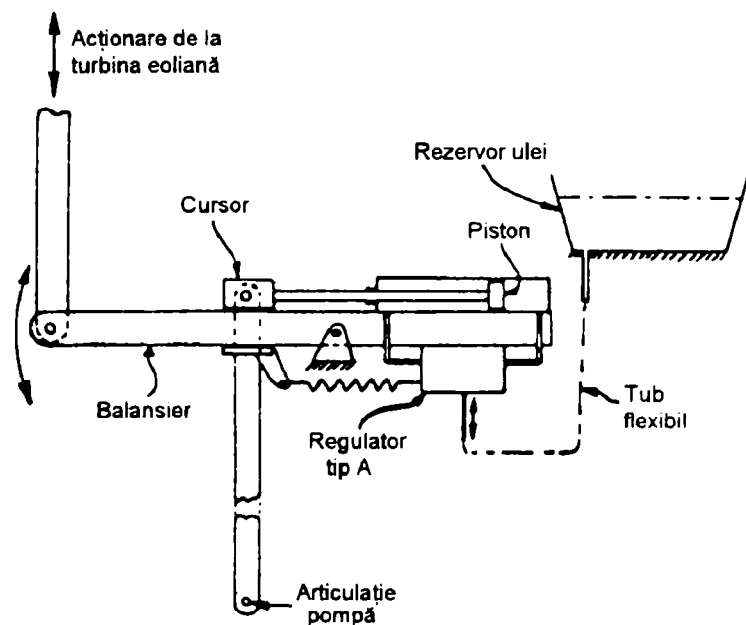


Fig. 10.10. Schema variatorului de cursă automat cu cilindru hidraulic, poziționar fără intrare de putere, cu regulator de tip A

amortizor hidraulic pentru a contracara mișcările bruște nedorite ale cursorului.

Sistemul propus de Avery [177 și 178] figura 10.10, prezintă o utilizare mai ingenioasă a cilindrului hidraulic, care în acest caz nu este cu adevărat element de acționare ci mai degrabă un poziționetru al cursorului și lucrează în legătură cu un regulator de tip A.

Noutatea interesantă a poziționatorului este absența unei pompe hidraulice. Forța de acționare provine de la forțele impuse pistonului poziționerului de către pompa antrenată (componenta în lungul balansierului); nu există un sistem de presiune pentru a alimenta cilindrul poziționerului. Regulatorul servește la determinarea mișcării pistonului poziționerului în direcția dorită și nu în direcția opusă. Acest sistem poate acționa atât o pompă cu simplu efect cât și o pompă cu dublu efect. Unul din avantajele sistemului este că consumul de putere este minim, de asemenea alimentarea cilindrului hidraulic este mai simplă datorită absenței sistemului presurizat.

O altă clasă de variatoare de cursă sunt așa numitele elemente de execuție cu consum de putere. Versiunea în totalitate hidraulică [179 și 180] este similară cu sistemul Avery cu excepția faptului că este folosit un regulator de tip B și că se folosește și un sistem de presurizare pentru acționarea pistonului poziționerului în manieră pozitivă. Dezavantajul unei asemenea soluții este consumul constant de putere pentru menținerea unui flux presurizat la orice moment la elementul de execuție. În consecință puterea consumată de regulator este mai mică dar aceasta este direct proporțională cu ieșirea turbinei datorită caracteristicilor intrinseci ale regulatorului. Puterea consumată de sistemul presurizat al elementului de execuție este proporțională cu viteza în.ulu. în .mp c p .rca ro.or... este proporțională cu cubul vitezei vântului. Aceasta înseamnă că sistemul de presurizare poate consuma o parte însemnată din puterea turbinei când a funcționează la viteze mici de vânt. Pentru a putea realiza lucrul va utiliza o pompă de presurizare de dimensiuni mai mici. Schema de principiu este reprezentată în figura 10.11.

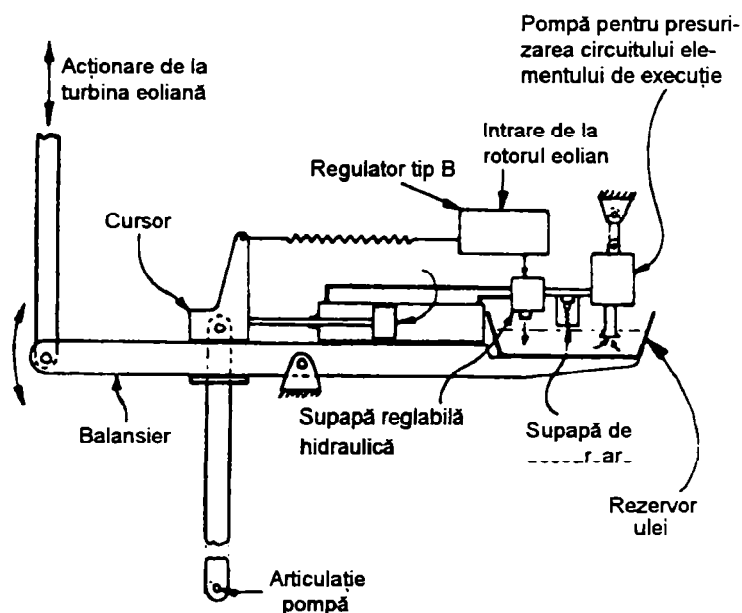


Fig. 10.11. Schema variatorului de cursă automat utilizând un cilindru hidraulic presurizat cu regulator de tip B.

### C. Variatorul de cursă automat pentru compresoare

În acest caz, se face un artificiu, cursa rămâne constantă dar se modifică spațiul mort al compresorului printr-un element de execuție hidraulic comandat de un regulator de tip B [181]. Cilindrul de execuție este presurizat și sistemul consumă energie tot timpul, asemănător tipului descris mai sus (Fig. 10.12). Compresorul funcționează cu admisie parțială variabilă.

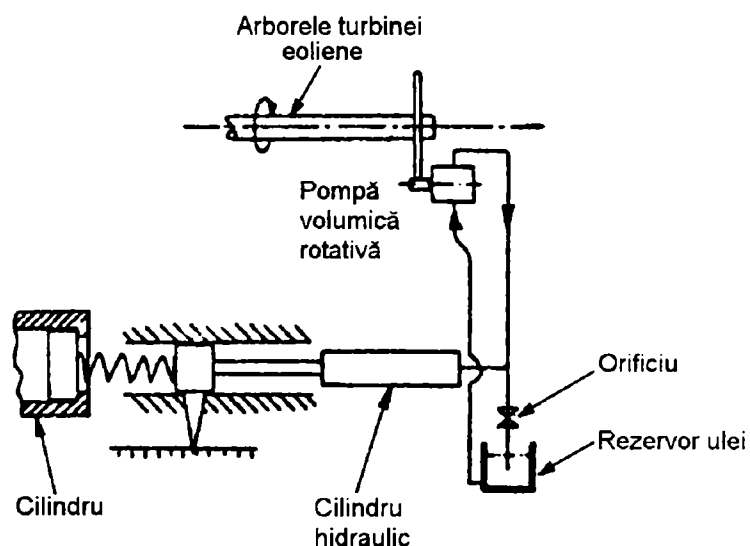


Fig. 10.12. Schema variatorului de cursă hidraulic pentru compresoare.

### D. Variatorul de cursă automat cu regulator hidraulic și element de execuție mecanic

O alternativă mai timpurie decât elementul de execuție hidraulic a fost acționarea mecanică cu roți dințate care operează printr-un mecanism șurub-piuliță sau melc-roată melcată care să prevină mișcările trenului de acționare ce pot să apară involuntar datorită încărcării pompei prin intermediul arborelui de acționare [182, 183 și 184]. Cu ajutorul unui element de acționare mecanic regulatorul servește la acționarea unui cuplaj bisens. Sistemul mecanic rotește șurubul în orice sens pentru a crește sau scade cursa pompei fiind comandat de modul de lucru al cuplajului, selectat de regulator. Un element de execuție de acest tip nu consumă nici un fel de putere când cuplajul este în poziție neutră. Un sistem de tipul descris folosind un regulator de tip B a fost construit ca model funcțional, redus la scară, și apoi testat. (fig.10.13).

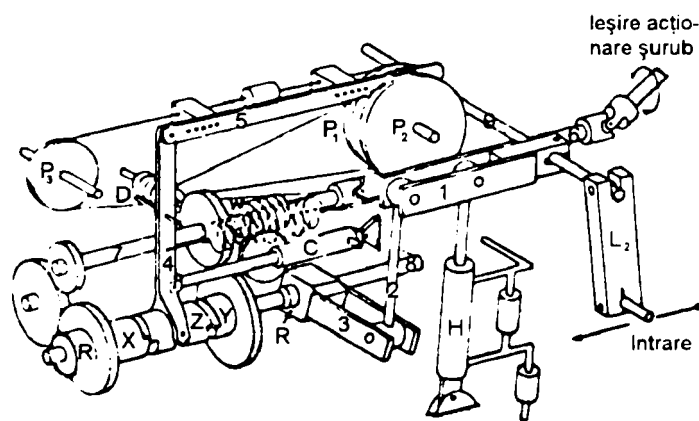


Fig.10.13. Schema variatorului de cursă automat cu regulator hidraulic și element de execuție șurub-piuliță, H-pompa hidraulică a regulatorului, C- cilindru acționare cuplaj

## E. Variatorul de cursă automat hidraulic cu drosel

Acest variator de cursă se poate aplica la pompele cu dublu efect cu transmisie hidraulică (fig.9.60 și 9.61) prin racordarea unui drosel turbulent reglabil între cele două conducte de legătură ale pulsatorului. Reglarea droselului se face o singură dată la punerea în funcțiune. Caracteristica variatorului cu drosel este asemănătoare cu caracteristica variatorului de cursă cu amortizor hidraulic. Rolul arcului de la amortizorul hidraulic este îndeplinit de elementul elastic al cilindrului de lucru.

### 10.1.4. VARIATORUL DE CURSĂ AUTOMAT CENTRIFUGAL

În acest caz, variația cursei se realizează mecanic prin acțiunea forței centrifuge asupra unui set de arcuri de compresiune (fig.10.14) [185].

Ghidajul mobil este rotit de către turbină. Două mase grele ( $M$ ) alunecătoare în ghidaje, sunt legate printr-un mecanism articulat rombic, astfel încât să se deplaseze radial în timpul rotației. La capătul ghidajului sunt montate o serie de arcuri de compresiune, de lungimi și rigidități diferite pentru reglarea razei  $r$ . Variația cursei  $s=2r$  în funcție de turație nu este continuă ci în trepte. Pentru variație continuă arcul ar trebui să aibă rigiditatea variabilă în funcție de deformație, respectiv  $k \sim r$ .

La proiectare trebuie să se prevadă ca masele ( $M$ ) să fie suficient de mari pentru a elimina oscilațiile radiale datorită sarcinii pompei.

Un mecanism asemănător este descris în brevetul [186].

La soluția constructivă prezentată în figura 10.15 [187] vibrațiile sunt eliminate prin utilizarea unei came spațiale

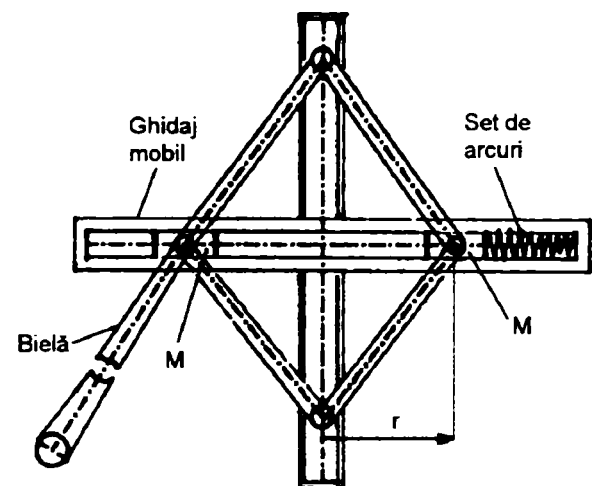


Fig.10.14 Schema variatorului de cursă automat centrifugal



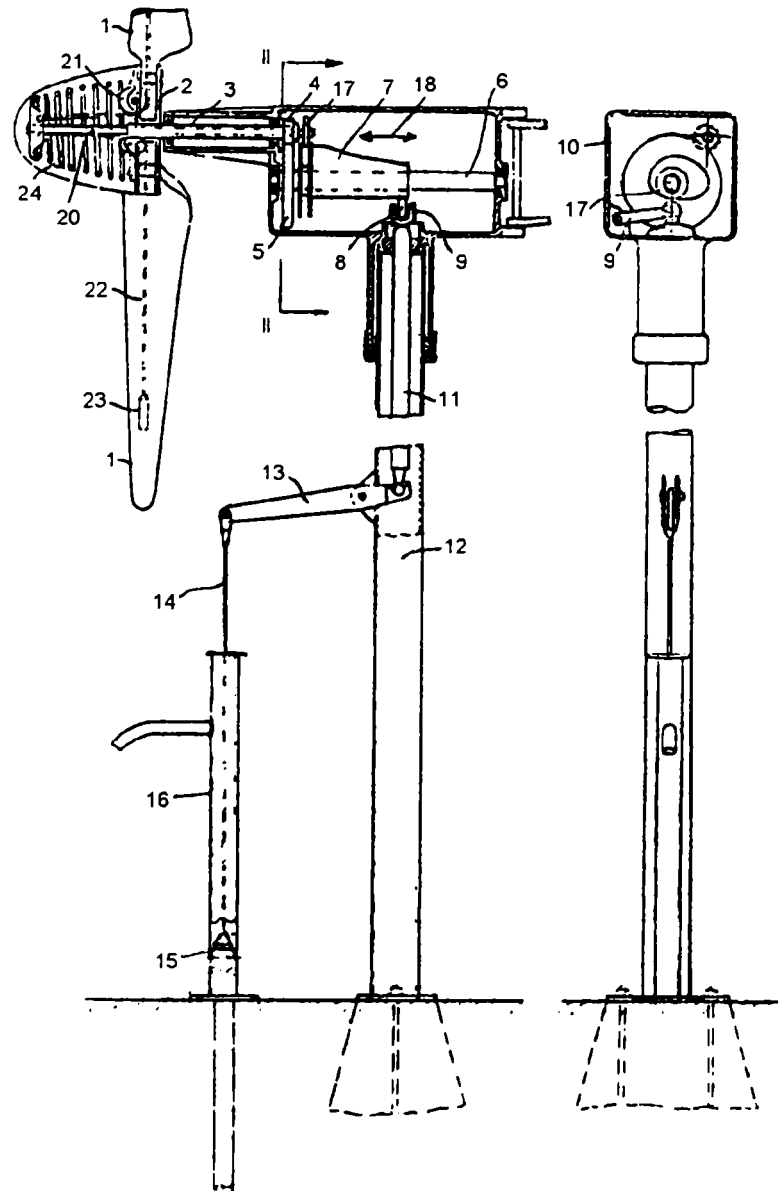


Fig. 10.15. Variator de cursă automat centrifugal cu camă spațială.

Palele 1 montate în butucul 2 antrenează prin arborele tubular 3, pinionul 4, roata dințată 5, arborele 6 și cama spațială 7. Mișcarea camei este transmisă rolei 8 ghidată de pârghia 9 articulată în carcasa 10. Rola 8 este articulată în tachelul 11 situat în interiorul stâlpului 12 și mișcarea de oscilație se transmite prin pârghia 13 la tija 14 a pistonului 15, care este montat în cilindrul 16. Cama spațială 7 este montată pe butucul canelat 17 putându-se deplasa în direcția 18 față de arborele 6. Deplasarea este comandată de rola 19 fixată pe tija de comandă 20 care trece prin arborele tubular 3. Peste rolele 21 trece câte un cablu 22 fixate la un capăt de câte o masă 23 iar la celălalt capăt la o flanșă fixată pe tija de comandă 20. Forța centrifugă a maselor 23 este echilibrată de arcul 24 cu rigiditate variabilă. Masele 23 sunt montate în niște ghidaje situate în câte o pală. Tija 20 cablurile 22 și arcul 24 asigură sincronizarea deplasării radiale a maselor 23 pentru a nu descentra rotorul.

În repaus și la turații mici, cama spațială 7 este într-o poziție deplasată spre stânga profilul acesteia prezentând în dreptul rolei 8 un cerc cu excentritate zero. La creșterea turației, datorită forței centrifuge cama spațială 7 se va deplasa spre dreapta până ce forța centrifugă se va echilibra cu forța arcului 24. Arcul și cama sunt astfel dimensionate încât cursa pompei să crească cu pătratul turației.

Într-o variantă îmbunătățită masele 23 pot fi înlocuite prin masa palelor care sunt montate culisant în butuc.

Acest tip de variator de cursă poate asigura o variație optimă a cursei în funcție de turație și se pretează în special la rotoarele eoliene rapide cu 2 sau 3 pale.

### 10.1.5. VARIATOARE DE CURSĂ AUTOMATE INERȚIALE

#### A. Variator de cursă cu vibrator inerțial

O astfel de instalație este reprezentată în fig.10.16. și se compune din:

- o coloană de țevi de extracție susținută la suprafață de o platformă cu arcuri așezată pe capul coloanei (capătul inferior al garniturii este suspendat liber și se găsește sub nivelul dinamic);
- un vibrator inerțial montat pe o platformă și format din două greutateți excentrice care se rotesc în sensuri opuse, în fază, astfel încât să se anuleze componentele forțelor orizontale generate prin rotirea menționată, iar cele verticale să se adune și să asigure împingerea lichidului spre suprafață;
- o transmisie a mișcării de rotație de la rotorul eolian la vibratorul inerțial.

Imprimând țevilor de extracție o mișcare periodică în sus și în jos drept rezultat, lichidul de la puț este împins în sus, deplasare care este înlesnită de o serie de supape de reținere ce se găsesc montate în interiorul fiecăre mufă de legătură, care se deschid automat la mișcarea în sus.

Deoarece fiecare supapă este supusă numai la greutatea apei dintr-o singură bucată de țevă, ea lucrează la o presiune de circa  $1,05 \text{ kgf/cm}^2$ . Din cauza acestei presiuni reduse, supapele nu sunt supuse abraziunii sau altor avarii.

Sistemul descris este de fapt o pompă inerțială, cursa oscilațiilor crescând cu turația după o lege pătratică.

La turație ridicată și adâncime mare de pompare apare fenomenul de pompaj sonic [188].

Soluția tehnică nu s-a aplicat până acum la pompele eoliene deoarece sistemul de transmisie este relativ complicat și scump.

În brevetul de invenție [189] este descris un sistem de transmisie cu lanț și

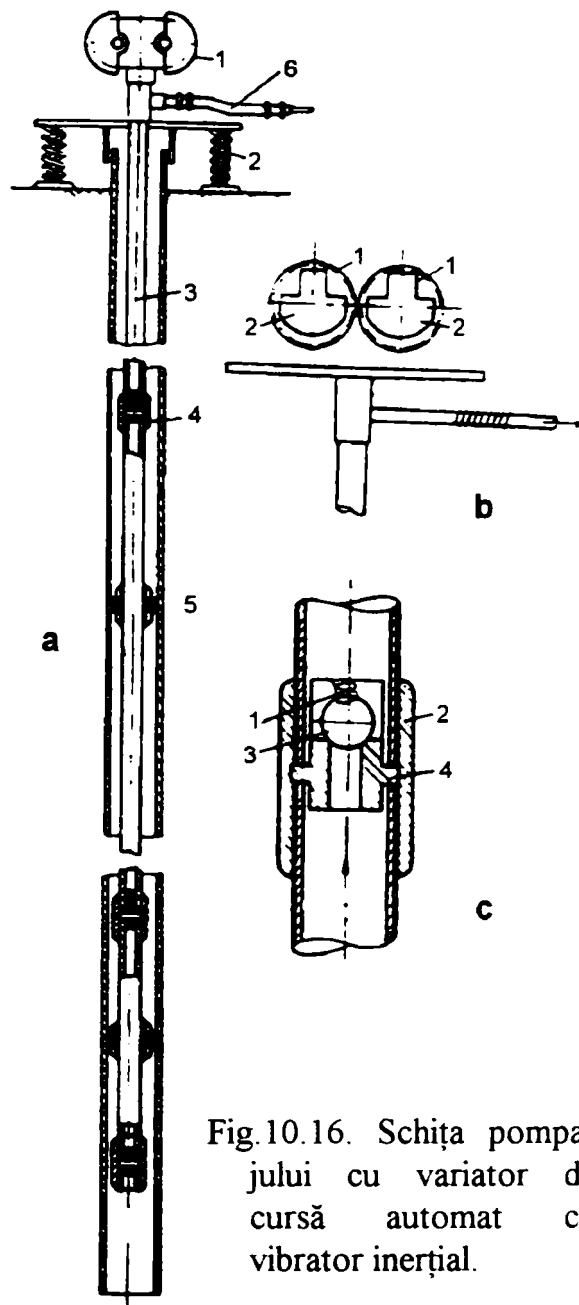


Fig.10.16. Schița pompei cu variator de cursă automat cu vibrator inerțial.

- a-schema instalației; 1-vibrator inerțial; 2-arcurile platformei; 3-garnituri de țevi de extracție; 4-mufă de legătură; 5-ghidaj de cauciuc teflonat;
- b-vibrator inerțial; 1-angrenaj; 2-discuri excentrice;
- c-supapă; 1-arc; 2-mufă; 3-bilă ușoară; 4- scaun supapă .

paralelogram deformabil.

## B. Pompă volumică cu debit variabil

Aceste pompe permit obținerea de debite variabile deși au pistoane cu deplasare constantă. Ele au fost inventate în 1922 și sunt interesante deoarece puterea absorbită de pompă este variabilă [190]

În figura 10.17 este reprezentată principiul constructiv al pompei. Arborele motor antrenează printr-un excentric și două biele pistoanele  $e$  și  $f$  ce lucrează în cilindri coaxiali  $g$  și  $h$ , supapele de admisie  $k$  și  $l$  montate în capetele cilindrilor.

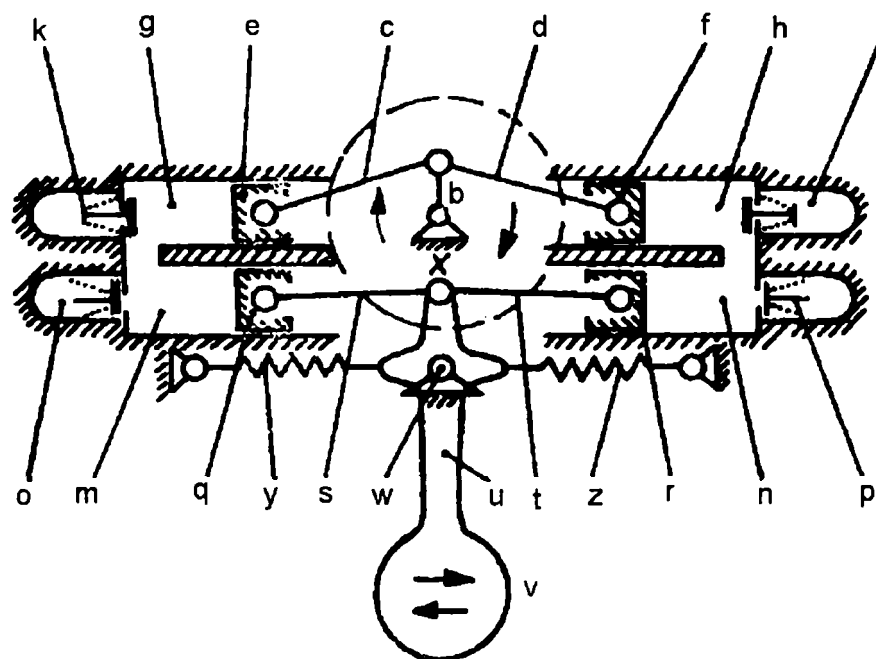


Fig.10.17. Pompă volumică cu debit variabil cu masă oscilantă

Cilindri sunt în comunicație cu cilindri paraleli  $m$  și  $n$ , care au montate supapele de evacuare  $o$  și  $p$ . Pistoanele opuse  $q$  și  $r$  ce se găsesc în acești cilindri sunt conectate prin bielele  $s$ ,  $t$  cu o pârghie  $u$  ce are masa  $v$  la un capăt și articulată într-un punct fix,  $w$ . Resorturile  $y$ ,  $z$  sunt prevăzute pentru a menține masa oscilantă în poziție medie.

Atunci când  $e$  și  $f$  oscilează iar întreg sistemul este plin cu lichid mișcarea se va transmite prin fluid pârghiei  $u$  și masei  $v$ . Coloanele de lichid fiind scurte, lichidul va fi de fapt ca o pârghie flexibilă între pistoane.

Dacă frecvența mișcării crește, inerția masei  $v$  se va opune mișcării și în cilindri pompei apar presiuni importante. Atunci când pompa nu debitează, presiunea va depinde de viteza pistoanelor  $e$  și  $f$  iar punctul  $x$  va avea aceeași cursă ca și pistoanele  $e$  și  $f$ . Dacă pompa debitează lichid, presiunea scade iar deplasarea punctului dispozitivului inerțial va fi mai mică, decât cursa pistoanelor  $e$  și  $f$ .

La fiecare cursă de admisie a pistonului pompei, o scădere a presiuni se va produce în cilindrul respectiv. Dispozitivul cu inerție nu va putea urmări imediat coloana de lichid și se va deschide supapa de admisie care va permite intrarea unei anumite cantități de lichid în cilindri.

La cursa inversă, presiune generată nu va putea deplasa imediat dispozitivul cu inerție și o parte din lichid va fi eliminat prin supapa de evacuare, dacă contrapresiunea nu este mai mare decât presiunea din cilindrul pompei.

Dacă contrapresiunea atinge o anumită limită, supapa de evacuare nu se deschide iar dispozitivul inerțial va oscila cu amplitudinea maximă. Mișcarea se produce fără absorbție de putere de la arborele primar - exceptând puterea necesară pentru învingerea frecărilor.

Presiunea maximă obținută la supapa de evacuare pentru un debit constant este în funcție de turația pompei, deci accelerând arborele de antrenare se poate obține o creștere a presiuni pentru același debit. Această pompă produce presiune maximă în interiorul cilindrilor atunci când nu există debit, iar această presiune maximă este proporțională cu puterea a doua a vitezei.

Altă variantă constructivă, reprezentată în figură 10.18, renunță la masa oscilantă, iar inerția necesară se obține folosind o conductă cu lichid de lungime convenabil aleasă.

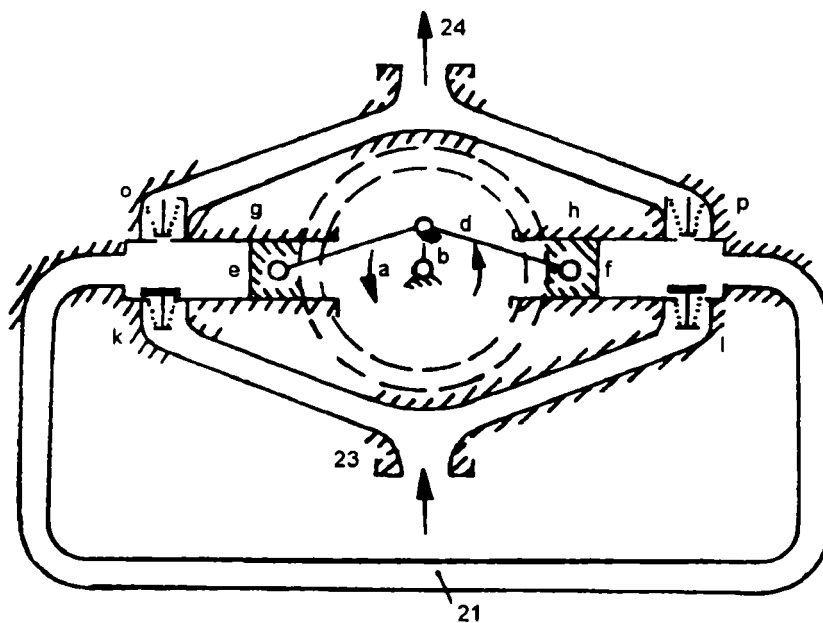


Fig. 10.18. Pompa volumică cu debit variabil cu conductă de lichid cu rol de masă inerțială

În acest caz excentricul arborelui primar *b* este legat prin bielele *c* și *d* cu pistoanele *e* și *f*. Cilindri *g* și *h* sunt conectați între ei prin conducta lungă 21, iar supapele de admisie *k* și *l* și supapele de refulare *o* și *p* sunt situate pe cilindri. Lichidul este pompat prin conducta 23 către racordul 24. La mijlocul conductei 21 presiunea este constantă.

Dacă se renunță la supapele de refulare, montajul poate fi utilizat ca pulsator cu debit variabil.

### C. Pompă volumică cu cilindru mobil

Principiul funcțional al acestei pompe este identic cu cele prezentate mai sus, dar principiul constructiv diferă. Schema constructivă a pompei eoliene este reprezentată în figura 10.19.

Pompa cu dublu efect diferențială 1 (fig. 9.39. și 9.43.) este antrenată de rotorul 2 printr-un mecanism de transformare a mișcării de rotație în mișcare rectilinie alternativă 3. Cilindrul 7 al pompei, suspendat prin trei cabluri 5 petrecute peste câte o rolă 4 de ghidare sprijinită într-un lagăr fixat de stâlpul turbinei eoliene, este echilibrat prin trei contragreutăți 6. Ghidarea cilindrului 7 este asigurată la partea superioară de către rolele 4 iar la partea inferioară, la nivelul apei, de către bilele 8 plutitoare din plastic. Stuțul de refulare 9 se racordează la rețeaua de apă printr-un furtun elastic care permite deplasarea liberă a cilindrului pe verticală pe lungimea cursei.

La turații mici, cilindrul se deplasează în sus și în jos împreună cu pistonul, cursa relativă fiind zero. Pe măsură ce turația crește, cursa cilindrului scade datorită forțelor de inerție. Ca urmare cursa relativă dintre piston și cilindru va crește cu turația.

#### a. Legea de variație a cursei

Pentru deducerea legii de variație a cursei în funcție de turație, este convenabil să se facă o analogie mecanică cu sita oscilantă care se comportă funcțional identic. Consider că această analogie permite o înțelegere ușoară a funcționării.

*a1. Acționare cu mecanism bielă-manivelă sau cu culisă oscilantă*

Se consideră un suport oscilant orizontal acționat printr-un mecanism bielă-manivelă la care  $l/r=20$  sau printr-un mecanism cu culisă oscilantă.

Pe suport este așezat un corp cu greutatea  $G$ , legătura cu suportul se realizează prin forța de frecare  $F_f = \mu G$  (fig.10.20) (10.10)

Viteza și accelerația suportului este determinată de raza de manivelă  $r$  și viteza unghiulară  $\omega$  a arborelui după cum urmează :

$$v_x = r\omega \sin \omega t$$

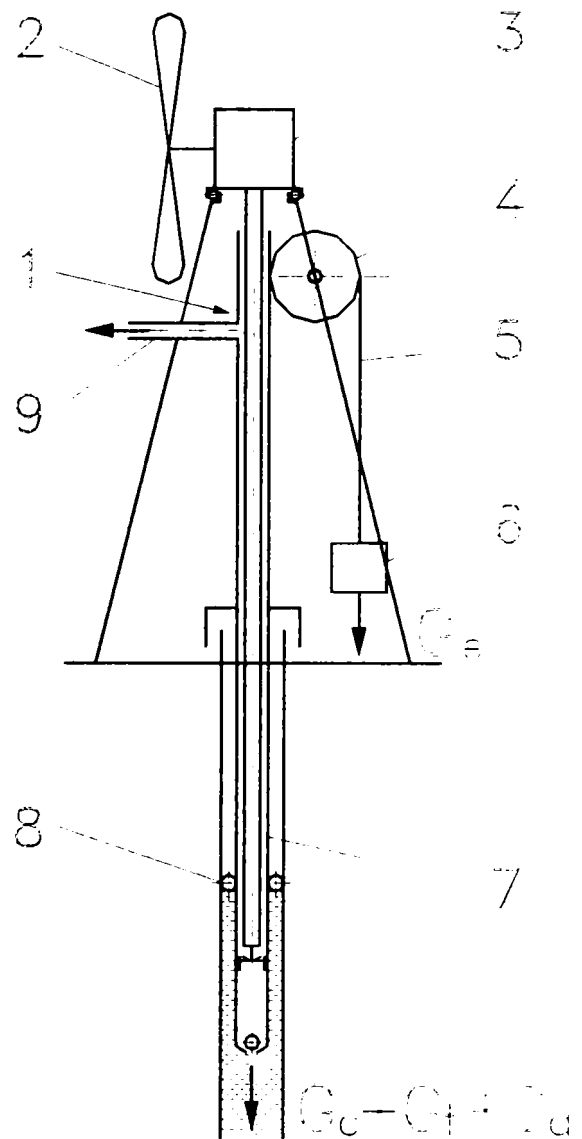


Fig.10.19. Pompă eoliană cu cilindru mobil

1-pompă cu dublu efect diferențială; 2-rotor eolian; 3-mecanism de transformare a mișcării de rotație în rectilinie alternativă, camă cardoidă (fig.10.21.) sau pinion-cremaliera dublă (fig.9.54. și 9.55.); 4-rolă de ghidare; 5-cablu; 6-contragreutate; 7-cilindru; 8-bile plutitoare; 9-racord flexibil refulare.

$$a_x = r\omega^2 \cos\omega t$$

Corpul de masă  $m = G/g$  ca urmare forța de frecare urmărește această lege de mișcare până când valoarea maximă a accelerației (la punctul mort):

$(a_x) = r\omega^2$  nu depășește accelerația maximă transmisibilă prin forța de frecare  $F$  a cărei mărime este:

$$a = \frac{F_f}{m} = \frac{\mu G}{G} g = \mu g \quad (10.11)$$

Cu alte cuvinte, forța de inerție trebuie să fie mai mică decât forța de frecare:

$$F_i < F_f \text{ sau}$$

$$mr\omega^2 < m\mu g \text{ respectiv}$$

$$r\omega^2 < \mu g$$

Rezultă valoarea limită inferioară a vitezei unghiulare, la depășirea căreia corpul nu mai poate urmări mișcarea suportului față de care trebuie să se deplaseze relativ:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\mu g}{r}} \quad (10.12)$$

Dacă  $\omega < \omega_0$  accelerația corpului este determinată de forța de frecare care este constantă. Deoarece această accelerație  $a = \mu g$  în tot cazul este mai mică decât accelerația suportului la finele de cursă, prin urmare viteza și spațiul masei  $m$  va rămâne mai mică față de viteza și spațiul suportului. Aceasta înseamnă că masa rămâne în urmă față de suport, în timp ce se accelerează uniform. În a doua jumătate a cursei viteza suportului scade, așa dar încă înaintea punctului mort trebuie să apară repausul relativ, când vitezele  $v$  a corpului și  $v_x$  a suportului sunt egale.

În restabilirea repausului relativ egalitatea  $v = v_x$  este numai condiția cinematică. Dacă în același timp este îndeplinită și condiția dinamică a repausului relativ, adică forța de frecare este mai mare decât forța de inerție, atunci corpul poate din nou să urmărească legile de mișcare ale suportului. În caz contrar repausul relativ durează numai un moment iar corpul se mișcă alternativ față de platformă.

Dacă viteza suportului este suficient de mare, adică accelerația de sfârșit de cursă este mult mai mare decât accelerația transmisibilă prin forța de frecare ( $r\omega^2 > \mu g$ ) atunci cele două condiții ale repausului relativ nu sunt îndeplinite simultan și prin urmare masa nu va avea o mișcare alternativă față de suport, având de asemenea o mișcare oscilantă.

În acest caz legile de mișcare ale masei  $m$  conform figurii 10.20. se pot stabili prin raționamentul ce urmează [298].

Mărimea accelerației (absolute) a corpului este determinată de forța de frecare ( $a = \mu g$ ). Valoarea absolută a acestei accelerații este deci totdeauna constantă, schimbând semnul în funcție de efectul de accelerare sau de frânare a forței de frecare.

În conformitate cu aceasta în diagrama  $a_x = a_x(t)$  reprezentând variația în timp a accelerației suportului (fig. 10.20) valorile posibile ale accelerației masei  $m$  sunt

marcate prin perechea de trepte ( $\pm a$ ) paralele cu axa  $t$ .

Semnul accelerației  $a$  este determinat de sensul vitezei relative a suprafețelor în contact. Forța de frecare care acționează asupra corpului este totdeauna de sens contrar deplasării relative.

Deci forța de frecare, accelerează corpul până când viteza acestuia este mai mică decât a suportului, dar își schimbă semnul (adică se transformă în forță de frânare) de îndată ce viteza absolută a corpului atinge și depășește viteza suportului.

Deci momentele schimbării semnului accelerației sunt marcate prin punctele de intersecție a curbelor de viteză  $v_x = v_x(t)$  și  $v = v(t)$ . Pozițiile acestor puncte de intersecție corespund unghiurilor de manivelă  $\varphi_1$  respectiv  $\varphi_2$ . Din variația sinus a vitezei  $v_x$  putem să deducem că schimbarea de semn se produce totdeauna înaintea punctului mort (adică  $\varphi_1 = \pi - \varepsilon_1$  și  $\varphi_2 = 2\pi - \varepsilon_2$ ), așa dar ne vom putea limita la stabilirea unghiului de avans  $\varepsilon_1$  respectiv  $\varepsilon_2$ . Dintre soluțiile problemei, numai aceea are semnificație practică, care se referă la regimul cu perioada uniformă. Adică oricare ar fi condițiile de pornire a oscilațiilor platformei, după un număr de oscilații apare acel regim, care se caracterizează prin identitatea perioadei și amplitudinii oscilațiilor. Pe lângă aceasta, ansamblul de forțe fiind simetric, se poate deduce că și elongațiile bilaterale ale masei  $m$  vor fi egale ( $s_I = s_{II}$ ) adică corpul în timpul oscilației nu "migrează", respectiv centrul de oscilație nu se deplasează. În acest caz și unghiurile de avans caracteristice schimbării de semn a accelerației sunt egale (adică  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$ ) de asemenea sunt egale și lungimile ordonatelor de semn contrar ale punctelor de intersecție corespunzătoare.

În aceste condiții limită unghiul de avans  $\varepsilon$  se calculează în felul următor:

Perioada corpului  $m$  corespunde cu a suportului, adică:  $T = 2\pi / \omega$ ; accelerația (uniformă):  $a = \mu g$ , durata accelerației:  $T/2 = \pi / \omega$ . Deci variația de viteză :

$$\Delta v = aT/2 = \mu g \pi / \omega$$

Deoarece valoarea vitezei maxime și minime a corpului diferă numai ca semn,

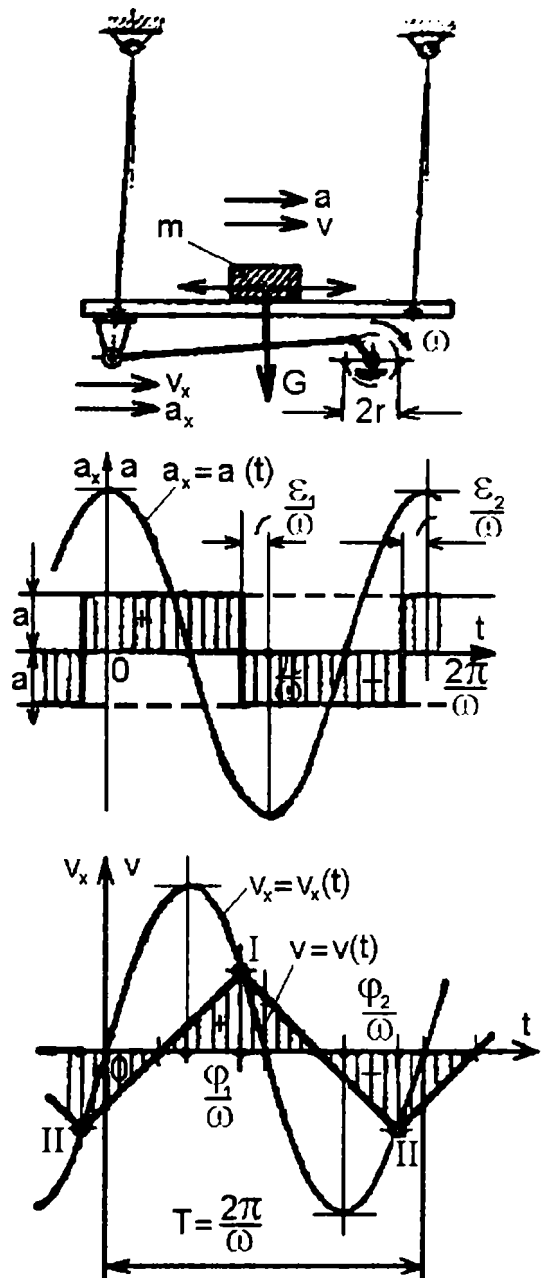


Fig. 10.20. Legile mișcării sitei oscilante acționată prin mecanism bielă-manivelă

valoarea maximă a vitezei corpului:  $v_l = \Delta v / 2$ . Această valoare extremă a vitezei  $v = v_x$  caracterizează și momentul repausului relativ, adică în momentul  $t = \varphi_l / \omega = (\pi - \varepsilon) / \omega$

Deci se poate scrie:

$$v_l = r\omega \sin(\pi - \varepsilon) = r\omega \sin \varepsilon = \frac{\mu g \pi}{2\omega}$$

După înlocuire și ordonare rezultă:

$$\sin \varepsilon = \frac{\mu g}{r\omega^2} \cdot \frac{\pi}{2}$$

Cursa corpului (absolută, din aria diagramei de formă triunghiulară )

$$s_l = 2r_l = v_l \cdot \frac{T}{4} = \frac{\mu g \pi}{2\omega} \cdot \frac{\pi}{2\omega} = \frac{\mu g \pi^2}{4\omega^2}$$

Cursa relativă (față de suport)

$$s_r = 2r - s_l = 2r - \frac{\mu g \pi^2}{4\omega^2} \quad (10.13)$$

Pentru exemplificare, se consideră:  $r = 50 \text{ mm}$ ;  $\mu = 0,2$ ; ( $\mu = 0,4$ ).

**Pentru  $\mu = 0,2$**

Accelerația maximă realizabilă cu frecare:

$$a_{\max} = \mu g = 0,2 \times 9,8 = 1,962 \text{ m/s}^2$$

viteza unghiulară minimă pentru realizarea alunecării relative:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{\mu g}{r}} = \sqrt{\frac{0,2 \times 9,8}{0,05}} = 6,26 \text{ rad/s}; \quad n_a = 60 \text{ rot/min}$$

Înlocuind valorile date în relația (2.125) și ținând seama că  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  se obține:

$$s_r = 100 - \frac{441000}{n^2} \text{ [mm]}$$

Pentru diferite valori  $n$ , s-au calculat punctele curbei  $s_r = f(n)$  conform tabelului 10.1.

**Pentru  $\mu = 0,4$**

$$\omega_a = 8,86 \text{ rad/s} \quad n_a = 84,5 \text{ rot/min}$$

$$s_r = 100 - \frac{882000}{n^2} \text{ [mm]}$$

Diagrama de variație a cursei relative în funcție de turație este reprezentată în figura 10.21.



Tabelul 10.1.

n	s	
	$\mu=0,2$	$\mu=0,4$
66.5	0.28	
70	10.00	
84.55	38.31	
90	45.56	
94	50.09	0.18
100	55.90	11.80
110	63.55	27.11
120	69.38	38.75
130	73.91	47.81
140	77.50	55.00
150	80.40	60.80
160	82.77	65.55
170	84.74	69.48
180	86.39	72.78
190	87.78	75.57
200	88.98	77.95
210	90.00	80.00
220	90.89	81.78
230	91.66	83.33
240	92.34	84.69
250	92.94	85.89
260	93.48	86.95
270	93.95	87.90
280	94.38	88.75
290	94.76	89.51
300	95.10	90.20
310	95.41	90.82
320	95.69	91.39
330	95.95	91.90
340	96.19	92.37
350	96.40	92.80
360	96.60	93.19
370	96.78	93.56
380	96.95	93.89
390	97.10	94.20
400	97.24	94.49

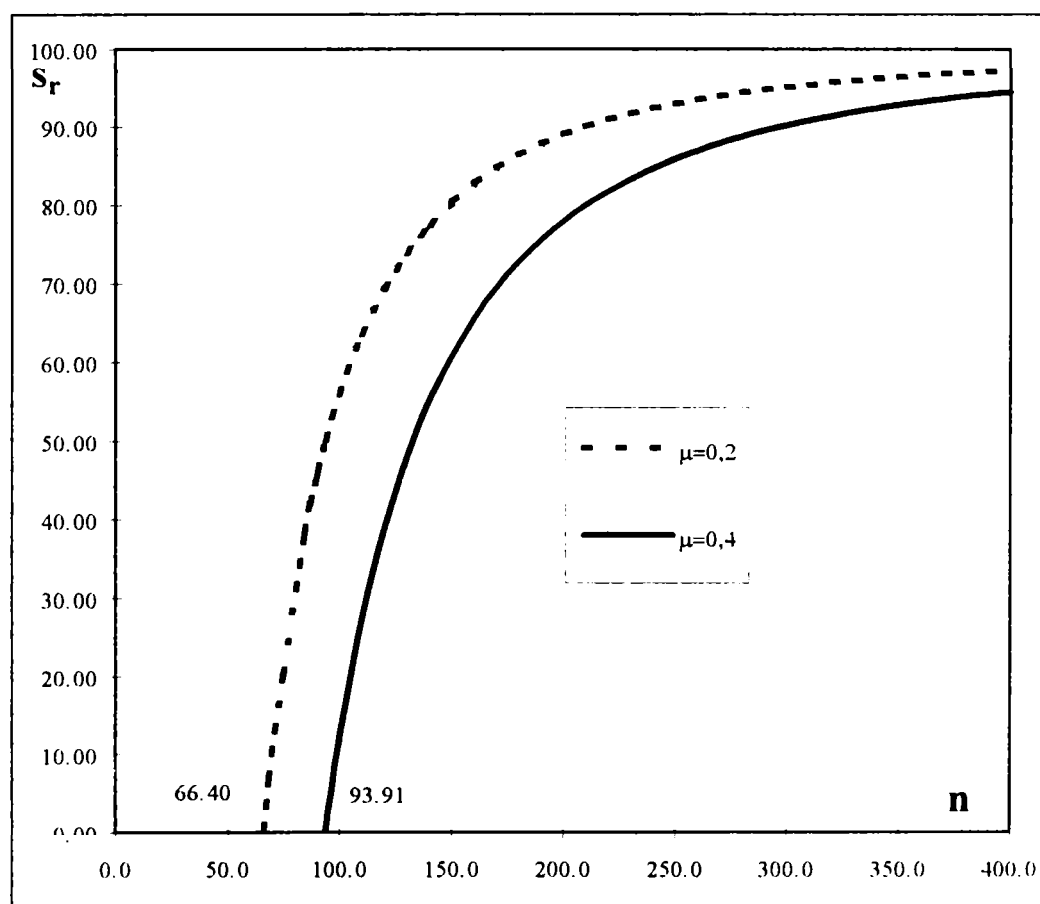


Fig. 10.21. Variația cursei relative în funcție de turație.  
Antrenare: mecanism cu culisă oscilantă

Se observă că, până la turația  $n_0$  cursa este zero și aliura curbei se abate de la aliura ideală pătratică cu turația.

De asemenea, la creșterea coeficientului de frecare de două ori, cursa scade, dar nu într-un raport constant în tot domeniul de funcționare. Aliura curbei, este asemănătoare cu curba de variație a cursei de la variatorul de cursă cu amortizor hidraulic (fig. 10.5).

### a2. Acționare cu camă cardoidă

Pentru a obține o curbă mai apropiată de curba ideală, pătratică, se propune ca în locul mecanismului de antrenare cu bielă-manivelă să se utilizeze un mecanism cu camă, cu legea de variație liniară a deplasării tachelului.

Această lege și ecuațiile mișcării pentru mecanismul cu camă, la care cama are un profil simplu (la o rotație completă a camei tachelul execută o cursă de ridicare și o cursă de coborâre după o singură curbă) sunt reprezentate în figura 10.22.

Profilul format din două porțiuni de spirală a lui Arhimede, simetrice, după curba pe care o dă se numește profil "cardoidă".

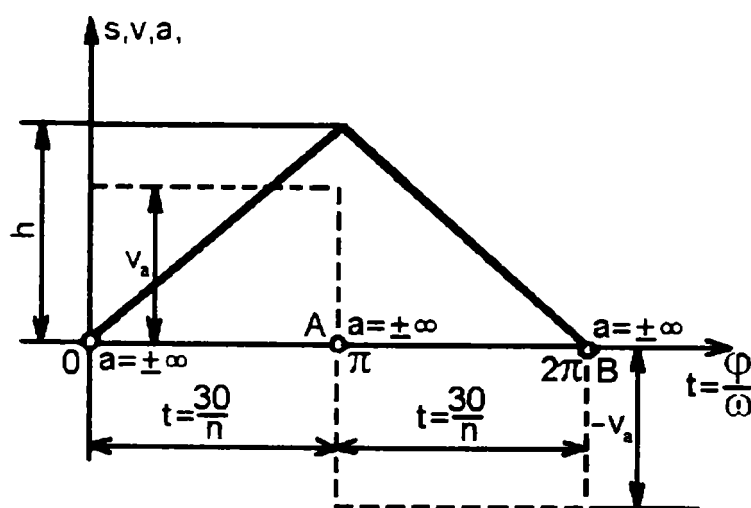


Fig. 10.22. Legea liniară de deplasare a tachelului la cama cu profil simplu.

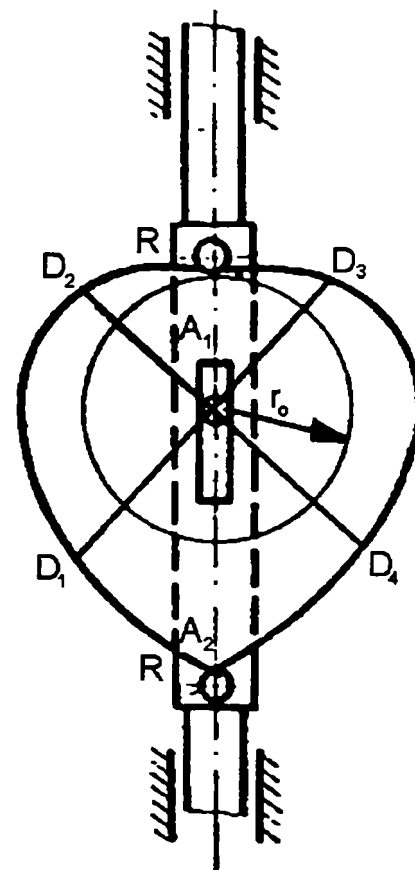


Fig. 10.23. Cama cardoidă.

O proprietate importantă a camei cardoide este constanța diametrului său adică  $D_1D_2 = D_3D_4 = A_1A_2 = 2r_o - h$ . Din punct de vedere constructiv, aceasta permite ca tachelul să fie prevăzut cu două role R (fig.10.23), între care se rotește cama alternativ pe o rolă sau alta, ridicând sau coborând tachelul.

Legile mișcării sitei oscilante, acționată prin mecanism cu camă cardoidă, sunt reprezentate în figura 10.24. Pentru reprezentarea legilor mișcării și exprimarea cursei corpului față de suportul oscilant se face același raționament ca mai înainte.

**Pentru regimul  $\omega < \omega_n$**

$$v = at, \quad t = \frac{v}{a}, \quad a = \mu g, \quad v = \frac{h\mu}{\pi}$$

$$t = \frac{h\omega}{\pi\mu g} \quad (10.14)$$

Cursa corpului:

$$s_I = S_{ABCD} = S_{AEFD} - (S_{AEB} + S_{CFD})$$

$$S_{AEB} = S_{CFD}$$

$$s_I = S_{AEFD} - 2S_{CFD} = h - \left(\frac{h\omega}{\pi}\right)^2 \frac{1}{\mu g}$$

Cursa relativă:  $s_r = h - s_I = h - \left[ h - \left(\frac{h\omega}{\pi}\right)^2 \frac{1}{\mu g} \right]$

$$s_r = \frac{h^2}{\pi^2 \mu g} \omega^2 = k\omega^2 \quad (10.15)$$

**Pentru regimul  $\omega = \omega_n$**

$$v_i = \frac{\Delta v}{2} = \frac{\mu g \pi}{2\omega_n} = v_{x_n} = \frac{h\omega_n}{\pi}$$

de unde viteza corespunzătoare punctului de inflexiune:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\mu g \pi^2}{2h}} \quad (10.16)$$

Cursa:

$$s_I = \frac{\Delta v}{2} \cdot \frac{\pi}{\omega_n} \cdot \frac{1}{2} = \frac{\mu g \pi}{2\omega_n} \cdot \frac{\pi}{2\omega_n} = \frac{\mu g \pi^2}{4\omega_n^2}$$

Cursa relativă:

$$s_r = h - s_I = h - \frac{\mu g \pi^2}{4\omega_n^2} \quad (10.17)$$

Înlocuind  $\omega$  cu  $\omega_n$  din expresia (10.16) cursa relativă nominală este:

$$s_m = \frac{h}{2} = \frac{s}{2} \quad (10.18)$$

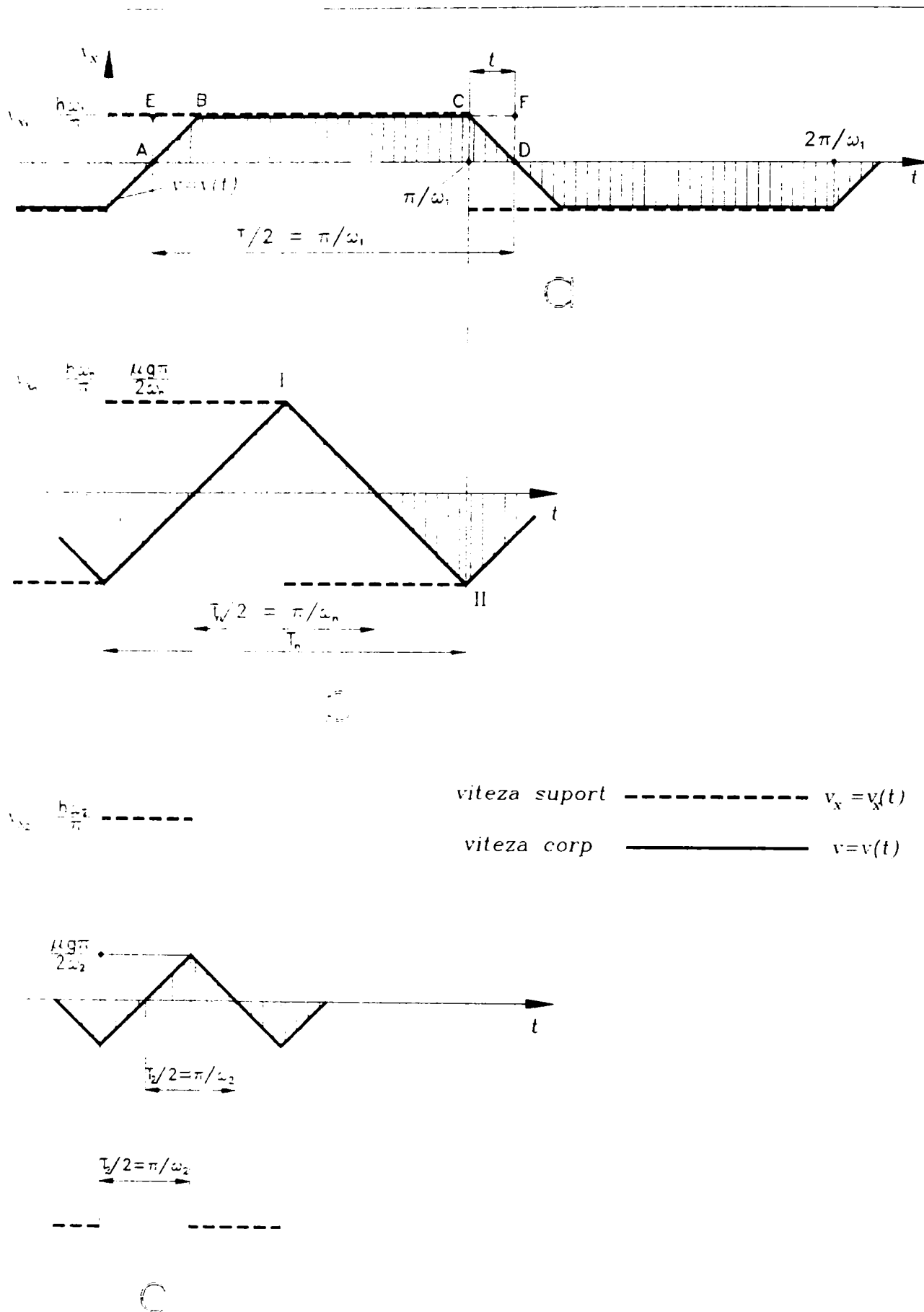


Fig.10.24 Legile mișcării sitei oscilante acționată prin mecanism cu camă cardoidă.

a)  $\omega_1 = 0,5 \omega_n$ ; b)  $\omega_n$ ; c)  $\omega_2 = 2 \omega_n$ .

**Pentru regimul  $\omega > \omega_0$**

$$s_r = h - \frac{\mu g \pi^2}{4\omega^2} \quad (10.19)$$

Pentru același exemplu ca mai înainte:  $h = 100$  m,  $\mu = 0,2$  ( $\mu = 0,4$ ) se calculează variația cursei în funcție de turație.

**Pentru  $\mu = 0,2$**

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\mu g \pi^2}{2h}} = \sqrt{\frac{0,2 \cdot 9,8 \cdot 3,14^2}{2 \cdot 0,1}} = 9,83 \text{ rad/s} \quad n_n = 93,91 \text{ rot/min}$$

$$s_{r_1} = \frac{h^2}{\pi^2 \mu g} \omega^2 = \frac{h^2}{\pi^2 \mu g} \frac{\pi^2 n^2}{30^2} = \frac{h^2}{\mu g 30^2} n^2 =$$

$$= \frac{100^2}{0,2 \cdot 9,8 \cdot 10^3 \cdot 30^2} n^2 = 5,6685 \cdot 10^{-3} n^2 [\text{mm}]$$

pentru  $n < 93,9$  rot/min.

$$s_{r_2} = 100 - 44100/n^2 [\text{m m}] \text{ pentru } n \geq 93,91 \text{ rot/min}$$

**Pentru  $\mu = 0,4$**

$$\omega_n = \sqrt{\frac{0,4 \cdot 9,8 \cdot 3,14^2}{2 \cdot 0,1}} = 13,90 \text{ rad/s} \quad n_n = 132,8 \text{ rot/min}$$

$$s_{r_1} = \frac{100^2}{0,4 \cdot 9,8 \cdot 10^3 \cdot 30^2} n^2 = 2,8342 \cdot 10^{-3} n^2 [\text{mm}]$$

pentru  $n < 132,8$  rot/min

$$s_{r_2} = 100 - 88200/n^2 [\text{mm}]$$

pentru  $n \geq 132,8$  rot/min

Punctele caracteristice ale curbelor de variație a curselor în raport cu turația sunt calculate conform tabelului 10.2. Curbele sunt reprezentate în figura 10.25

Tabelul 10.2

n	s	
	$\mu=0,2$	$\mu=0,4$
0	0.00	0.00
10	0.57	0.28
20	2.27	1.13
30	5.10	2.55
40	9.07	4.53
50	14.17	7.09
60	20.41	10.20
66.5	25.07	12.53
70	27.78	13.89
84.55	40.52	20.26
90	45.91	22.96
94	50.09	25.04
100	55.90	28.34
110	63.55	34.29
120	69.38	40.81
130.3	74.03	48.12
140	77.50	55.00
150	80.40	60.80
160	82.77	65.55
170	84.74	69.48
180	86.39	72.78
190	87.78	75.57
200	88.98	77.95

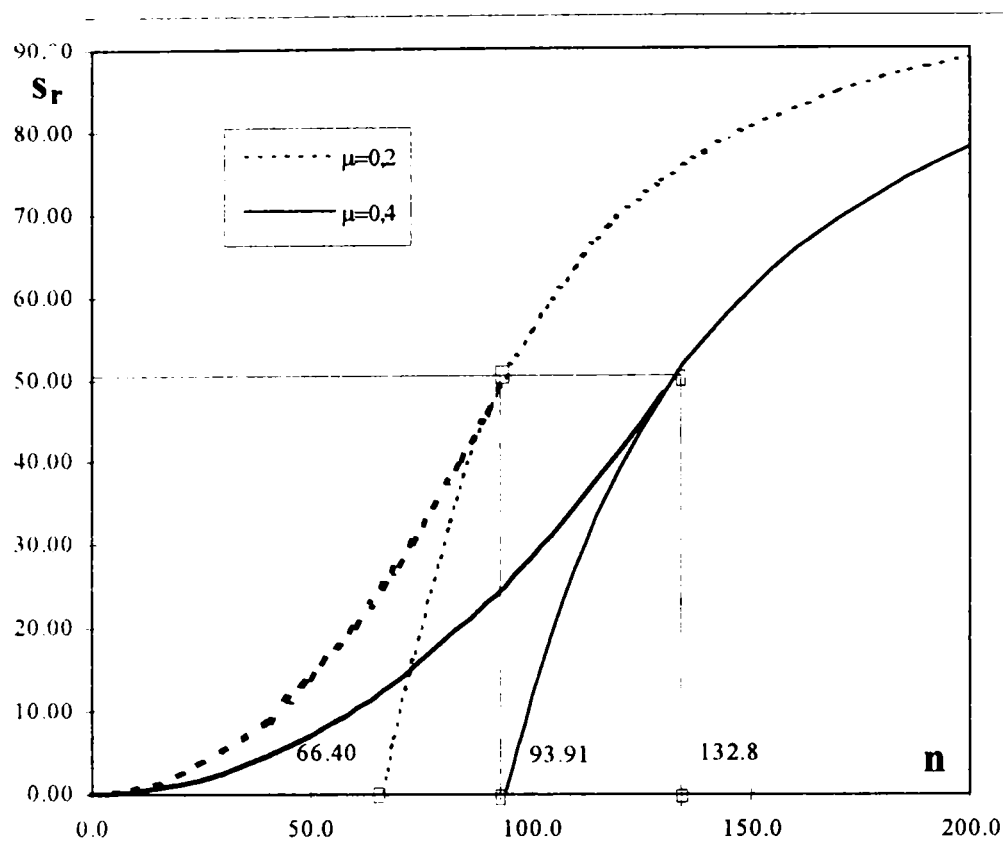


Fig. 10.25 Variația cursei relative în funcție de turație.  
Antrenare: mecanism cu camă cardoidă.

Analizând curbele din fig.10.25 se constată următoarele:

- oscilațiile se amorsează de la turații foarte mici (teoretic de la  $n = 0$ );
- până la turație  $n_n$  curbele sunt pătratice;
- domeniul ideal de funcționare este  $0 \leq n \leq n_n$  respectiv  $0 \leq s_r \leq h/2$ ;
- în domeniul ideal, cursa variază invers proporțional cu încărcarea (în cazul modelului analog cu  $\mu$ ) nu depinde de încărcare;
- în punctul  $n = n_n$  punctele prezintă un punct de inflexiune;
- în domeniul  $n > n_n$  se schimbă legea de variație a curbelor acestea tinzând asimptotic către  $s_r = h$  și puterea consumată se plafonează.

### b. Trecerea de la modelul analog la modelul real

Forța de frecare de la modelul analog reprezintă forța din tija pompei de la modelul real (înălțimea dinamică se consideră negliabilității de înălțimea statică)

$$F_f = F_p$$

$$\mu mg = \rho_n g H A_p$$

$$(10.20)$$

Accelerația conform relației (10.11):

$$a = \mu g = \frac{\rho_h g H A_p}{m} \quad (10.21)$$

Cursa relativă pentru  $\omega < \omega_n$  înlocuind în relația (10.15) accelerația cu expresia (10.21) rezultă:

$$s_{r_1} = \left( \frac{h^2 m}{\pi^2 \rho_h g H A_p} \right) \omega^2 \quad (10.22)$$

Viteza corespunzătoare punctului de inflexiune conform relației (10.16):

$$\omega_{pn} = \sqrt{\frac{\rho_h g H A_p \pi^2}{2 m h}} \quad (10.23)$$

Cursa relativă pentru  $\omega \geq \omega_n$  conform relației (10.19):

$$s_{r_2} = h - \frac{\rho_h g H \pi^2 A_p}{4 m \omega^2} \quad (10.24)$$

Înlocuind valorile constante:  $\rho_h = 1000 \text{ kg/m}^3$ ;  $\pi = 3,14$ ;  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$  și exprimând

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad A_p = \frac{\pi D_p^2}{4} \text{ rezultă relațiile simplificate:}$$

$$s_{r_1} = \left( \frac{h^2 m}{6927 \cdot 10^3 H D_p^2} \right) n^2 \text{ [m]} \quad (10.25)$$

$$n_{pn} = 1861 D_p \sqrt{\frac{H}{h m}} \text{ [rot/min]} \quad (10.26)$$

$$s_{r_2} = h - \frac{1731,8 \times 10^3 H D_p^2}{m} \text{ [m]} \quad (10.27)$$

### c. Agregarea pompei cu rotorul eolian

#### c1. Calculul diametrului pistonului

La turația nominală, puterea hidraulică este egală cu puterea mecanică a rotorului

$$P_h = \eta_{mec} \eta_{vol} P_{mec}$$

$$P_n = \eta_{mec} \eta_{vol} P_{mec}$$

$$Q_{\rho_h g H} = \eta_{mec} \eta_{vol} C_{P_{max}} \frac{\rho \pi D^2}{2 \cdot 4} V_n^3 \quad (10.28)$$

înlocuind  $Q = \frac{n_p}{60} q$  în care  $n_p = \frac{n_R}{i}$ ;  $n_R = \frac{\lambda V_\infty}{\pi D}$  [rot/sec]; volumul pompat pe o

rotație a pompei cu simplu efect:  $q = \frac{\pi D_p^2}{4} s_m = \frac{\pi D_p^2}{4} \cdot \frac{h}{2} = \frac{\pi D_p^2 h}{8}$  știind că

$s_m = \frac{h}{2}$ . Relația 10.28. devine

$$\frac{\lambda_0 V_n}{\pi D i} \frac{\pi D_p^2 h}{8} \rho_h g H = \frac{\eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max} \rho \pi D^2 V_n^3}{2 \cdot 4}$$

de unde rezultă:

$$D_p = \sqrt{\frac{\pi \rho \eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max} D^3 V_n^2 i}{\rho_h g \lambda_0 H h}} \quad (10.29)$$

Înlocuind valorile constante  $\pi$ ,  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ ;  $\rho_n = 1000 \text{ kg/m}^3$  și  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$  se obține

$$D_p = \frac{V_n}{51} \sqrt{\frac{\eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max} D^3 i}{\lambda_0 H h}} \quad (10.30)$$

### c2. Calculul masei inertiiale

$$n_{rn} = i n_{pn}$$

din relația (2.135) rezultă:

$$\frac{60 \lambda_0 V_n}{\pi D} = i \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\rho_h g H \pi D_p^2 \pi^2}{4 \cdot 2 \cdot m \cdot h}}$$

înlocuind  $D_p$  cu expresia (2.141) rezultă:

$$m = \frac{\pi^4 \rho}{32} \frac{D^5 i^3 \eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max}}{\lambda_0^3 h^2}$$

Înlocuind valorile constante:  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$  și  $\pi$

$$m = 3,652 \frac{\eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max} D^5 i^3}{\lambda_0^3 h^2} \quad (10.31)$$

### c3. Exemplu numeric

Pompa eoliană SWD 2740

$D = 2,74 \text{ m}$ ;  $\lambda_0 = 2$ ;  $C_{p \max} = 0,38$ ;  $V_n = 8 \text{ m/s}$ ;  $H = 40 \text{ m}$ ;  $h = 0,5 \text{ m}$ ;  $i = 2$ ;  $\eta_{mec} = 0,9$ ;  $\eta_{vol} = 0,8$ .

Conform relației (10.30):

$$D_p = \frac{8}{51} \sqrt{\frac{0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,38 \cdot 2,74^3 \cdot 2}{2 \cdot 40 \cdot 0,5}} = 0,083 \text{ m};$$

conform relației (10.31):



$$m = 3,652 \frac{0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,38 \cdot 2,74^5 \cdot 2^3}{2^3 \cdot 0,5^2} = 616 \text{ kg};$$

conform relației (10.26):

$$n_{pn} = 1861 \cdot 0,083 \sqrt{\frac{40}{0,5 \cdot 616}} = 55,66 \text{ rot/min}$$

turația rotorului:

$$n_r = i n_{pn} = 2 \times 55,66 = 111,32 \text{ rot/min}$$

verificarea:

$$n_r = \frac{60 V_\infty \lambda_0}{\pi D} = \frac{60 \cdot 8 \cdot 2}{3,14 \cdot 2,74} = 111,52 \text{ rot/min}$$

diferența este datorită rotunjirilor.

Ținând seama de relația (9.104) aleg dimensiunile pentru tija tubulară plutitoare:

$D_t = D_p = 83 \text{ mm}$ , material: tub PVC  $\varnothing 83 \times 4$ . Rezultă diametrul mediu:

$$D_{tm} = 83 - 4 = 79 \text{ mm}$$

masa tijei tubulare:

$$m_t = \pi \times 0,079 \times 40 \times 1,38 \times 4 = 54,79 \text{ kg}$$

Diametrul interior al coloanei de extracție

$$D_{ci} = 1,23 D_p = 1,23 \times 83 = 102 \text{ mm}$$

aleg tub PVC  $\varnothing 118 \times 6 \text{ mm}$  cu diametrul mediu  $D_{cm} = 112 \text{ mm}$

masa coloanei:

$$m_c = \pi \times 0,112 \times 40 \times 1,38 \times 6 = 117 \text{ kg}$$

Diametrul mediu al coloanei inelare de apă

$$D_{am} = \frac{D_p + D_{ci}}{2} = \frac{83 + 106}{2} = 94,5 \text{ mm}$$

grosimea inelului  $g_a = \frac{D_{ci} - D_p}{2} = \frac{106 - 83}{2} = 11,5$

masa apei:  $m_a = \pi \times 0,0945 \times 40 \times 1 \times 11,5 = 136,56 \text{ kg}$

Masa totală de echilibrat:

$$m_e = m_t + m_c + m_a = 54,79 + 117 + 136,56 = 308,3 \text{ kg}$$

Masa inerțială:

$$m = 2m_e = 2 \times 308,3 \cong 616 \text{ kg verifică masa calculată.}$$

**Concluzii:**

Sistemul constructiv se poate aplica la pompele acționate de rotoare lente, de diametru mare ( $D > 2,75 \text{ m}$ ) și cu reducere de turație ( $i > 2$ ). Rezultă o masă inerțială mare care trebuie să fie dublul masei de echilibrat. Această masă încarcă suplimentar stâlpul de susținere a rotorului eolian.

### D. Variatorul de cursă automat cu volant

Principiul funcțional este identic cu tipul descris anterior, dar principiul constructiv diferă, rolul masei inerțiale fiind preluat de un volant cu mișcare de rotație alternativă. De asemenea, cursa este dublată prin mecanismul diferențial cu cablu și role. Schema mecanismului este reprezentată în figura 10.26.

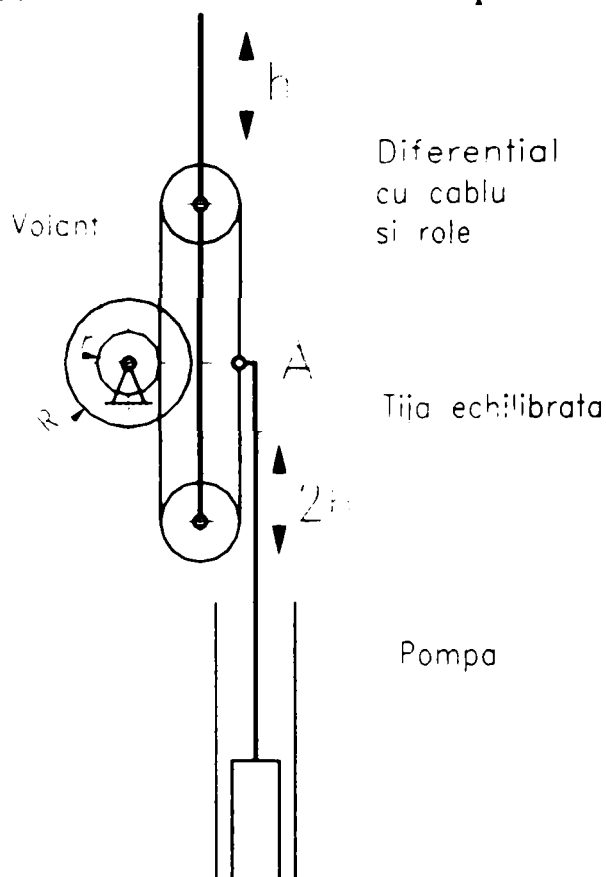


Fig.10.26 Schema variatorului de cursă automat inertial cu volant.

Dacă se consideră volantul blocat, cursa tijeii pistonului va fi dublată față de cursa de acționare. Cursă nominală utilizată fiind jumătate din cursa maximă, rezultă că în acest caz  $s_{rn} = 2h \cdot 2 = h$  utilizând aceleași notații ca mai înainte.

La viteze mici de acționare, respectiv turații mici la rotorul eolian, mișcarea se transmite numai volantului, tija mișcându-se foarte puțin numai la schimbarea sensului de mișcare a acționării, datorită inerției volantului.

La creșterea turației, unghiul de rotație alternativă a volantului scade tinzând către zero, iar deplasarea tijeii tinde

către  $2h$ .

În acest caz, masa inerțială utilă este diferența dintre masa volantului și masa tijeii de acționare a pompei.

Pentru exemplificare, se consideră rotorul de la exemplul anterior și antrenare directă,  $i = 1$ . Din considerentele de mai sus  $h_n = 2h = 2 \times 0,5 = 1$  m.

$$D_p = \frac{V_n}{51} \sqrt{\frac{\eta_{mec} \eta_{vol} C_{pmax} D^3 i}{\lambda_0 H h_n}} = \frac{8}{51} \sqrt{\frac{0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,38 \cdot 2,74^3 \cdot 1}{2 \cdot 40 \cdot 1}} = 0,042 \text{ m}$$

Aleg pentru tijă, tub de PVC  $\varnothing 42 \times 4$  mm

masa tijeii:  $m_t = \pi \times 0,038 \times 40 \times 1,38 \times 4 = 26,4$  kg

$$D_c = 1,23 D_p = 1,23 \times 42 = 52 \text{ mm}$$

Aleg pentru coloană tub de PVC  $\varnothing 70 \times 6$  mm în partea superioară a coloanei, aceasta va avea un tronson de lungime de 2 m cu diametrul interior de:

$D_{cs} = 1,42 \times 42 = 59,6$  mm condiție necesară pentru ca debitele să fie egale la fiecare cursă.

Masa inerțială necesară:

$$m = 3,652 \frac{\eta_{mec} \eta_{vol} C_{p \max} D^5 i^3}{\lambda_0^3 h_n^2} = 3,652 \frac{0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,38 \cdot 2,74^5 \cdot 1}{2^3 \cdot 1^2} = 19,25 \text{ kg}$$

Masa volantului:

$m_v = m + m_t = 19,25 + 26,4 = 45,65 \text{ kg}$  considerând că masa volantului este concentrată pe cercul de rază  $R$  și că volantul este acționat pe această rază.

Se poate micșora masa volantului menținându-se același efect ca mai înainte dacă se acționează pe o rază mai mică  $r$ , multiplicând turația acestuia.

$$m_{v1} = m_v \left( \frac{r}{R} \right)^2 \text{ din condiția egalității energiei cinetice înmagazinate.}$$

$$\text{Dacă } \frac{r}{R} = \frac{1}{2}, \quad m_{v1} = \frac{m_v}{4} = \frac{45,65}{4} = 11,4 \text{ kg}$$

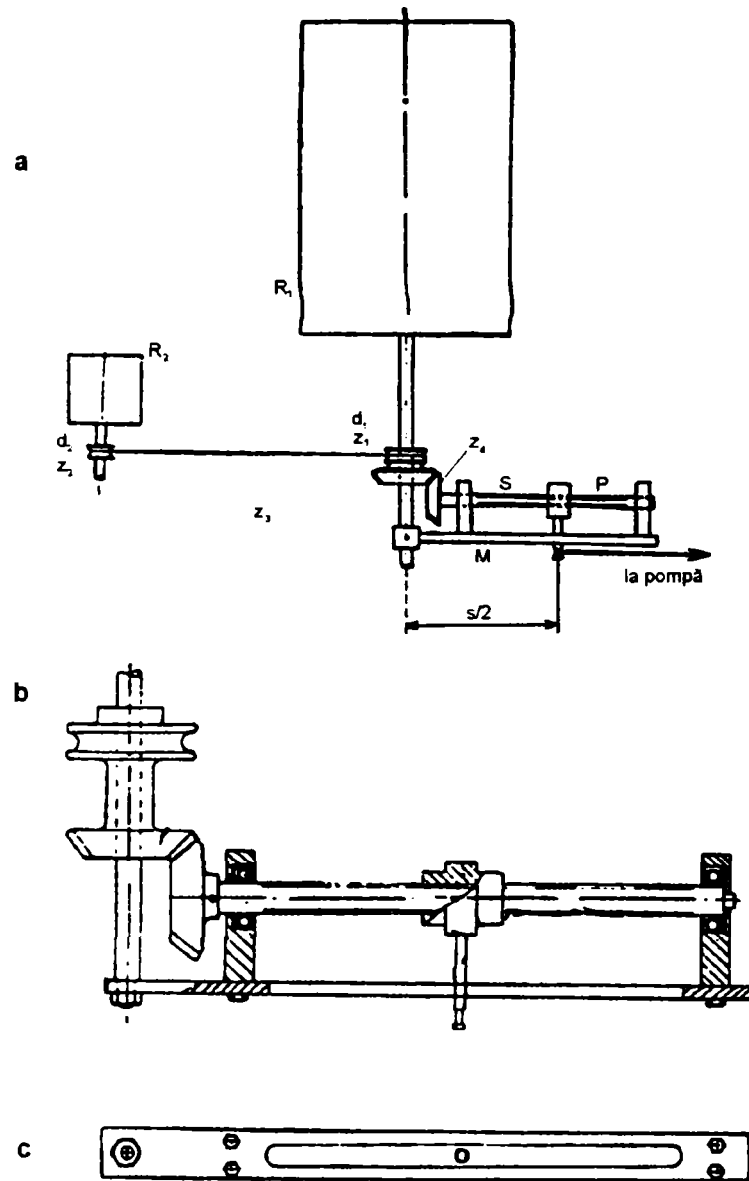
### Concluzii

Sistemul constructiv se poate aplica la pompele acționate direct de rotoare rapide cu diametru mic ( $D < 2,75 \text{ m}$ ). Masa inerțială este relativ mică, mecanismul putându-se monta chiar în capul rotorului.

#### 10.1.6. VARIATOR DE CURSĂ AUTOMAT CU SESIZOR $\lambda$

Proiectul este simplu și constă dintr-un dispozitiv, regulator de tip buclă închisă care asigură funcționarea rotorului la parametrii optimii la orice viteză a vântului [191].

Dispozitivul, aplicat la o turbină eoliană cu ax vertical, este reprezentat în figura 10.27.

Fig. 10.27 Schița variatorului de cursă cu sesizor  $\lambda$  cu ax vertical pentru turbină

- a) vedere mecanism;  
 b) detaliu cu secțiune parțială;  
 c) vedere de sus, manivelă cu fantă.

Rotorul de reglare  $R_2$  este cuplat printr-o transmisie cu curea sau cu lanț la pinionul conic  $Z_3$  care se poate roti liber pe arborele rotorului de putere  $R_1$ .

Rotorul de reglare  $R_2$  funcționează în gol, având rol de anemometru, iar rotorul de putere  $R_1$  funcționează la regimul optim, având rol de turometru. În aceste condiții, expresiile vitezelor specifice sunt:

$$\lambda_{m2} = \frac{\omega_2 R_2}{V_\infty}; \quad \lambda_{01} = \frac{\omega_1 R_1}{V_\infty} \quad \text{de unde raportul de transmitere este:}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\lambda_{01} V_\infty}{R_1} \cdot \frac{R_2}{\lambda_{m2} V_\infty} = \frac{\lambda_{01} R_2}{\lambda_{m2} R_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

La regimul optim de funcționare pinionul conic  $Z_3$  se rotește împreună cu arborele rotorului  $R_1$ , respectiv cu manivela  $M$  cu fantă care este fixată pe arbore. Dacă viteza vântului crește, arborele  $R_1$  se va roti mai repede decât pinionul  $Z_3$ , diferența de

turație se transmite pinionului  $Z_4$  fixat pe șurubul  $S$  lagăruit în manivela  $M$ , determinând deplasarea piuliței  $P$  în sensul creșterii razei de manivelă până la restabilirea regimului optim. La scăderea vitezei vântului fenomenul se petrece invers.

Datorită frecărilor ajustarea cursei se face cu o eroare care se poate micșora prin mărirea raportului  $Z_4/Z_3$ , dar în acest caz se mărește timpul de răspuns.

Există și posibilitatea ca rotorul de reglare să fie coaxial cu rotorul de putere, fiind montat deasupra acestuia, cu transmisie directă sau cu raportul  $i = 1/2$  realizat sub formă de reductor cu fricțiune tip rulment cu bile. Această construcție oferă o impresie vizuală mai bună.

Dispozitivul se poate monta și la turbinele cu ax orizontal. În acest caz rotorul de reglare poate să modifice și unghiul de așezare a palelor pentru ușurarea pornirii și pentru protecție la furtună.

Soluția constructivă prezentată în figura 10.28 a fost propusă pentru reglarea palelor [192] dar se poate adapta ușor și pentru reglarea brațului de manivelă.

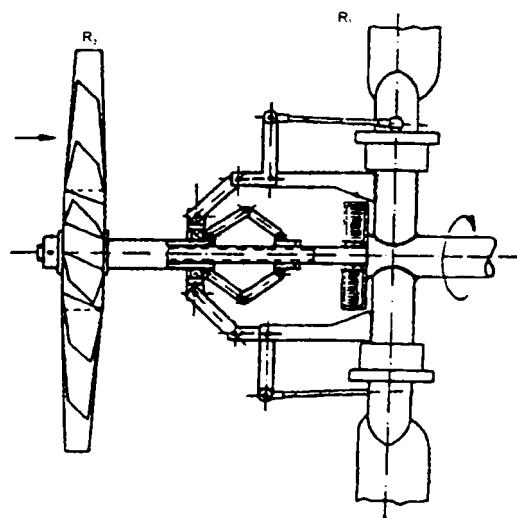


Fig. 10.28 Mecanism de reglare pentru turbine eoliene cu ax orizontal

### 10.1.7. VARIATOARE DE CURSĂ AUTOMATE COMBinate

Variatorul de cursă cu senzor  $\lambda$  oferă cel mai bun reglaj deoarece asigură funcționarea rotorului eolian la regimul optim. Pentru mărirea sensibilității de reglare și pentru reducerea timpului de răspuns variatorul de cursă cu senzor  $\lambda$  se poate combina cu una din variantele descrise anterior și anume cu:

- 1) variatorul cursă cu arc (fig.10.1);
- 2) variatorul de cursă hidraulic;
  - cu amortizor hidraulic (fig.10.4);
  - cu drosel;
- 3) variatorul cu cursă centrifugal cu camă spațială (fig.10.15);
- 4) pompa volumică cu cilindru mobil (fig.10.19);
- 5) variatorul de cursă cu volant (fig.10.26).

Dintre acestea sunt de preferat variantele: 3, 2, 5 și 1.

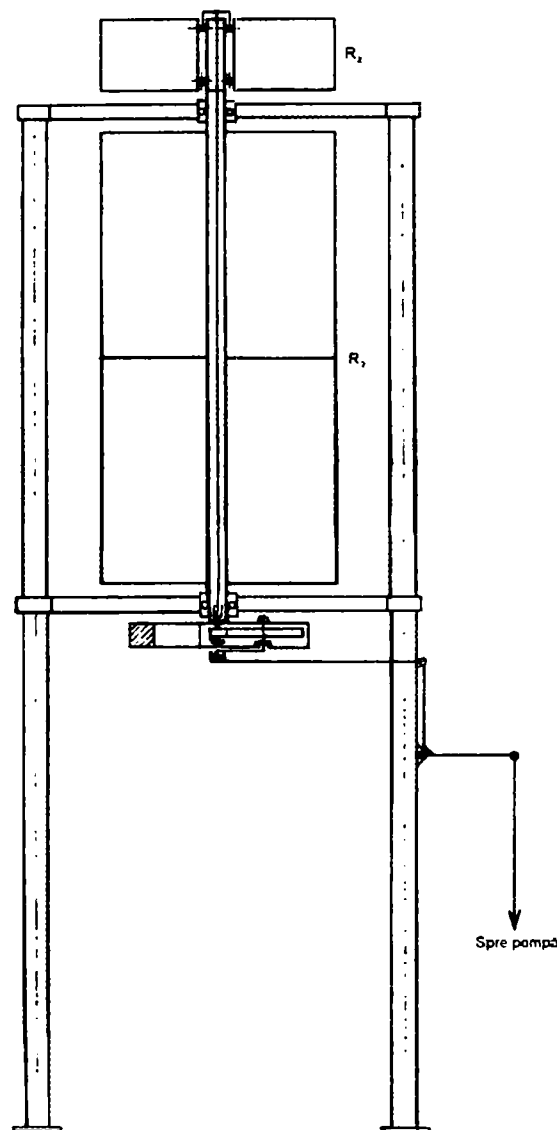
În cazul combinării variatorului de cursă de la caracteristica ideală. Corectarea caracteristicii este asigurată de regulatorul  $\lambda$ .  
cu regulator  $\lambda$  cu alte tipuri de variatoare de cursă, caracteristica de variație a cursei cu turația, ale acestora din urmă, poate să se abată

O astfel de combinație este reprezentată în figura 10.29 la care regulatorul  $\lambda$  este combinat cu un mecanism inerțial la care masa rotoarelor îndeplinește funcția de masă inerțială de reglare.

Fig 10.29 Pompă eoliană cu ax vertical și variator de cursă automat cu senzor  $\lambda$  și inerțial.  $\Rightarrow$

**Avantajele** cele mai importante ale variatoarelor de cursă combinate sunt:

- asigură funcționarea rotorului eolian la regimul optim;
- dispozitivul poate fi utilizat în anumite limite la pompele eoliene cu caracteristici diferite (rapiditate, diametru rotor, înălțime de pompare);
- nu necesită nici un fel de reglaj de adaptare la condițiile specifice amplasamentului (regimul vânturilor, înălțime de pompare).



### 10.1.8. CONCLUZII PRIVIND VARIATOARELE DE CURSĂ AUTOMATE

S-au prezentat toate variantele posibile de variatoare de cursă automate la nivelul actual de cunoștințe. Aceste variatoare de cursă asigură adaptarea caracteristicii de sarcină a pompei cu piston la caracteristica de putere disponibilă a rotorului eolian funcționând la eficiența maximă. Pentru aceasta, variația cursei trebuie să fie proporțională cu pătratul turației. Această condiție este satisfăcută mai mult sau mai puțin de toate tipurile de variatoare analizate.

Tipurile recomandate a fi utilizate sunt prezentate în cele ce urmează:

- 1) Variatorul de cursă automat centrifugal cu camă spațială (fig.10.15) deoarece la pornire cursa este zero asigurând demararea instalației în gol.
- 2) Variatorul de cursă automat cu amortizor hidraulic (fig.10.4) deoarece construcția și adaptarea la o instalație existentă este relativ simplă.
- 3) Variatorul de cursă automat cu drosel hidraulic deoarece se poate adapta simplu la instalațiile cu acționare hidraulică cu pulsator.
- 4) Variatorul de cursă automat cu volant (fig.10.26) care se poate adapta ușor la instalațiile existente cu transmisie mecanică și realizează variația cursei după legea impusă.

5) Variatoarele de cursă automate de la punctul 1-4 combinate cu variatorul de cursă cu control  $\lambda$  (fig.10.27 și 10.28) care asigură mărirea sensibilității de reglare și adaptarea cea mai bună a sarcinii.

Alegerea soluției optime se va putea face numai după proiectarea, execuția și testarea fiecărei variante constructive.

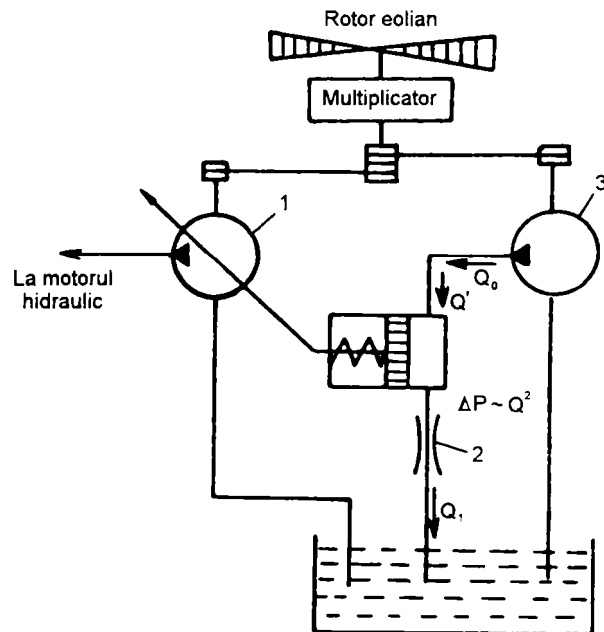
## 10.2. VARIATOARE DE TURAȚIE AUTOMATE

### 10.2.1. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT HIDRAULIC

Aceste variatoare se compun dintr-o pompă hidraulică cu debit variabil și un motor hidraulic. Tipul pompei și motorului este cu pistonășe axiale.

În figura 10.30 este reprezentat sistemul de reglare automat hidraulic al debitului pompei [193 și 194].

Fig. 10.30 Schema regulatorului de debit pentru pompa hidraulică cu debit variabil. ⇒



Rotorul acționează printr-un multiplicator pompa hidraulică cu debit variabil 1. Volumul pompei este reglat prin căderea de presiune produsă de un drosel 2 cu orificiu turbulent. De la multiplicator se mai antrenează o pompă auxiliară 3 cu roți dințate de mică dimensiune.

a cărei debit este proporțional cu turația rotorului eolian.

Deci  $n \sim Q_o$  unde  $Q_o = Q' - Q_1$  deoarece  $Q'$  este foarte mic rezultă:

$$n \sim Q_1 \quad (10.32)$$

Deoarece căderea de presiune  $\Delta p$  a orificiului turbulent este proporțională cu  $Q_1^2$  rezultă că

$$\Delta p \sim n^2 \quad (10.33)$$

Debitul specific:

$$q = \frac{\pi d^2}{4} Z D_b \operatorname{tg} \alpha \quad (10.34)$$

unde  $d$  - diametrul pistonășului;  
 $Z$  - numărul de pistonășe;  
 $D_b$  - diametrul cucului axelor cilindrilor blocului;  
 $\alpha$  - unghiul de înclinare a discului.

$D_b \operatorname{tg} \alpha$  este o valoare care este direct proporțională cu căderea de presiune  $\Delta p$  prin dispozitivul de comandă a pompei. În baza relațiilor (10.33) și (10.34) rezultă că:

$$q \sim n^2 \quad (10.35)$$

Momentul de antrenare a pompei este:

$$M = \frac{\rho q}{2\pi} \eta \quad (10.36)$$

Ca urmare, variația momentului este:

$$M \sim n^2 \quad (10.37)$$

Pentru reducerea momentului de pornire se poate prevedea o supapă de scurtcircuitare pe refularea pompei care la presiuni mici asigură funcționare în gol a pompei prin descărcarea debitului în rezervor. De asemenea, pentru limitarea sarcinii la vânturi puternice, peste o anumită turație intră în acțiune un regulator care acționează contrar dispozitivului de comandă a pompei, reducând debitul acesteia [195].

Din punct de vedere funcțional variatorul de turație hidraulic corespunde cerințelor, dar este foarte scump din cauza faptului că este compus din trei subsansambluri complexe: multiplicator de turație, pompă cu pistonase axiale cu debit variabil și motor hidraulic cu pistonase axiale. De asemenea, la pornire momentul de frecare este inacceptabil de mare, ceea ce conduce la imposibilitatea demarării la vânturi slabe și la randamente mici la sarcini parțiale.

### 10.2.2. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT MECANO-HIDRAULIC

Acest tip de variator de turație are la bază soluția constructivă la care turația de intrare este constantă și variația turației de ieșire se face manual [196]. Variatorul (fig.10.31) este alcătuit dintr-un arbore 1 de antrenare pe care este montată o roată dințată conică 2 ce angrenează niște pinioane satelit 3, montate într-o piesă portcamă 4 coaxială cu un arbore de ieșire 5. Piesa portcamă 4 are fixată, la un capăt  $a$ , o roată dințată conică 6 ce se angrenează cu pinioanele satelit 3. Variația turației este realizată de trei pistoane 7 asupra cărora acționează presiunea unui lichid hidraulic în trei cilindrii 11 dispuși radial, prin obturarea unor orificii ce asigură mișcarea lichidului prin intermediul conductelor de legătură 14 între camerele  $b$  a celor trei cilindri, pistoanele 7 producând frânarea camei excentrice 10, prin intermediul rolelor 8, frânarea camei fiind transmisă prin intermediul piesei portcamă 4, pinionelor satelit 3, care constituie un reductor cu două grade de libertate, sateliți care angrenează roata conică 6 a arborelui de ieșire 5. Variația vitezei de rotație a piesei portcamă 4 este realizată prin variația presiunii de contact a rolelor 8 ale pistoanelor 7, asupra camei excentrice 10, datorită măririi presiunii lichidului din camerele  $b$  cauzată de trecerea forțată a lichidului prin două orificii  $c$  reglabile simultan. Față de construcția originală, se propune înlocuirea ventilului 12 cu un drosel reglabil având un singur orificiu  $c$  turbulent cu efect bisens. Droselul determină creșterea pătratică a presiunii în funcție de turație în cilindrii 11.



Momentul de frânare a piesei portcamă 4 transmis sateliților 3 va avea aceeași aliură. La turații mici ale arborelui 1 piesa portcamă se învârtă liber și mișcarea nu se transmite mai departe. Pe măsura creșterii turației de intrare, turația piesei portcamă scade pătratic, tinzând către zero, când turația arborelui de ieșire 5 va fi dublă față de turația arborelui de intrare 1. Domeniul de variație a turației arborelui 5 este deci:

$$0 \leq n_5 \leq 2n_1$$

Fig.10.31 Variator de turație automat mecano-hidraulic

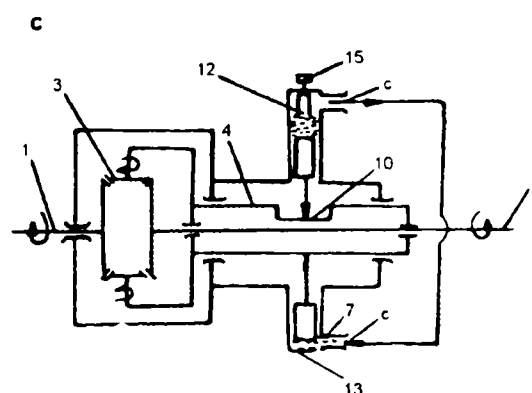
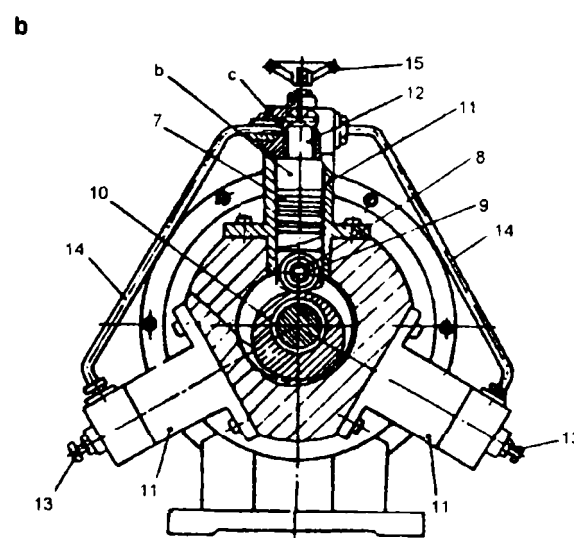
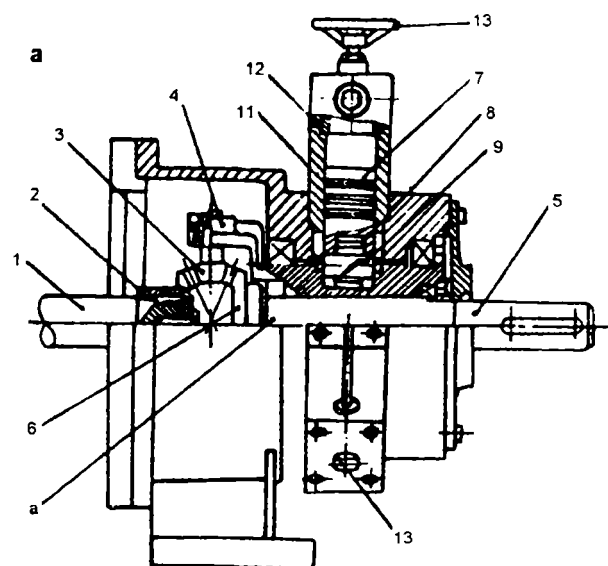
- a - vedere laterală cu secțiuni parțiale;  
b - vedere frontală cu secțiuni parțiale;  
c - schema cinematică.

La acest variator de turație, legea de variație a raportului de transmitere în funcție de turație respectă relația (10.6) respectiv:

$$i = k/n_1^2$$

Constanta  $k$  depinde de caracteristicile rotorului eolian și de înălțimea de pompare. Valoarea optimă se stabilește prin reglarea corespunzătoare a droselului, care se face o singură dată la punerea în funcțiune a instalației în amplasament.

Rotația arborelui de ieșire 5, respectiv amorsarea pompării, se va produce după atingerea unei anumite turații minime a arborelui de intrare 1 la care, momentul arborelui de ieșire 5 este cel puțin egal cu momentul pompei, corespunzătoare dimensiunilor acesteia (pentru debit) și înălțimii de pompare.



### 10.2.3. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT CU CUREA TRAPEZOIDALĂ [198, 199]

În fig.10.32 este reprezentată variația raportului de transmisie  $1/i$  în funcție de viteza vântului, care asigură funcționarea turbinei eoliene cu eficiență maximă pe curba cubică de putere [197].

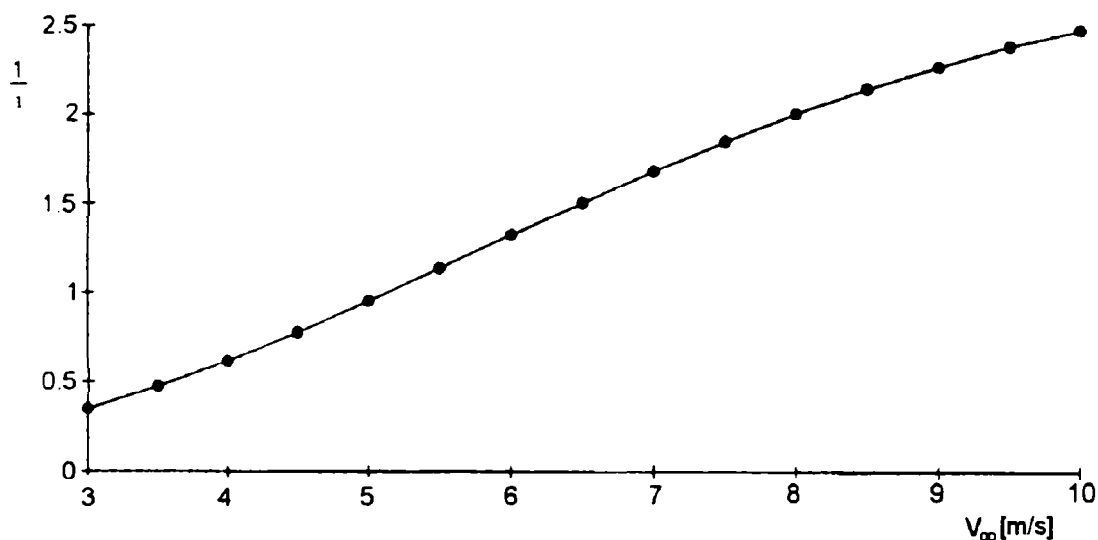


Fig.10.32 Raportul de transmisie în funcție de viteza vântului necesar pentru funcționarea optimă a turbinei eoliene

Pompa cu piston a fost proiectată ( $s = 0,2$  m;  $d = 0,1$  m; viteza medie a pistonului mai mică decât  $0,2$  ms<sup>-1</sup>) astfel încât raportul de transmisie  $1/i = 0,35$  la valoarea vântului de calcul de  $3$  ms<sup>-1</sup>. Aceasta asigură un domeniu de rapoarte de transmisie care se încadrează în domeniul de funcționare a variatoarelor de turație cu curele trapezoidale disponibile în mod curent. Figura 10.33 compară debitul obținut cu un sistem de pompare tradițional cu cel obținut cu un sistem de pompare a apei echipat cu un variator de turație ideal, care asigură variația raportului de transmisie conform figurii 10.32.

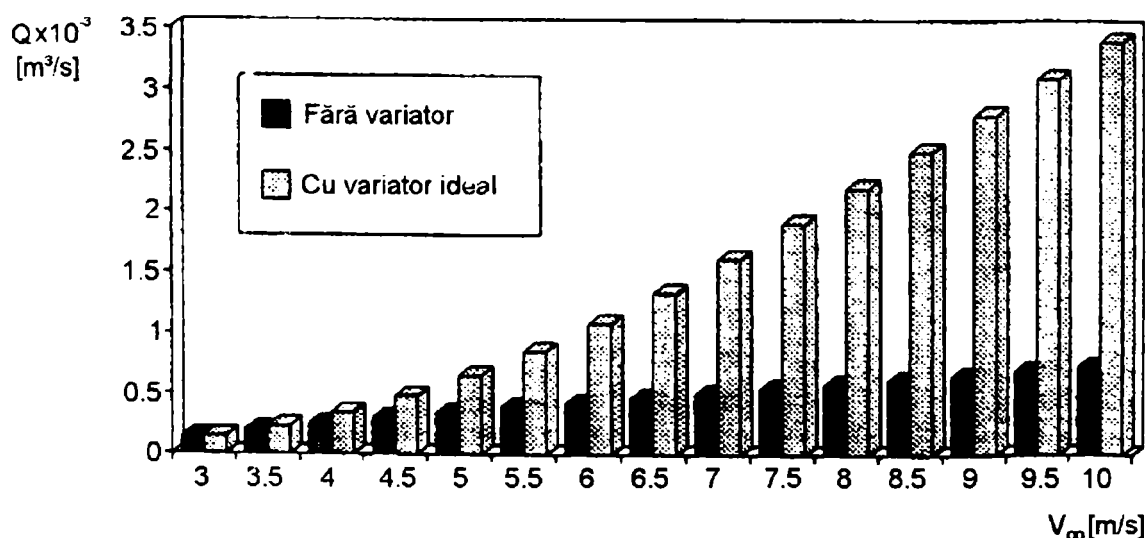


Fig.10.33 Compararea între debitul unei pompe eoliene tradiționale și debitul unei pompe eoliene echipate cu un variator de turație ideal.

Se observă o creștere mai mare a debitului față de sistemul tradițional, la viteze mai mari ale vântului. Scopul principal a fost de a combina cele trei obiective importante: cost redus, fiabilitate și performanță ridicată.

În mod curent variatoarele de turație automate sunt folosite cu precădere la mijloace de transport autopropulsate și sunt reglate prin intermediul unor sisteme de reglare sofisticate și scumpe [201 și 202]. La un variator obișnuit, un arc acționează asupra semișaipei conduse în timp ce, dispozitivul de reglare acționează asupra semișaipei conducătoare și face ca sistemul să lucreze la raportul de transmitere dat. Aceste soluții necesită un sistem de comandă pentru a realiza raportul de transmitere cerut în diferite condiții de funcționare. Pe de altă parte, un sistem sofisticat pentru comanda variatorului, nu este o soluție practică pentru o instalație cu cost redus.

Se cunoaște mult mai puțin despre variatoarele de turație automate la care raportul de transmitere se reglează și se stabilizează în concordanță cu cuplurile transmise, fără a avea nevoie să fie legate de alte mecanisme de reglare și control. Luând în considerare acestea, este foarte interesant de a studia fezabilitatea instalării unui variator de turație automat la o pompă de apă eoliană deoarece o astfel de soluție poate optimiza eficiența acestui sistem prin intermediul unor tehnologii simple.

### **Variatoare de turație automate cu reglatoare sesizoare de moment**

În lucrarea [200] s-a demonstrat că este posibilă încorporarea unui variator automat într-un sistem eolian de generare a energiei electrice. Variatorul se compune din două șaipe cu diametru variabil, fiecare prevăzută cu câte un disc mobil apăsat prin arc, atât pe arborele conducător cât și pe arborele condus. Variatorul era reglat automat, ajustându-și raportul de transmitere în funcție de cuplul aplicat la discul conducător. Lucrarea demonstra de asemenea, că o proiectare corespunzătoare a arcurilor poate conduce la o caracteristică de variație  $i = f(M)$ , care se apropie foarte mult de condițiile cerute de funcționarea optimă a sistemului.

Un variator de turație automat cu două semidiscuri apăstate prin câte un arc prezintă o curbă  $i = f(M)$  strict descrescătoare ceea ce este exact opusul a ceea ce se cere la pompele eoliene echipate cu pompe volumice. Astfel este necesar să se apeleze la alte variatoare automate pentru a obține o curbă  $i = f(M)$  strict crescătoare.

Dintre configurațiile prezente în literatura de specialitate [203 și 204] s-a ales pentru examinare variatorul automat cu regulator sesizor de moment (fig.10.34) a [197]).

Regulatorul sesizor de moment [205] constă dintr-o camă frontală elicoidală, care este încorporată în discul mobil al unei șaipe cu diametru variabil cu două discuri conice și o camă conjugată, care este fixată pe arborele conducător împreună cu discul fix. În paralel cu dispozitivul sesizor de moment, în general, există un arc a cărei influență este neglijabilă. Regulatorul sesizor de moment furnizează o forță axială care depinde de momentul transmis. Relația dintre forța axială și momentul transmis este influențată în principal de unghiul  $\alpha$  de înclinare al elicei camei frontale. O ecuație

pentru forța axială produsă de regulatorul sesizor de moment poate fi obținută prin analiza echilibrului forțelor care acționează pe discul mobil.

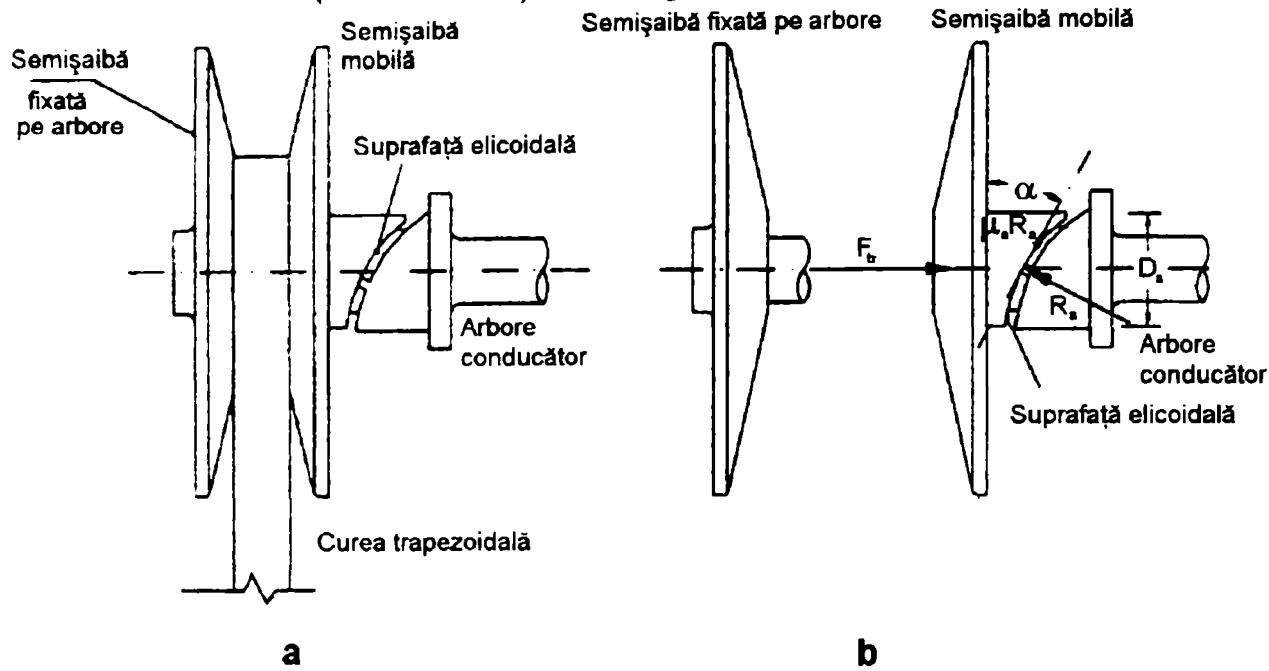


Fig. 10.34 Șaibă cu diametru variabil echipată cu regulator și sesizor de moment  
a - vedere laterală;  
b - forțele de legătură care acționează asupra discului izolat.

Figura 10.34 b [197] reprezintă discul mobil izolat, cu forțele de legătură notate cu:  $R_a$  forța normală,  $F_{tr}$  forța axială de reacțiune și  $\mu_a$  coeficientul de frecare. Din echilibrul forțelor pe direcția axială și a momentelor care acționează asupra discului mobil rezultă ecuațiile:

$$\begin{cases} -R_a \cos \alpha + \mu_a R_a \sin \alpha + F_{tr} = 0 \\ R_a \frac{D_a}{2} \sin \alpha + \mu_a R_a \frac{D}{2} \cos \alpha - \frac{D_p}{2} \left( \frac{T_1 - T_2}{2} \right) = 0 \end{cases} \quad (10.38)$$

Ultimul termen reprezintă cuplul produs de către forțele tangențiale exercitate de curea pe discul mobil ( $T_1$  - tensiunea în ramura activă,  $T_2$  - tensiunea pasivă și  $D_p$  - diametrul primitiv).

Rezolvând sistemul de ecuații (10.38) se obține expresia forței axiale produsă de cama elicoidală în funcție de cuplul aplicat.

$$F_{tr} = \frac{D_p}{D_a} \left( \frac{T_1 - T_2}{2} \right) \left( \frac{\cos \alpha - \mu_a \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu_a \cos \alpha} \right) \quad (10.39)$$

Îndepărtarea discurilor este de asemenea o posibilitate, devreme ce cureaua tensionată tinde să îndeparteze semișaibele una de cealaltă. O ecuație pentru această situație se obține inversând semnul pentru coeficientul de fricțiune din camă:

$$F_{tr} = \frac{D_p}{D_a} \left( \frac{T_1 - T_2}{2} \right) \left( \frac{\cos \alpha + \mu_a \sin \alpha}{\sin \alpha - \mu_a \cos \alpha} \right) \quad (10.40)$$

Dacă  $\mu_a$  este neglijabil:

$$F_{tr} = \frac{D_p}{D_a} \left( \frac{T_1 - T_2}{2} \right) \frac{1}{\text{tg}\alpha} \tag{10.41}$$

Dacă unghiul elicei este modificat într-un anumit fel această relație poate fi scrisă ca:

$$F_{tr} = k_m (T_1 - T_2) \tag{10.42}$$

Constanta  $k_m$  depinde de variația unghiului  $\alpha$  și de diametrul camei și șabei. Unghiul elicei poate fi ajustat pentru a obține o anumită valoare pentru  $k_m$ .

$$\text{tg}\alpha(z) = \frac{D_0 + (Z / \text{tg}\beta)}{2D_a k_m} \tag{10.43}$$

în care  $D_0$  este diametrul primitiv al șabei când  $l/i = 1$ ,  $z$  este deplasarea axială a discului mobil corespunzătoare  $l/i = 1$  și  $\beta$  este unghiul semișabei. În cazul exemplificat cama este montată pe semișaba condusă [măsurătoare] și arc de apăsare este montat pe semișaba condusă [măsurătoare] pentru a fi foarte flexibilă a camerei (fig.10.35).

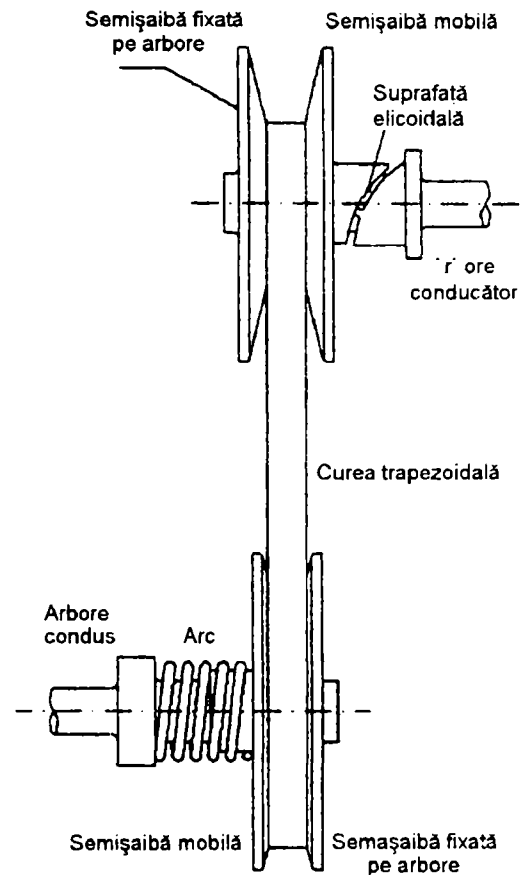


Fig.10.35 Variator de turație automat cu sesizor de moment la șaba conducătoare și arc de apăsare la șaba condusă.

Astfel forța axială exercitată pe semișaba mobilă va ajunge să depindă de  $T_1 - T_2$ .

$$F_{tr(m)} = k_m (T_1 - T_2) \tag{10.44}$$

în timp ce forța axială exercitată pe semișaba mobilă condusă ajunge să depindă de  $l/i$  (fig.10.36) în care  $k_s$  este constanta arcului și  $F_{os}$  este forța arcului la  $l/i = 1$ .

$$F_{s(c)} = -k_s z(c) - F_{os} \tag{10.45}$$

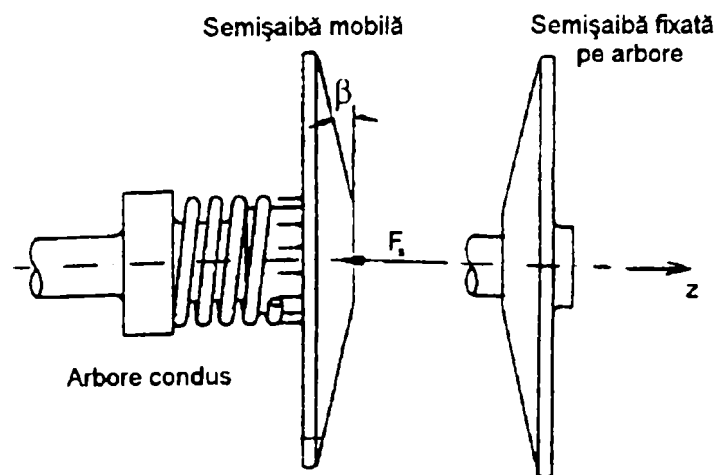


Fig.10.36 Schema cu forțele de legătură la semișaba mobilă izolată.

Deplasarea axială ( $z_{(c)}$ ) a semișaipei poate fi calculată în funcție de  $l/i$  și de geometria dispozitivului cu următoarele relații:

$$z_{(c)} = (D_{p(c)} - D_0) \operatorname{tg} \beta \quad (10.46)$$

$$L = \frac{\pi}{2} (D_{p(m)} + D_{p(c)}) + \varepsilon (D_{p(c)} - D_{p(m)}) + \sqrt{4A^2 - (D_{p(m)} - D_{p(c)})^2} \quad (10.47)$$

$$\sin \varepsilon = \frac{(D_{p(c)} - D_{p(m)})}{2A}; \quad D_0 = \frac{L - 2A}{\pi}; \quad \frac{1}{i} = \frac{D_{p(m)}}{D_{p(c)}}$$

unde  $D_{p(m)}$  și  $D_{p(c)}$  sunt diametrele primitive ale șaiabelor, conducătoare respectiv condusă,  $L$  lungimea curelei,  $A$  distanța între axe.

În poziția de echilibru,  $F_{a(m)}$  și  $F_{a(c)}$  indicând forțele axiale pe care cureaua le exercită asupra semișaipei conducătoare respectiv conduse vom avea:

$$F_{a(m)} = F_{1r(m)} \quad (10.48)$$

$$F_{a(c)} = F_{5(c)} \quad (10.49)$$

Este necesar să se cunoască variațiile apăsării pe care cureaua le exercită asupra semișaipei conduse și conducătoare pentru a determina condițiile de echilibru al variatorului în diferite condiții de funcționare.

Mai mulți autori [204, 205, 206 și 207] folosesc o combinație de legi teoretice și empirice pentru a calcula apăsările axiale pe care cureaua le exercită asupra semișaipei, deoarece lipsește o teorie completă a mecanismului cu curea trapezoidală care lucrează în canalul semișaipei. Gerbert [207-209] a examinat diferite aspecte ale mecanicii dispozitivului cu curea trapezoidală atât teoretic cât și experimental. Cercetările sale teoretice asupra mecanismelor cu curea trapezoidale au condus la un model matematic care constă în ecuații de echilibru pentru diverse condiții de geometrie, alunecare și deformare. Pentru scopul propus este utilă cunoșterea legii de variație a forței axiale produsă de curea în funcție de cuplul conducător. Figura 10.37 arată curbele reprezentate pentru forțele adimensionale exercitate pe semișaipele conducătoare și conduse în funcție de coeficientul de tracțiune  $\Gamma$  pentru diferite rapoarte de transmisie în care:

$$\Gamma = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 + T_2)} \quad (10.50)$$

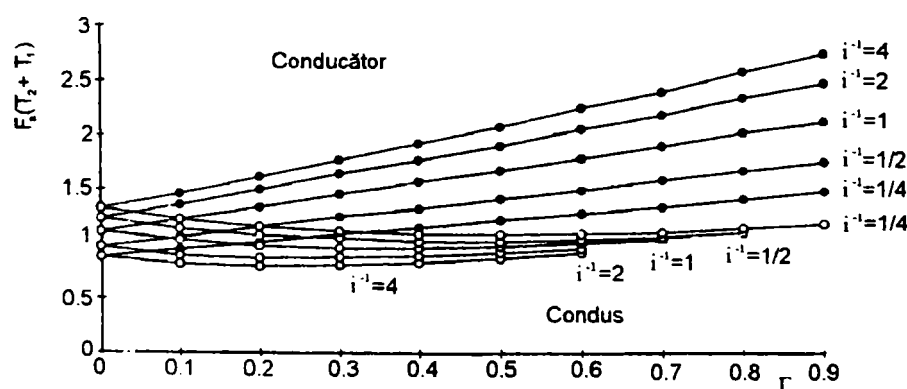


Fig. 10.37 Forțele axiale în funcție de coeficientul de tracțiune.

Aceste curbe sunt utile la proiectarea variatoarelor automate în măsura în care ele ne arată că există două relații funcționale între cinci variabile:  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $i^{-1}$ ,  $F_{a(m)}$  (conducător) și  $F_{a(c)}$  (condus).

Ecuțiile (10.44) și (10.45) exprimă alte două relații care există între aceleași cinci variabile,  $F_{tr(m)}$  produsă de către regulatorul sesizor de moment asupra șabei conducătoare este o funcție de  $T_1$  și  $T_2$  și  $F_{s(c)}$  produsă de arc asupra șabei conduse este o funcție de raportul de transmisie  $i^{-1}$ . Astfel relația funcțională între  $i^{-1}$  și momentul de acționare ( $i^{-1}/M_m$ ) al variatorului automat poate fi determinată cu ecuațiile (10.44) și (10.45) [înlocuite cu ecuațiile (10.48) și (10.49)] și curbele reprezentate în fig. 10.36.

Figura 2.102 arată caracteristică obținută la simularea unui variator automat, cu regulator sesizor de moment pe arborele conducător și cu arc pe cel condus ( $l = 3$  m,  $A = 0,9$  m,  $\beta = 15^\circ$ ).

Curbele sunt strict crescătoare. Deoarece este foarte simplu să modificăm caracteristica mecanică a arcului, în fig. 10.38 sunt prezentate curbele caracteristice ale variatorului automat pentru diferite constante  $z_s$  ale arcului și ale forței  $F_{oc}$  fără a schimba factorul de proporționalitate a dispozitivului sensibil la moment ( $k_m = 3,4 = \text{const}$ ). Cu creșterea  $F_{oc}$  curbele devin cvasiparalele odată cu creșterea momentului (fig. 10.38a). Din alt punct de vedere parametrul  $k_s$  (constanta arcului) are efect asupra pantei curbei caracteristice, în particular panta scade când  $k_s$  crește (fig. 10.38b).

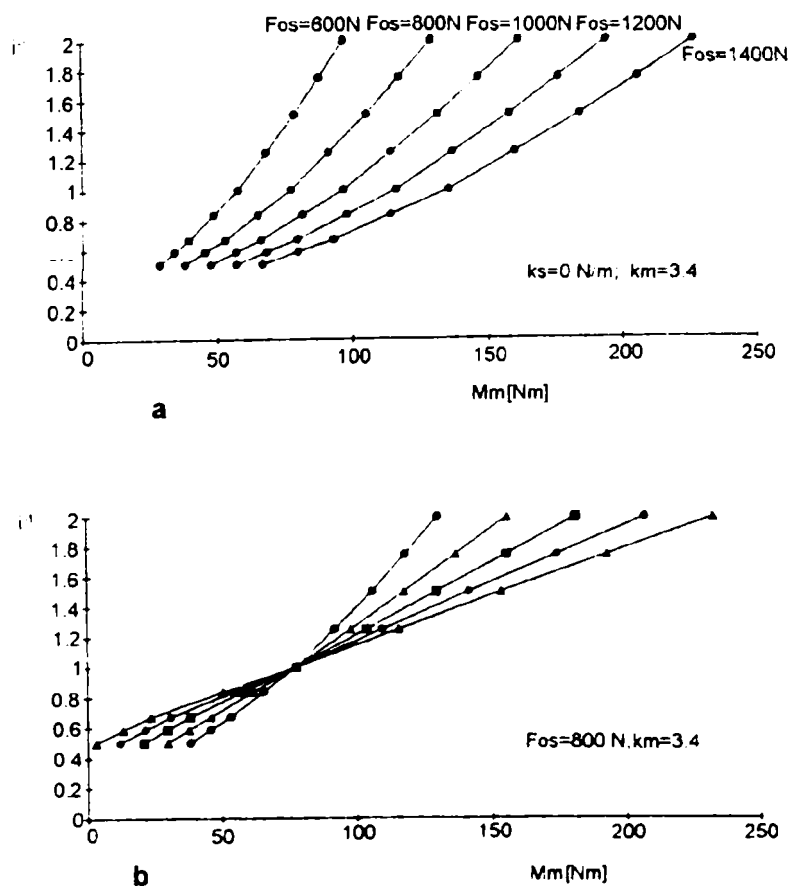


Fig.10.38 Variator de turație automat cu regulator sesizor de moment: raport de transmitere  $i^{-1}$  în funcție de momentul de acționare  $M_m$  la diferite valori  $F_{os}(a)$ , și la diferite valori  $k_s(b)$ .

Aceste rezultate arată că pentru variatorul de turație automat se poate obține o curbă caracteristică care aproximează destul de bine curba cerută de pompele de apă eoliene (fig. 10.32).

Scopul inovării pompelor eoliene este în principal creșterea eficienței sistemului sau cu alte cuvinte creșterea debitului de apă fără a face sistemul mult mai complicat sau mai puțin fiabil sau economic. Reglarea corespunzătoare doar a vitezei turbinei independent de viteza pompei va conduce fără dubiu la avantaje în ceea ce privește eficiența. Utilizând o astfel de soluție, nu trebuie să scadă fiabilitatea, raportul eficiență - cost sau să afecteze simplitatea sistemului. Astfel este interesant de studiat posibilitatea încorporării unui variator de turație automat într-un astfel de sistem deoarece oferă o combinație între o tehnologie nesofisticată și un proiect cu fiabilitate bună.

Panta curbei caracteristice  $i^{-1}/M_m$  pentru turbină deccrește cu creșterea momentului. S-a făcut o propunere ipotetică de a folosi două arcuri paralele montate pe semișaiaba condusă în așa fel încât al doilea arc să înceapă să lucreze doar la  $i^{-1} > 1,5$ . Propunerea s-a făcut pentru a optimiza această combinație și pentru a obține o aproximare mai bună între curbele caracteristice  $i^{-1}/M_m$  impuse variatorului automat.

Figura 10.39 reprezintă curbele caracteristice de funcționare pentru variatorul automat cu două arcuri (cu caracteristicile indicate) și curba caracteristică ideală cerută de pompa eoliană.

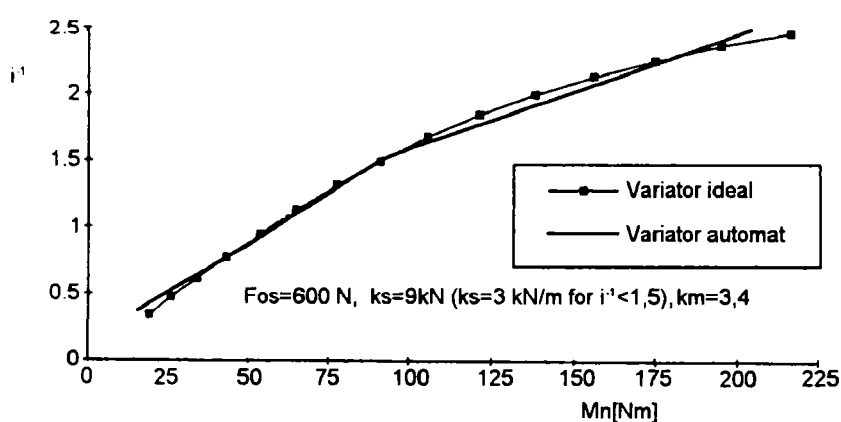


Fig.10.39 Raportul de transmisie în funcție de momentul de acționare.

Se vede clar că cele două curbe se potrivesc foarte bine. Deci prin încorporarea variatorului de turație automat eficiența pompei eoliene se va apropia de nivelurile maxime la diferitele viteze ale vântului. Variatorul automat se instalează în aval de turbină (fig. 10.40).

#### Modelul matematic:

$$\eta_t \eta_{va} P_t(C_p, V_\infty) = P_p(n_p)$$

$$M_m = \frac{P_t(C_p, V_\infty)}{2\pi n_t}$$



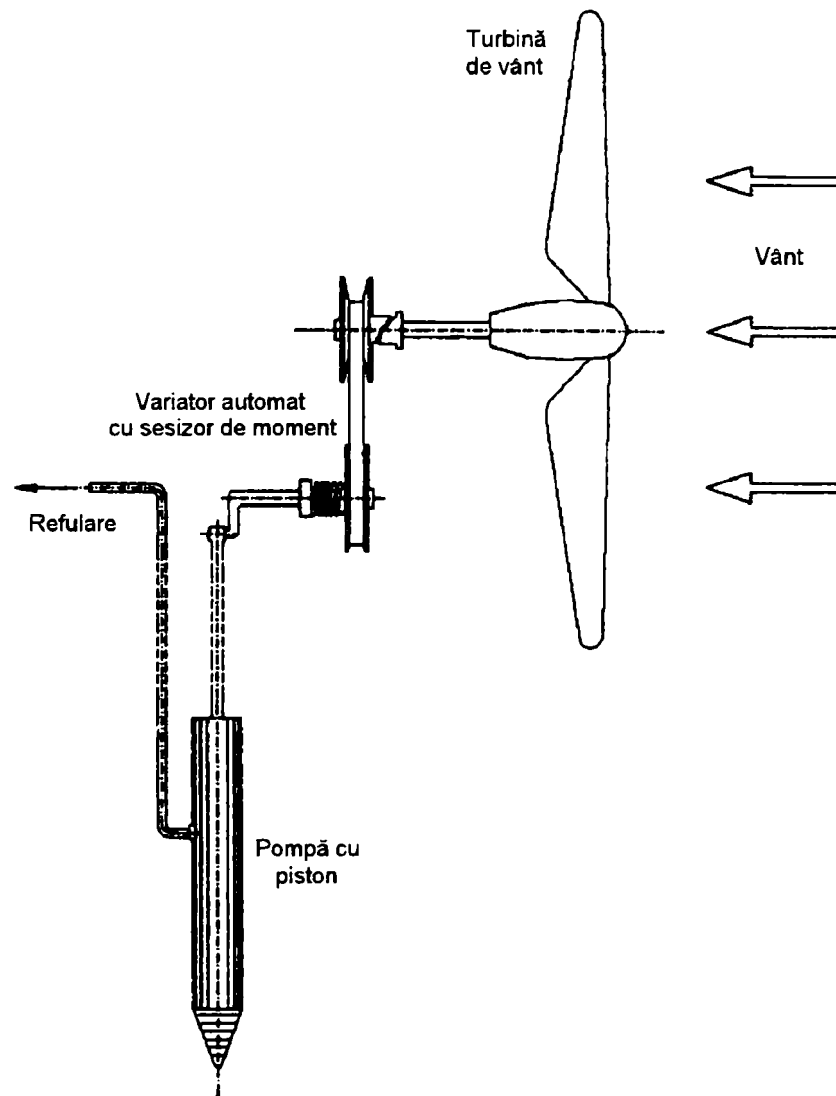


Fig.10.40 Schema pompei eoliene echipată cu variator de turație automat.

$$i^{-1}(M_m) = \frac{n_p}{n_t} \quad (10.51)$$

Relația (10.51) exprimă curba caracteristică  $i^{-1}/M_m$  pentru variatorul automat.

În figura 10.41 se compară eficiența unei pompe eoliene tradiționale cu cea a unei pompe eoliene echipată cu variator automat, eficiența fiind definită prin relația:

$$\eta C_p = \frac{Q \rho_h gH}{0,5 \rho A V_\infty^3}$$

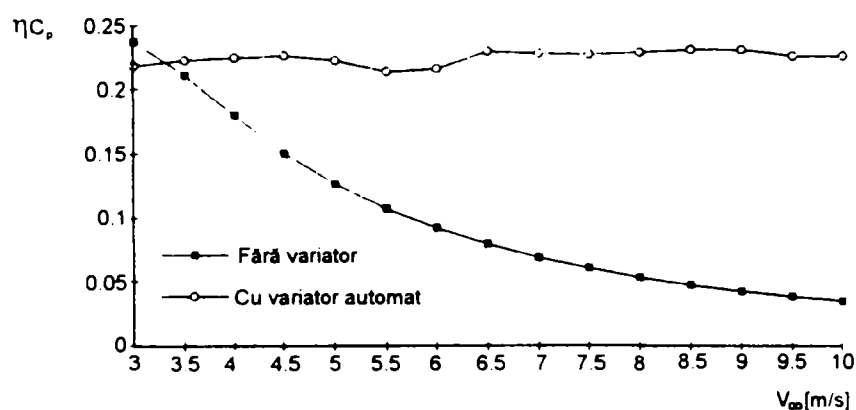


Fig. 10.41 Eficiența pompelor eoliene în funcție de viteza vântului.

Pompa eoliană tradițională atinge eficiența maximă la viteza vântului de calcul dar valoarea eficienței scade rapid odată cu creșterea vitezei vântului. La pompa eoliană echipată cu variator automat, datorită ajustării raportului de transmisie turbina funcționează la un coeficient de putere aproape de valoarea maximă în întregul domeniu al vitezelor de vânt. În acest caz eficacitatea totală a sistemului rămâne practic constantă la diferite viteze ale vântului.

### Concluzii

Prin simplitatea sa constructivă variatorul de turație automat cu curea trapezoidală se pretează pentru utilizare la pompele eoliene.

La puteri mici, ponderea pierderilor prin frecare a flancurilor curelei trapezoidale este destul de mare.

La pornire, turația arborelui condus este zero, din motive constructive. Aceasta constituie un dezavantaj, înrăutățind condițiile de pornire.

## 10.2.4. VARIATOARE DE TURAȚIE AUTOMATE INERȚIALE

### A. Variatoare de turație automate inerțiale hidraulice

Aceste variatoare sunt compuse dintr-o pompă hidraulică inerțială, de tipul cu masă oscilantă (fig. 10.16) sau cu coloană de lichid oscilant (fig. 10.17) și un motor hidraulic cu pistonase axiale. De la motorul hidraulic fluidul va fi recirculat prin supapele de admisie ale pompei. Desigur, în acest caz ca mediu hidraulic se va utiliza uleiul hidraulic în locul apei.

În figura 10.42 [190] s-a prezentat în suprafață de execuție, pistoanele e, f sunt acționate prin bielele c, d de către excentricul b al arborelui primar. Inerția este asigurată de conducta lungă 21. În acest montaj supapele de admisie au aceeași funcționare ca în montajele precedente amintite mai sus; cilindrii g, h sunt în comunicație cu cilindrii 31, 32 în care lucrează pistoanele 33 și 34. Acestea antrenează prin pârghiile 35, 37, 38 un dispozitiv unidirecțional, care pentru exemplificare ar putea fi un dispozitiv cu clichet. Dispozitivul unidirecțional antrenează arborele pompei de apă.

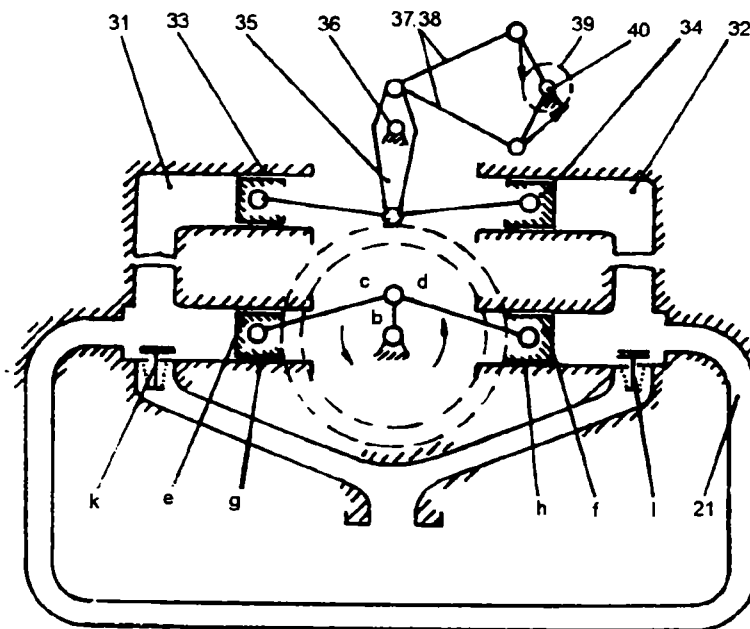


Fig. 10.42. Variator de turație automat inerțial hidraulic. pompa motorul reunite într-un bloc comun

### B. Variatoare de turație automate inerțiale mecanice

Principiul constructiv și funcțional al acestor variatoare este asemănător variatoarelor cu impulsuri. Acestea sunt mecanisme care, transformând mișcarea uniformă a elementului conducător în mișcare periodică - sub formă de impulsuri cu grad de neuniformitate suficient de mic - a elementului condus, permit realizarea variației continue a raportului de transmitere într-o gamă largă de valori. Reglarea raportului de transmitere se face prin reglarea unghiului de oscilație (impulsului) al elementului condus. La variatoarele cu impulsuri această reglare se face din exterior manual sau printr-un servomotor. Spre deosebire de acestea variatoarele automate inerțiale, modificarea raportului de transmitere se realizează prin autoreglare, mărimea amplitudinii impulsurilor fiind determinată de cuplul de inerție ale unor mase inerțiale care sunt antrenate cu o mișcare neuniformă.

*a. Variatorul de turație automat inerțial cu pendulă*

Schema de principiu este prezentată în fig. 10.43 [190 și 210]. Mișcarea se transmite de la arborele motor 1 la levierul intermediar 3 prin intermediul bielei 2. Levierul intermediar este articulat, în punctul 0, cu levierul peduncular 4 prevăzut la partea inferioară cu contragreutate 5. Partea superioară a levierului 3 este articulată în  $O'$  de bielele 6 și 7 care prin intermediul roții cu clicheți 8 (sau a unei roți libere) transformă mișcarea alternativă a levierului în mișcare de rotație a arborelui condus 10. Momentul rezistent  $M_r$  în acest caz este dat de sabotul de frână 9 care apasă asupra roții 11 cu forța  $F$ . Când arborele 1 are o turație redusă, levierul intermediar 3 oscilează în jurul punctului 0, iar arborele 10 rămâne nemișcat. Dacă turația arborelui crește, levierul intermediar va oscila în jurul unui punct situat

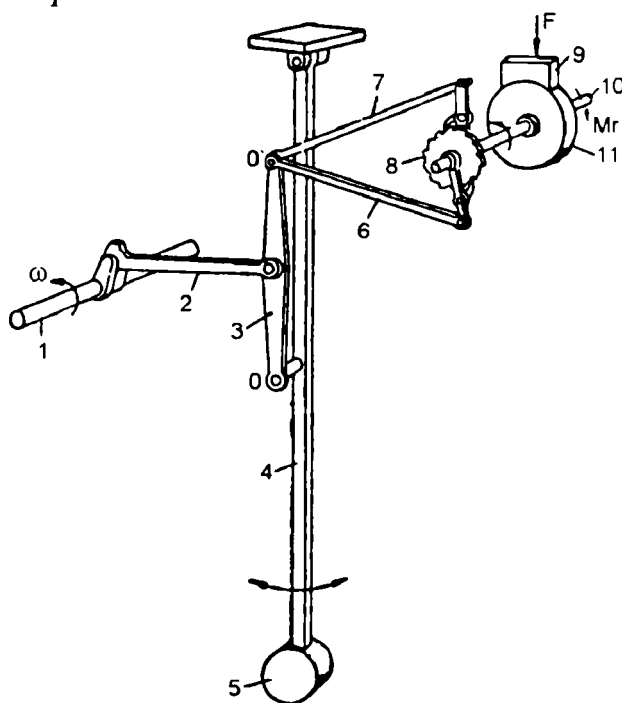


Fig. 10.43 Schema de principiu a unui variator de turație automat inerțial cu pendulă.

sub punctul 0, iar arborele 10 începe să se rotească și el. Cu cât turația crește, cu atât punctul în jurul căruia oscilează levierul 3, coboară.

*b. Variatoare de turație automate inerțiale cu volant*

În forma constructivă prezentată în fig.10.44 [190] arborele primar este conectat prin bare de conexiune (biela) 41 la un capăt al levierului flotant 42, care pentru ansamblu poate fi realizat din două părți, articulat în 43 de volantul oscilant 60 care oscilează în jurul axei 40. Levierul este conectat la celălalt capăt al său 44 cu două bare de conexiune 45, 46 care oscilează respectiv două elemente cilindrice (tamburi) 47, 48. Elementele cilindrice sunt căptușite cu suprafețele de fricțiune 49, fiecare tambur acționează una din cele două porțiuni 56, 57 ale rotorului situate în interiorul său; fiecare rotor poartă o pereche de saboți de fricțiune 50, 51 articulate la capetele tijelor cu ochi 52, 53, aceste tije fiind articulate pe rotor în 54, 55 trecând printr-un spațiu central adecvat din rotor.

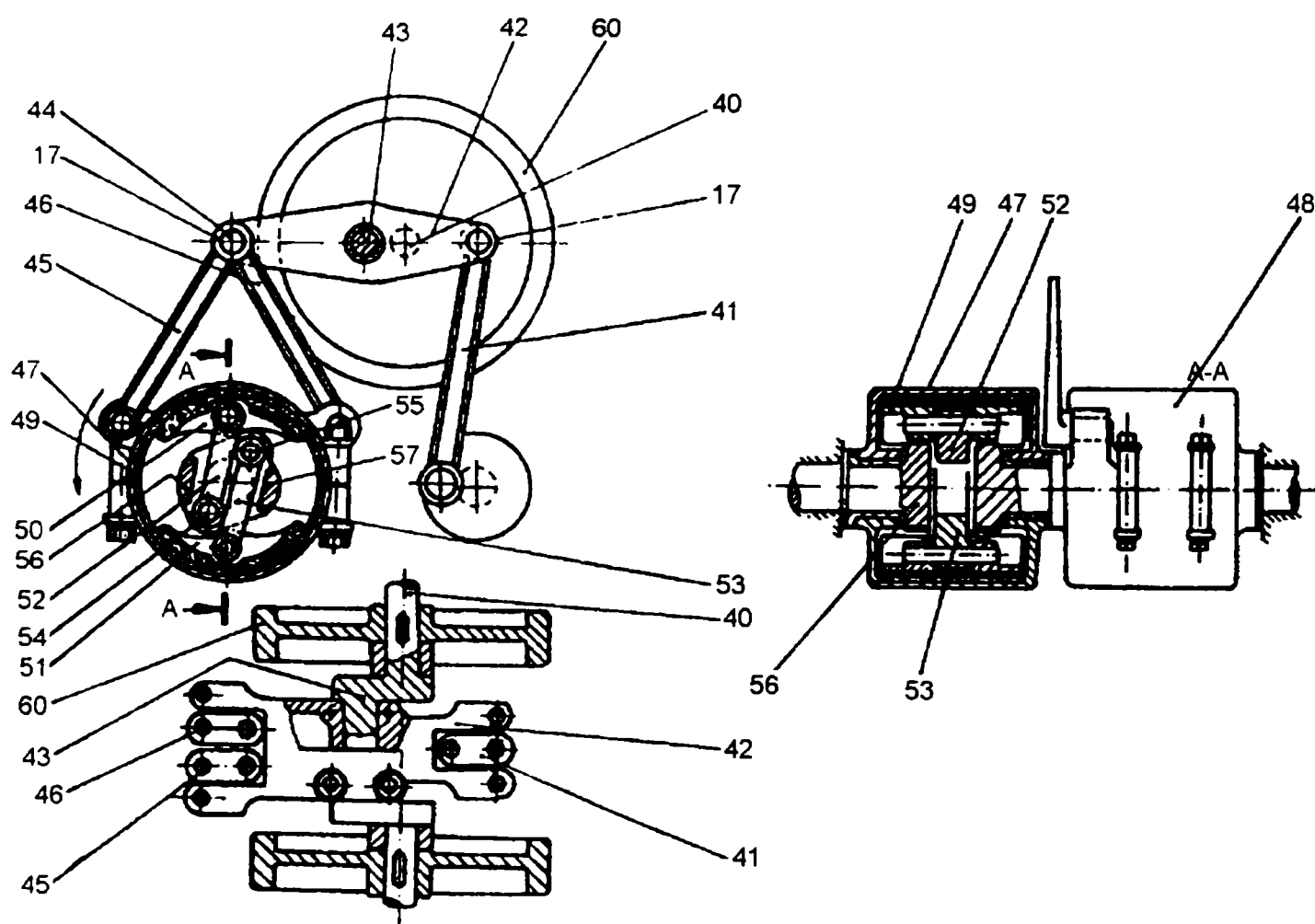


Fig. 10.44 Variatorul de turație automat inerțial cu volant

Într-o altă formă constructivă, având la bază variatorul de cursă automat inerțial cu volant (fig. 10.26) articulația *A* va coincide cu articulația *O'* (fig. 10.43) sau cu articulația 44 (fig. 10.44) făcând legătura cu mecanismul de transformare a mișcării, din rectilinie alternativă în mișcare de rotație, de tipul cu clicheți respectiv cu saboți.

### *c. Variatoare de turație automate inerțiale compacte*

Principiul de funcționare al acestor variatoare de turație este asemănător celor prezentate anterior, însă principiul constructiv diferă. La acestea, mișcarea maselor inerțiale nu este de rotație alternativă și de rotație cu păstrarea sensului însă cu accelerații și decelerații periodice. Aceste variații de accelerații unghiulare se obțin printr-un mecanism impulsor care poate fi conceput în mai multe variante. Gabaritele maselor inerțiale fiind mai mici, tot mecanismul este compact și carcasat.

Aspectele teoretice ale funcționării acestor variatoare automate sunt descrise în lucrările [211, 212 și 214] iar diferite soluții constructive fac obiectul unor descrieri de brevete [213].

Există o preocupare pentru simplificarea cinematicii și construcției acestor tipuri de variatoare de turație prin suprimarea mecanismului cu clichet sau roată liberă [215, 216 și 217].

Nu insist asupra descrierii mai amănunțite ale acestor variatoare deoarece sursele de documentare pe care le posed nu sunt suficient de prelucrate. Pe de altă parte, aceste variatoare necesitând o tehnologie de fabricație mai pretențioasă rezultă costuri mai mari față de tipurile anterioare, ieșind din competiția utilizării lor la pompele eoliene.

### **10.2.5. VARIATORUL DE TURAȚIE AUTOMAT MECANIC CU MECANISME PLANETARE**

Acest tip de variator de concepție recentă [218 și 219] a fost propus pentru utilizare la mijloacele de transport. Există posibilitatea de a adapta acest variator și al condițiile specifice pompelor eoliene.

În principiu acest tip de variator se compune din două mecanisme planetare diferențial cu un dispozitiv de închidere a mișcării cu lagăr mobil.

Schimbarea raportului de transmitere se face în funcție de momentul rezistent care face ca lagărul mobil să stea în repaus sau să se învârtă. Variatorul nu are regulator sesizor de moment, acesta constituind noutatea soluției constructive.

Datorită complexității constructive, deocamdată acest tip de variator de turație nu are aplicabilitate la pompele eoliene.

### **10.2.6. CONCLUZII PRIVIND VARIATOARELE DE TURAȚIE AUTOMATE**

Variatoarele de turație automate asigură adaptarea sarcinii pompelor volumice relative la puterea disponibilă a rotorului eolian funcționând la eficiența maximă.

S-au prezentat o serie de soluții constructive și metodologia de calcul la cele mai semnificative, la nivelul actual de cunoștințe.

Caracteristicile principale ale variatoarelor de turație prezentate se pot rezuma astfel:

1) Variatorul de turație automat hidraulic (fig.10.30) fiind compus dintr-o pompă hidraulică cu debit variabil și un motor hidraulic, ambele de obicei cu pistonaje axiale, este colplăcat, scump și pretențios în exploatare.

2) Variatorul de turație automat mecano-hidraulic (fig.10.31) fiind compus dintr-o pompă cu pistonăse radiale și un mecanism diferențial planetar cu roți dințate conice prezintă dezavantaje similare cu variatorul de turație descris mai înainte.

3) Variatorul de turație automat cu curea trapezoidală este relativ simplu și nu necesită întreținere specială. Dezavantajul funcțional este că nu asigură turație zero la pornire din motive constructive.

4) Dintre variantele de turație automate inerțiale, variatorul inerțial cu volant este cel mai simplu. Față de variatoarele de cursă inerțiale, variatoarele de turație inerțiale prezintă în plus un mecanism cu roată liberă sau cu clichet pentru transformarea mișcării alternative în mișcare de rotație continuă. Din această cauză prețul acestora din urmă este mai mare .

Se recomandă proiectarea, execuția și testarea unui variator de turație inerțial cu volant pe baza experienței dobândite la variatorul de cursă cu volant.

### 10.3. CONCLUZII PRIVIND ADAPTAREA CARACTERISTICII POMPEI VOLUMICE LA CARACTERISTICA ROTORULUI EOLIAN.

În acest capitol au fost prezentate o serie de modalități de adaptare a caracteristicii unei pompe volumice la caracteristica rotorului eolian, la nivelul cunoștințelor actuale. Se poate constata că în general, adaptarea se poate face prin utilizarea unei transmisii speciale care modifică automat, fie cursa fie turația pompei, după o anumită lege de variație, în funcție de turația rotorului respectiv viteza vântului. O trecere în revistă a tipurilor posibile de variatoare de cursă și de turație este prezentată în tabelul 10.3.

Pentru reducerea complexității sistemului de adaptare a caracteristicii pompei ar fi necesar o pompă specială care să realizeze automat condiția de adaptare însăși, prin construcția și funcționarea sa. O astfel de pompă, care este o variantă a pompei inerțiale a fost descrisă la punctul 10.1.5.B. În acest context, ar fi interesant de analizat posibilitatea realizării unei pompe inerțiale cu supape turbionare statice, care să realizeze o anumită lege de variație a randamentului volumic în funcție de viteza de antrenare. Consider că în acest domeniu, posibilitățile nu sunt încă epuizate.

Referitor la rentabilitatea adaptării caracteristicii pompei, respectiv la rentabilitatea creșterii randamentului de adaptare, se mai poate menționa, în plus față de cele prezentate la punctul 9.13, că prin această adaptare, producția energetică estimată a pompelor eoliene va fi cel puțin identică cu cea a aerogeneratoarelor care este de două ori mai mare decât a pompelor eoliene neadaptate [56 și 101]. Respectiv:

$$E = 0,1A\bar{V}^3 T \text{ (Wh) pentru pompe eoliene neadaptate} \quad (10.52)$$

și

$$E = 0,2A\bar{V}^3 T \text{ (Wh) pentru aerogeneratoare și pompe eoliene adaptate} \quad (10.53)$$

Tabelul 10.3

<b>Optimizarea constructivă a transmisiei pompelor eoliene pentru adaptarea caracteristicii pompelor volumice</b>		
Criteriul de optimizare:	performanță	
Scopul urmărit:	creșterea productivității	
Parametrul influențat:	eficiență ( $C_p \eta$ ) maximă într-un domeniu larg de viteze ale vântului	
<b>Pompă volumică</b>	<b>Alternativă</b>	<b>Rotativă</b>
Variator automat	de cursă	de turație
Variante constructive	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>cu arc;</b></li> <li>- <b>aerodinamic;</b></li> <li>- <b>hidraulice cu:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>•- amortizor hidraulic*;</li> <li>•- cursor;</li> <li>•- pentru compresoare;</li> <li>•- element execuție mecanic;</li> <li>•- drosel*;</li> </ul> </li> <li>- <b>centrifugal cu</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>•- manivelă;</li> <li>•- camă spațială;</li> </ul> </li> <li>- <b>inerțial* cu</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>•- vibrator inerțial;</li> <li>•- masă oscilantă;</li> <li>•- cilindru mobil;</li> <li>•- volant;</li> </ul> </li> <li>- <b>cu sesizor <math>\lambda</math>*;</b></li> <li>- <b>combinat*.</b></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>hidraulic, cu pompă hidraulică cu debit variabil;</b></li> <li>- <b>mecanico-hidraulic;</b></li> <li>- <b>cu curea trapezoidală*;</b></li> <li>- <b>inerțiale*</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>•- hidraulice</li> <li>•- mecanice cu: <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>pendulă;</i></li> <li>- <i>volant.</i></li> </ul> </li> </ul> </li> </ul>
* Variante care se adaptează automat la modificarea înălțimii de pompare.		

Ca urmare, se poate estima o creștere până la de două ori a competitivității pompelor eoliene adaptate față de cele clasice (Analizată la punctul 4.3).

## Capitolul 11

### OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU TURBOPOMPE

Caracteristicile turbopompelor s-au analizat la punctul 7.2.3.1. Dacă turbopompa funcționează împreună cu o rețea fără înălțime statistică, debitul este proporțional cu turația, relația (7.62), presiunea este proporțională cu pătratul turației, relația (7.64) iar puterea este proporțională cu cubul turației, relația (7.66). În aceste condiții randamentul este constant. Acest regim de funcționare se adaptează cel mai bine pentru cuplarea turbopompei cu un rotor eolian și se poate considera ca un regim ideal. În realitate, acest regim de funcționare se întâlnește foarte rar, la pompele de transvazare cu diferență de nivel până la 0,5 m, la dispozitivele de aerare a apelor uzate și la pompele de circulație. Aceste aplicații sunt destul de rare și chiar dacă ar exista, localizarea lor nu permite cuplarea cu un rotor eolian, decât în varianta cu transmisie electrică (arbore electric).

În realitate, cele mai multe aplicații se referă la ridicarea apei din fântâni săpate sau puțuri forate, care se caracterizează prin preponderența înălțimii statistice față de înălțimea dinamică. Pentru exemplificare se consideră o pompă eoliană comercială echipată cu o pompă cu piston cu următoarele caracteristici:

- diametrul pistonului  $D_p = 60$  mm;
- înălțimea de pompare statică  $H_s = 50$  m;
- debitul minim  $Q_{\min} = 400$  l/h,  $0,111$  l/s;
- debitul maxim  $Q_{\max} = 1500$  l/h,  $0,416$  l/s;
- țevă de refulare, diametru 1”;
- distanța rezervorului de acumulare  $L_1 = 50$  m;
- lungimea țevii de refulare  $L = H + L_1 = 100$  m.

Pierderile de presiune [220] la debitul maxim:

- liniare, panta hidraulică  $i = 75$  mm/m;
- locale, patru coturi  $90^\circ$ ,  $\zeta = 1$ ,  $Z = 115$  mm.

$$H_d = h_{lin} + h_{loc} = iL + Z, \quad h_{lin} = iL, \quad h_{loc} = \sum \zeta \frac{v^2}{2g} = Z$$

$$H_d = 0,075 \cdot 100 + 0,115 = 7,615 \text{ m}$$

$$H_t = H_s + H_d = 50 + 7,615 = 57,615 \text{ m}$$

$$H_s / H_t = 50 / 57,615 = 0,867$$

Analizând caracteristicile mecanice ale turbomașinii cuplată cu rețeaua de transport având  $H_s / H_t = 0,867$  (fig.7.35) se constată că în domeniul  $n_{\min} < n < n_n$ , caracteristica mecanică curba CB este foarte rigidă și domeniul de reglare a vitezei (turației) este foarte îngust, 1220 - 1450 rot/min.



La cuplarea turbopompei cu un rotor eolian trebuie să se stabilească tipul și caracteristicile turbopompei și raportul de multiplicare a transmisiei, astfel încât puterea disponibilă a turbinei eoliene trebuie să fie utilizată la maximum într-un domeniu cât mai larg de variație a vitezei vântului. Există două metode de rezolvare a problemei în funcție de regimul de funcționare a turbopompei și anume: cu turație variabilă și cu turație constantă.

## 11.1. REGIM DE FUNCȚIONARE CU TURAȚIE VARIABILĂ

Turbinele cu turație variabilă se utilizează pentru antrenarea turbopompelor printr-o transmisie mecanică [221] sau electrică [222 și 223].

Cuplarea mecanică a turbinelor eoliene cu turbopompe nu este o problemă simplă, totuși această soluție oferă câteva posibilități interesante pentru pomparea apei la înălțimi până la 5 m. În anul 1957 Vadot [224] a descris turbinele eoliene Neyrpic de 8 m și de 13 m diametru utilizate pentru antrenarea unor turbopompe axiale. Mai recent Smulders [225] a publicat o aplicație comercială a unor pompe eoliene centrifugale pentru ridicarea apei până la 1 m utilizate la polderile olandeze. În lucrarea [226] este descrisă o aplicație cu turbopompă axială mică, acționată prin cablu, utilizată în agricultura guineeză. Lucrările [227 și 228] tratează problema cuplării turbopompelor cu rotoarele eoliene.

În continuare se descrie o metodă pentru alegerea corectă a raportului de multiplicare și a caracteristicilor turbopompei pentru o turbină eoliană dată și pentru un anumit regim de vânt, în baza lucrării [229].

Un mod de abordare foarte simplu dar aproximativ a fost adoptat de Universitatea din Berlin [236] și de Universitatea din Eindhoven [237]. Acesta presupune că puterea absorbită de pompă la turație constantă este independentă de debitul livrat. Astfel se evită necesitatea de a exprima curba de performanță  $C_p(\lambda)$  a turbinei eoliene întrucât cu alegerea corectă a raportului de transmitere  $i$  este posibilă funcționarea tot timpul la viteza specifică optimă  $\lambda_0$ .

În cele ce urmează se va compara modelul simplificat din Berlin [236] și Eindhoven cu modelul de calculator al Universității din Reading [229]. Aceasta din urmă este apoi extins la posibilitatea de utilizare a pompelor cu canal lateral (regenerative) cu viteză (turație) specifică foarte mică pentru utilizări cu acționare eoliană [238 și 233].

### 11.1.1. TURBINA EOLIANĂ

Pentru turbină se consideră o relație parabolică între  $C_p$  și  $\lambda$  [230] de forma:

$$C_p = C_{p0} \left[ 1 - \left( \frac{\lambda - \lambda_0}{\lambda_{\max} - \lambda_0} \right)^2 \right] \quad (11.1)$$

Viteza specifică  $\lambda_m$  corespunzătoare cuplului maxim este dată de [72]:

$$\lambda_m = \lambda_{\max} \sqrt{\lambda_{\max} (2\lambda_0 - \lambda_{\max})} \quad (11.2)$$

Relația (11.1) este valabilă doar pentru

$$\lambda_{\max} \geq \lambda_0 \geq \lambda_m$$

Dacă o astfel de turbină funcționează la viteza vântului  $V_\infty$  antrenând o turbopompă cu turația  $n$  [rot/s] prin intermediul unui multiplicator de turație având raportul de transmitere  $i$ , atunci:

$$\lambda = \frac{i\pi nD}{V_\infty} \quad (11.3)$$

Presupunând  $\eta_{mec} = 100\%$ , puterea disponibilă la pompă va fi:

$$P_p = \frac{1}{2} \rho V_\infty^3 \frac{\pi D^2}{4} C_p \quad (11.4)$$

### 11.1.2. TURBOPOMPA

Caracteristicile turbopompelor similare geometric se pot exprima în funcție de  $D_p$  și mărimile adimensionale corespunzătoare. Astfel:

- înălțimea de pompare adimensională:

$$\Psi = \frac{gH}{n^2 D_p^2} = f_1(\Phi; R_e) \quad (11.5)$$

- puterea adimensională:

$$\Delta = \frac{P}{\rho_h n^3 D_p^3} = f_2(\Phi; R_e) \quad (11.6)$$

în care:  $P$  - puterea necesară consumată

- debitul adimensional:

$$\Phi = \frac{Q}{n D_p^3} \quad (11.7)$$

- numărul Reynolds

$$R_e = \frac{n D_p^2}{\nu} \quad (11.8)$$

$\nu$  - vâscozitatea cinematică.

În interiorul unui domeniu mic de variație a mărimii pompei se presupune că variația numărului Reynolds nu influențează sensibil relațiile (11.5) și (11.6) și randamentul se poate exprima prin:

$$\eta = \frac{\Psi\Phi}{\Delta} = \frac{\rho_h g H Q}{P} \quad (11.9)$$

și când acesta este maxim parametrul adimensional  $n'_q$  al turației specifice poate fi exprimat cu relația:

$$n'_q = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = \frac{\sqrt{\Phi_0}}{\Psi_0^{3/4}} \quad (11.10)$$

Turația specifică este un parametru de similitudine care este independent de mărimea sau turația pompei, dar care este util în proiectare.

Aceasta este o noțiune care caracterizează performanțele asemănătoare din punct de vedere geometric.

Turația specifică se determină pentru un rotor model, ale cărui performanțe hidraulice sunt: debitul  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  și înălțimea de pompare  $H=1 \text{ m}$ .

Valoarea turației specifice  $n_q$  se determină cu relația:

$$n_q = nQ^{1/2}H^{-3/4} \quad (11.11)$$

Atunci când turația specifică se raportează la puterea de 1 CP, valoarea ei se determină cu relația:

$$n_s = nP^{1/2}H^{-5/4} \quad (11.12)$$

Turațiile specifice  $n_q$  și  $n_s$ , denumite și cu termenul de “rapiditate” - adoptat din terminologia turbinelor hidraulice - constituie un criteriu de clasificare a rotoarelor, utilizat în mod frecvent de constructorii de pompe.

Relația dintre  $n_s$  și  $n_q$ , valabilă pentru pompele care vehiculează apă la temperatura mediului ambiant, este

$$n_s = 3,65n_q \quad (11.13)$$

Mărimile utilizate la calcularea turațiilor specifice  $n_s$  și  $n_q$  se exprimă în unități de măsură SI și MKfS de aceea în forma în care sunt prezentate ele reprezintă mărimi dimensionale

$$n_q [\text{m}^{3/4} \text{s}^{-3/2}]$$

și

$$n_s [\text{kgf}^{1/2} \text{m}^{-3/4} \text{s}^{-3/2}]$$

Dacă se folosește un alt sistem de măsură, valorile turațiilor diferă, fapt care poate conduce la erori de interpretare.

În ultimul timp, pentru a caracteriza mai sugestiv regimul optim de funcționare a pompei ( $Q_{\text{opt}}$ ,  $H_{\text{opt}}$ ,  $\eta_{\text{max}}$ ), s-a introdus un nou termen denumit “număr caracteristic”, simbolizat cu litera K și determinat prin relația

$$K = 2nQ_{\text{opt}}^{1/2}(gH_{\text{opt}})^{-3/4} \quad (11.14)$$

Termenul K este de asemenea o mărime adimensională, iar relația de legătură dintre K și  $n_q$  este

$$K \approx n_q/53$$

În fig. 11.1 sunt prezentate diverse forme de rotoare caracterizate de turația specifică, iar în fig. 11.2 sunt prezentate formele constructive ale pompelor.

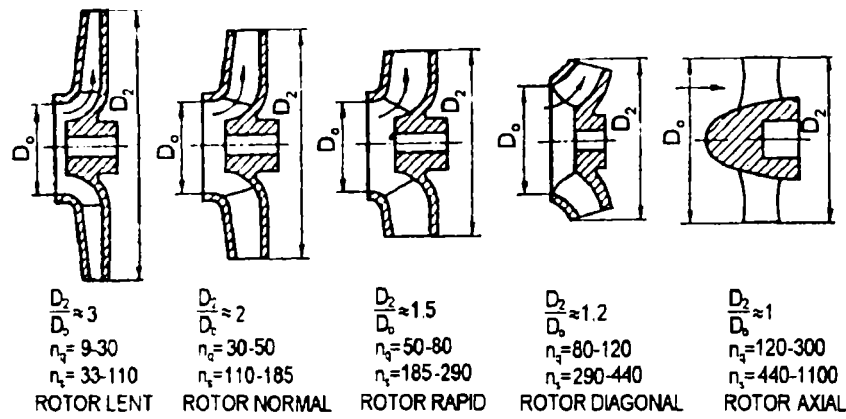


Fig. 11.1. Schema rotoarelor caracterizate de turația specifică  $n_q(n_s)$ .

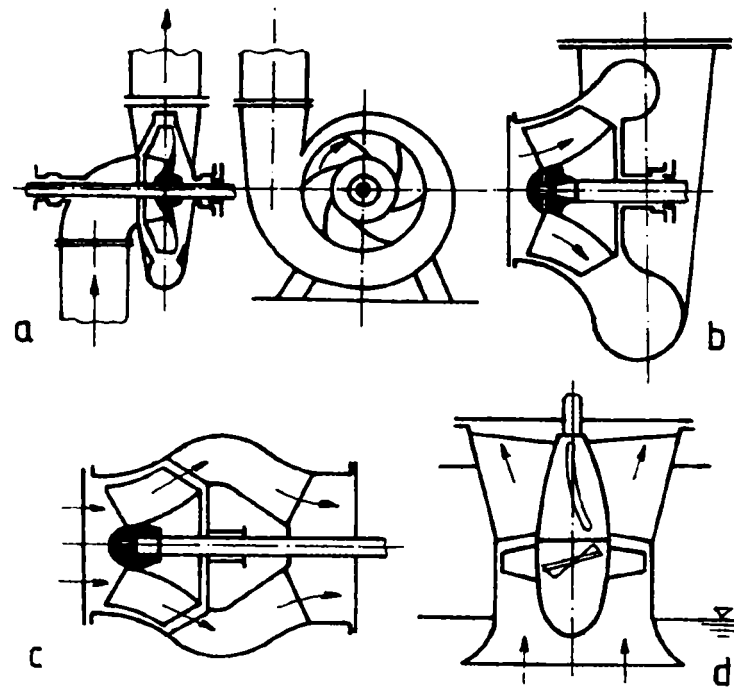


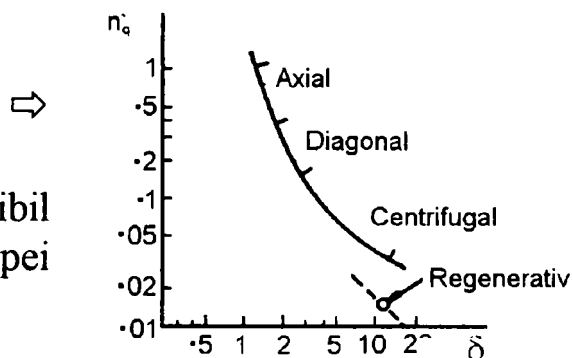
Fig. 11.2. Forme constructive de turbopompe  
a - pompă centrifugă; b, c - pompă diagonală; d - pompă elicoidală (axială)

Este de asemenea obișnuit a defini diametrul specific (numărul de mărime) la randamentul maxim:

$$\delta = \frac{D_p (gH)^{1/4}}{Q} = \frac{\Psi^{1/4}}{\sqrt{Q_0}} \quad (11.15)$$

Viteza specifică și diametrul specific sunt în interdependență prin diagrama Cordier (fig. 11.3), [232 și 239].

Fig. 11.3. Diagrama Cordier [239] pentru turbopompe.



Cu ajutorul diagramei Cordier, este posibil a apărea dimensiunii turbinei eoliene și a pompei prin stabilirea raportului de transmitere  $i$ .

### 11.1.3. CUPLAREA MECANICĂ A TURBINEI EOLIENE CU TURBOPOMPA

Pentru majoritatea pompelor centrifuge cu viteză specifică mică până la medie, este necesară calcularea unui raport de transmitere  $i$  astfel încât turbina și pompa să funcționeze la regimul de eficiență maximă, la viteza vântului de calcul  $V_c$ .

Dacă  $H_c$  este înălțimea totală dinamică la viteza vântului  $V_c (H_s = 0)$ , neglijând pierderile în transmisia mecanică, din egalitatea puterilor;

$$\frac{1}{2} \rho V_c^3 \frac{\pi D^2}{4} C_{p_0} = \frac{\rho_h g H_c Q_c}{\eta_0} \quad (11.16)$$

și relația (2.166) care pentru regimul optim de calcul este:

$$\lambda_0 = \frac{i \pi n_0 D}{V_c}$$

combinată cu relația (11.14), rezultă:

$$\frac{1}{i} = 2 \sqrt{2 \pi \left( \frac{\rho_h}{\rho} \right) \frac{1}{\eta_0 C_{p_0}} \left( \frac{n' q}{\lambda_0} \right) \left( \frac{g H_c}{V_c} \right)^{5/4}} \quad (11.17)$$

Introducând  $\delta$  în (11.16) rezultă expresia diametrului relativ:

$$D_r = \frac{D}{D_p} = \sqrt{\frac{8 \rho_h}{\pi \rho \eta_0 C_{p_0}} \left( \frac{1}{\delta} \right) \left( \frac{g H_c}{V_c^2} \right)^{3/4}} \quad (11.18)$$

Presupunând că poate fi luată o decizie astfel încât  $V_c$  să fie optim la un amplasament specific, se pot calcula raportul de transmitere  $i$  și raportul de diametre  $D_r$  pentru  $H_c$  dat care include diferența de nivel al amplasamentului plus pierderile de fricțiune ale conductei. Mărimea  $D$  pentru turbină va fi raportată la necesarul  $Q_c$  prin relația (11.16).

Cu această variantă de calcul, pot fi calculate diferite variante pentru furnizarea unui debit  $Q_c$  corespunzător unei viteze de vânt  $V_a$ , dar acesta lasă încă importante întrebări în ceea ce privește viteza vântului  $V_a$  la care echipamentul începe să debiteze apa și asupra caracteristicii  $Q(T, \varphi)$ .

### a) Performanța generală a sistemului

Figura 11.4 reprezintă o serie de caracteristici tipice pompei centrifuge care pot fi exprimate în formă polinomială în funcție de coeficientul de debit adimensional

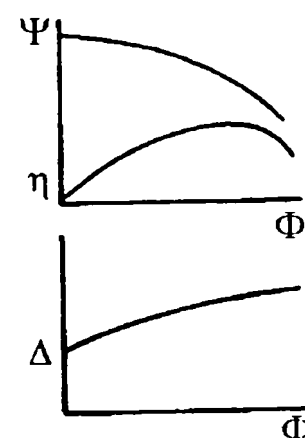
$$\Phi = \frac{Q}{nD_p^3}$$

$$\Psi = \frac{gH}{n^2 D_p^2} = B_1 + B_2 \Phi + B_3 \Phi^2 + B_4 \Phi^3 + \dots \quad (11.19)$$

$$\Delta = \frac{P}{\rho_h n^3 D_p^5} = B_5 + B_6 \Phi + B_7 \Phi^2 + B_8 \Phi^3 + \dots \quad (11.20)$$

Deși funcțiile polinomiale pot fi dezvoltate și peste termenul  $\Phi^3$ , în mod obișnuit acest lucru nu este necesar, obținându-se o bună potrivire cu datele experimentale.

Fig 11.4 Caracteristicile adimensionale tipice pompelor centrifuge cu turație specifică mică.



#### 11.1.3.1. Modelul de calcul simplificat cu puterea adimensională constantă $\Delta = B_5$

Se presupune că puterea adimensională este independentă de  $\Phi$  adică  $\Delta = B_5$ . Aceasta și suprafața reprezintă baza modelului Berlin [237] și este aplicabilă la pompele diagonale, la care caracteristica  $\Delta(\Phi)$  din fig.11.4 este plată. La alegerea corectă al raportului de transmitere turbina și pompa pot funcționa deasupra sau dedesubtul curbei cubice  $P \sim n^3$ , cu turbina întotdeauna la viteza specifică optimă  $\lambda_o$ . Cu simplificarea de mai sus performanța sistemului se calculează în două puncte caracteristice, adică punctul de funcționare optimă și punctul de amorsare.

Pentru a trasa forma performanței sistemului la modelul Eidhoven se face o simplificare considerând curba  $H(Q)_2$  a pompei de formă parabolică și  $\Psi = B_1 + B_3 \Phi^2$ . Unde  $B_3$  va fi de obicei negativ pentru a asigura o caracteristică căzătoare. Această simplificare din urmă este utilă prin aceea că face posibilă combinarea cu rezistența de frecare în conducte, presupusă a fi proporțională cu  $Q^2$  prin urmare și cu  $\Phi^2$ . Cu această presupunere poate fi ușor de arătat că la o presiune particulară turația optimă de funcționare a pompei este  $n_o$ , respectiv  $\Psi = \frac{2}{3} B_1$  și

pentru orice altă turație de funcționare  $n$ ,  $\Phi$  și  $\eta$  va fi:

$$\frac{\Phi}{\Phi_0} = \sqrt{3 - 2 \left( \frac{n_0}{n} \right)^2} \quad (11.21)$$

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \sqrt{3\left(\frac{n_0}{n}\right) - 2\left(\frac{n_0}{n}\right)^3} \quad (11.22)$$

Astfel o pompă cuplată cu o turbină eoliană va asigura funcționarea acesteia la  $\lambda_0$  astfel încât:

$$\frac{n}{V} = \frac{n_0}{V_c} = \frac{\text{turatie optimă pompă}}{\text{viteză vânt de calcul}} \quad (11.23)$$

Înlocuind (11.23) în (11.21) și (11.22) rezultă:

$$\frac{Q}{Q_c} = \sqrt{3\left(\frac{V}{V_c}\right)^2 - 2} \quad (11.24)$$

$$\frac{\eta}{\eta_c} = \sqrt{\frac{3\left(\frac{V}{V_c}\right)^2 - 2}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^3}} \quad (11.25)$$

Aceste curbe de performanță turbină eoliană pompă, pentru o presiune statică dată, sunt reprezentate în figura 11.5.

Dacă înălțimea statică crește, atunci  $V_c \sim \sqrt{H_s}$  și  $Q_c \sim \sqrt{H_s}$ . Viteza vântului de amorsare va urma același model întrucât prin înlocuirea  $Q = 0$  în (2.183)

este evident că  $\frac{V_a}{V_c} = \sqrt{\frac{2}{3}}$

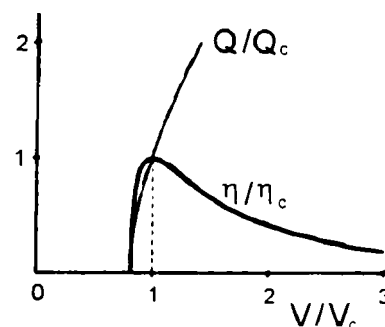


Fig. 11.5 Anticiparea debitului și randamentului în funcție de viteza vântului, adimensionalizate [237].

### Exemplu de utilizare a modelului simplificat

Modelul simplificat [237] se compară cu metoda exactă [229] la care curba  $C_p(\lambda)$  este exprimată printr-o parabolă și caracteristica pompei prin polinoamele (11.19) și (11.20).

În tabelele 11.1 și 11.2 sunt prezentate datele caracteristice ale exemplului analizat.

Tabelul 11.1

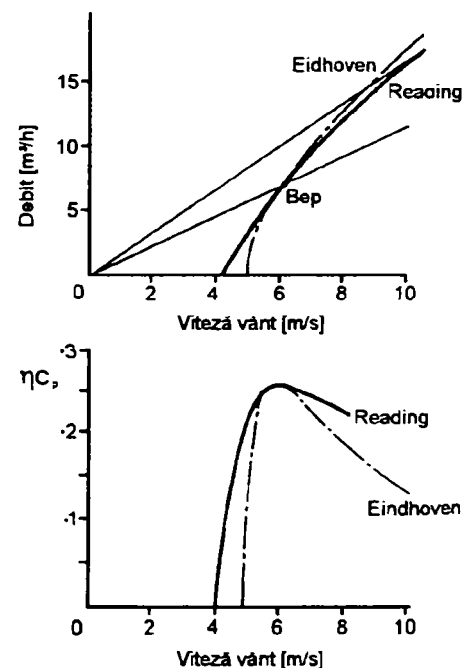
Amplasament	Turbină eoliană
$V_c = 6 \text{ m/s}$	$C_{po} = 0,43$
$H_d = 5 \text{ m}$	$\lambda_0 = 1,82$
$H_s = 4,5 \text{ m}$	$\lambda_m = 3,1$
$Q_c = 7,22 \text{ m}^3/\text{h}$	$D = 1,94 \text{ m}$

Tabelul 11.2

POMPA		
Caracteristici	Modelul de calcul	
	Polinomial	Simplificat
$D_p = 80 \text{ mm}$	$B_1 = 5,904$	$B_1 = 5,904$
$\eta_0 = 60 \%$	$B_2 = 0$	
$n'_q = 0,095$	$B_3 = 0$	$B_3 = -90,48$
$\delta = 4,7$	$B_4 = -904,8$	
$\Phi_0 = 0,1$	$B_5 = 0,3243$	$B_5 = 0,883$
$\Psi_0 = 5,0$	$B_6 = 6,338$	
	$B_7 = -7,290$	
	$B_8 = -52,17$	

Utilizând datele din tabele împreună cu relațiile (11.17) și (11.18) rezultă:  $i = 1/22$  și  $D/D_p = 24,3$ ; astfel o pompă cu rotorul de 80 mm se va adapta complet cu un rotor eolian de 1,94 m. În fig.11.6 sunt reprezentate anticipările  $Q(V_\infty)$  și  $\eta C_p(V_\infty)$  utilizând modelul de calcul exact (linie continuă) și modelul simplificat cu relațiile (11.24) și (11.25) (linie întreruptă). Se observă că modelul simplificat este mai conservativ pentru caracteristica  $Q(V)$  în domeniul vitezelor scăzute ale vântului ( $V_c < V < V_{\omega}$ ). De asemenea, eficiența totală  $\eta C_p(V)$  este mai scăzută, dar aceasta este mai puțin importantă decât caracteristica  $Q(V)$ .

Fig. 11.6 Compararea caracteristicilor de performanță conform modelului de calcul simplificat [237] și exact [229] pentru o pompă centrifugă antrenată de un rotor eolian.



### 11.1.3.2. Modelul de calcul exact

#### a) Cuplarea turbinei eoliene cu turbopompa.

Combinând ecuațiile (11.5), (11.7), (11.8) și (11.20) în așa fel încât puterea disponibilă la arbore să fie egală cu puterea cerută de pompă va rezulta din relația:

$$\frac{\pi^4}{8} i^3 \left( \frac{\rho}{\rho_h} \right) \left( \frac{D}{D_p} \right)^5 \frac{C_{p0}}{\lambda^3} \left[ 1 - \left( \frac{\lambda - \lambda_0}{\lambda_{\max} - \lambda_0} \right)^2 \right] = B_5 + B_6 \Phi + B_7 \Phi^2 + B_8 \Phi^3 \quad (11.26)$$



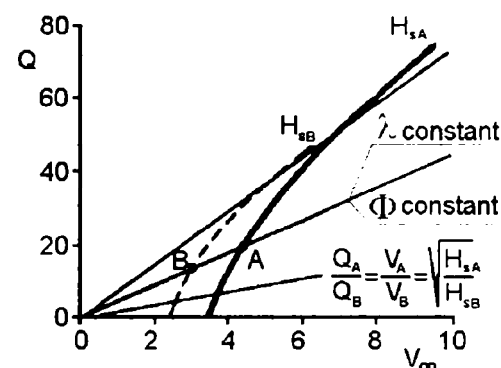
Astfel pentru un raport de transmitere  $i$  dat și pentru un raport între mărimile  $D/D_p$  se poate vedea că viteza specifică  $\lambda$  este o funcție doar de  $\Phi$  - debitul adimensional al pompei.

Luând în considerare definițiile pentru  $\lambda$  și  $\Phi$  se poate stabili că:

$$Q = \left( \frac{\Phi \lambda}{i\pi} \cdot \frac{D_p^3}{D} \right) V_\infty \quad (11.27)$$

Dacă  $\lambda$  și  $\Phi$  sunt constante această caracteristică reprezintă o dreaptă care trece prin origine [224] (fig.11.7). În realitate,  $\lambda$  nu este constant deoarece  $H_s \neq 0$  și curba reală va intersecta curba ideală în punctul  $A$  care corespunde funcționării rotorului eolian la  $\lambda_0$ .

Fig.11.7 Caracteristica debit-viteză vânt  $Q = f(V_\infty)$  pentru ansamblul rotor eolian-turbopompă,  $H_{sA}$  și  $H_{sB}$  reprezintă curbele pentru presiunea statică  $H_{sA} > H_{sB}$ .



Dacă înălțimea statică de ridicare este  $H_s$  și curgerea cu frecare prin conducte și racorduri este turbulentă,

$$H = H_s + R \frac{L}{d^5} \frac{Q^2}{g} \quad (11.28)$$

atunci combinând (11.7), (11.19) și (11.28) rezultă:

$$H_s = \left( \frac{\lambda D_p}{i\pi D} \right)^2 \frac{V_\infty^2}{g} \left\{ B_1 + B_2 \Phi + \left[ B_3 - R \left( \frac{L}{d} \right) \left( \frac{D_p}{d} \right)^4 \right] \Phi^2 + B_4 \Phi^3 \right\} \quad (11.29)$$

Din (11.27) și (11.29) se poate vedea că de-a lungul liniei  $\Phi - \lambda = \text{constant}$ , așa cum se arată în fig.2.113,  $Q \sim V_\infty$  și  $H_s \sim V_\infty^2$  astfel încât o caracteristică  $Q - V_\infty$  cunoscută la o înălțime statică  $H_s$  poate fi transpusă de-a lungul liniei ca să genereze curba cu linie întreruptă pentru  $H_{sB} < H_{sA}$  folosind relațiile:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{V_A}{V_B} = \sqrt{\frac{H_{sA}}{H_{sB}}} \quad (11.30)$$

Relațiile (11.26) și (11.30) sunt utile pentru determinarea performanțelor sistemului turbină-turbopompă. Alegerea inițială implică dificultatea deciziei asupra alegerii valorilor pentru  $D/D_p$  și  $i$ .

### b) Adaptarea turbinei eoliene cu pompa

Există mai multe lucrări în literatura de specialitate despre adaptarea caracteristicilor în cazul pomparii eoliene [224 și 231], fiecare utilă la timpul ei, dar niciuna nu lămurește complet problema în special când conceptul de  $\lambda$  a fost aplicat în mod eronat la pompele cu piston [232]. Viteza specifică este importantă la selectarea

turbopompelor pentru pompele eoliene atât din cauza influenței asupra raportului de transmitere, cât și, mai ales deoarece este uzual de utilizat ca factor de control pentru determinarea formei caracteristicilor  $H - Q$  și  $P - Q$  ale pompei.

Figura 11.8 a reprezintă curbele de performanță tipice pentru pompa centrifugă cu turație specifică scăzută a cărei caracteristică  $H - Q$  este plată și cererea de putere  $P$  crește cu debitul  $Q$ .

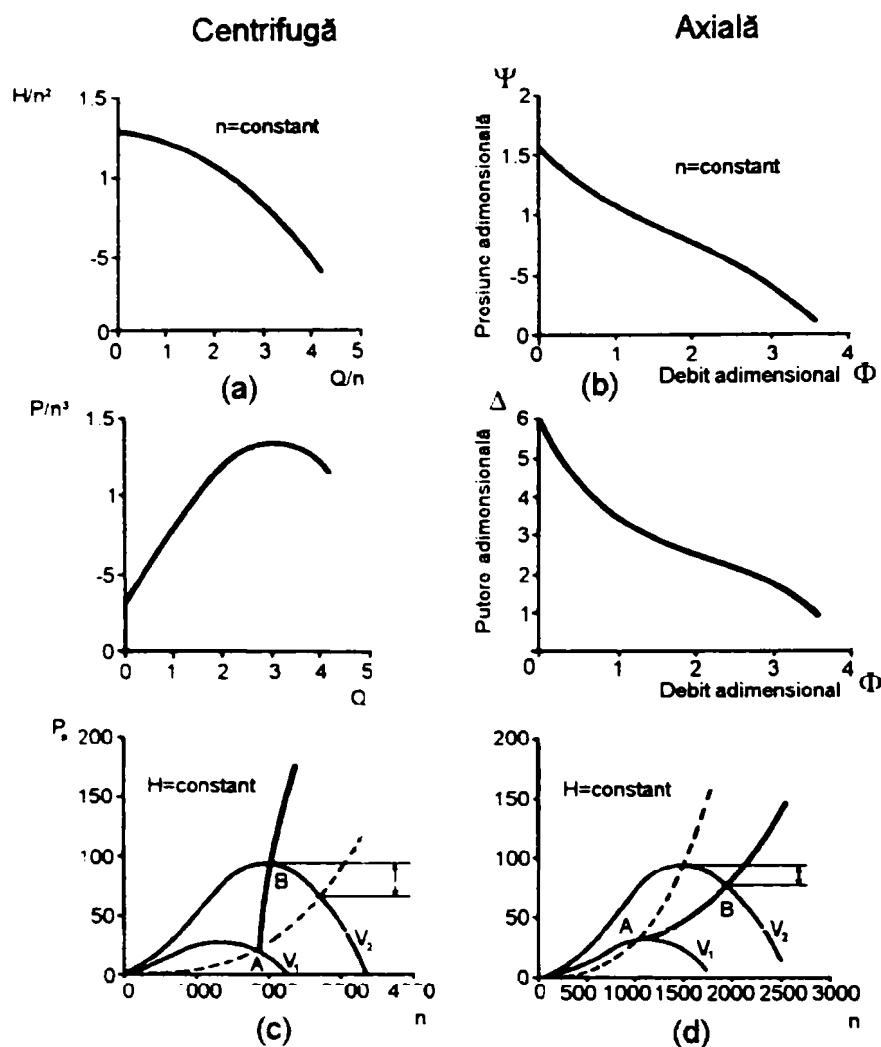


Fig 11.8 Caracteristicile de performanță ale turbopompelor, a și b pentru turație constantă; c și d pentru înălțime de pompare constantă. Diagramele a și c pentru viteze specifice scăzute-pompe centrifuge; b și d pentru viteze specifice ridicate-pompe axiale. Dacă pompele funcționează cu turație variabilă, antrenate de turbine eoliene, linia întreruptă reprezintă puterea la arborele pompei  $P_p$  când  $Q = 0$ , iar linia continuă AB reprezintă puterea

la arbore după amorsare. Puterea disponibilă la arborele turbinei este reprezentată pentru vitezele de vânt  $V_1$  și  $V_2$ .

Figura 11.8 b reprezintă caracteristicile turbopompelor cu turație specifică ridicată-pompe axiale ale căror caracteristică  $H - Q$  este căzătoare în trepte, iar cererea de putere  $P_p$  se reduce cu creșterea debitului.

Există câteva excepții de la această regulă generală. Lucrarea [233] tratează adaptarea pompelor cu canal lateral (regenerative) la turbine eoliene. Deși turația specifică ale acestor pompe este redusă, acestea au o caracteristică  $H - Q$  căzătoare în trepte similară cu cea de la pompele axiale.

În fig.11.8 c și d se observă pentru ambele tipuri de pompe, caracteristică  $P-n$  până în punctul de amorsare A (linia întreruptă) urmărește legea cubică  $P-n^3$ . După punctul A cererea de putere este proporțională cu mai mult decât cubul turației până în punctul B pentru pompa centrifugă (fig.11.8 c) și proporțională cu mai puțin decât cubul turației până în punctul B pentru pompa axială (fig.11.8 d).

Din ecuațiile (11.19) și (11.20) se poate vedea că  $P_p$  și  $H$  sunt funcții de  $Q$  și  $n$ . La  $Q = 0$  vom avea:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_p}{\partial Q} &= B_6 \rho_h n^2 D_p^2; & \frac{\partial H}{\partial Q} &= \frac{B_2 n}{g D_p} \\ \frac{\partial P_p}{\partial n} &= 3 B_5 \rho_h n^2 D_p^5; & \frac{\partial H}{\partial n} &= \frac{2 n D_p^2 B_1}{g} \end{aligned} \quad (11.31)$$

La începutul refulării:

$$\frac{dH}{dn} = \left( \frac{\partial H}{\partial Q} \right) \frac{dQ}{dn} + \left( \frac{\partial H}{\partial n} \right) = 0 \quad (11.32)$$

astfel încât

$$\frac{dQ}{dn} = -2 \left( \frac{B_1}{B_2} \right) D_p^3 \quad (11.33)$$

de asemenea

$$\frac{dP_p}{dn} = \left( \frac{\partial P_p}{\partial Q} \right) \frac{dQ}{dn} + \left( \frac{\partial P_p}{\partial n} \right) \quad (11.34)$$

Înlocuind cu (11.31) și cu (11.33) rezultă creșterea inițială a puterii pompei cu turația, deci după amorsare avem relația:

$$\frac{dP_p}{dn} = \rho_h n^2 D_p^5 \left[ 3 B_5 - 2 B_6 \left( \frac{B_1}{B_2} \right) \right] \quad (11.35)$$

unde  $B_1$  și  $B_6$ -valorile pentru vana închisă respectiv înălțimea și puterea adimensională, vor fi întotdeauna pozitive de vreme ce semnele respective ale lui  $B_2$  și  $B_6$  determină pantele caracteristicilor  $\Psi$ ,  $\Phi$  și  $\Delta - \Phi$  unde începe debitarea.

Dacă caracteristica  $H-Q$  este stabilă (descrescătoare) și acest lucru este o cerință pentru pompele comerciale, atunci panta indicată în (11.35) va fi mai mare decât panta cubică a vanei închise  $\rho_h n^2 D_p^5 (3 B_5)$  dacă  $B_6$  este pozitiv. În asemenea condiții, raportul de transmitere  $i$  poate fi ales astfel încât punctul randament maxim  $\eta_o$  al pompei să coincidă cu coeficientul de putere maxim  $C_p$  al turbinei la o anumită viteză a vântului de calcul  $V_c$ . Combinând relațiile (11.7), (11.8), (11.13) și (11.14) pentru aceste condiții ne va conduce la expresia:

$$\frac{1}{i} = 2 \sqrt{2\pi} n'_q \left( \frac{g H_c}{V_c^2} \right)^{5/4} \sqrt{\frac{\rho_h}{\rho} \frac{1}{C_{p_o} \eta_o \lambda_o^2}} \quad (11.36)$$

pentru pompa centrifugă.

Pentru o pompă axială cu turație specifică mare curba de cerere de cuplu poate fi suprapusă peste curbele de cuplu și turație ale turbinei la diferite viteze de vânt conform fig.11.9 a. Pentru aceasta trebuie să luăm în considerare raportul de transmitere  $i$ . Dacă curba de cerere de cuplu pentru vana pompei închisă (linia întreruptă) se găsește în zona din stânga a cuplului maxim al turbinei, atunci, odată cu

începerea refulării (linia continuă) întreaga caracteristică va intersecta curba de cuplurație pentru o viteză particulară a vântului în două punctele 1 și 2. Evident acest lucru este nesatisfăcător.

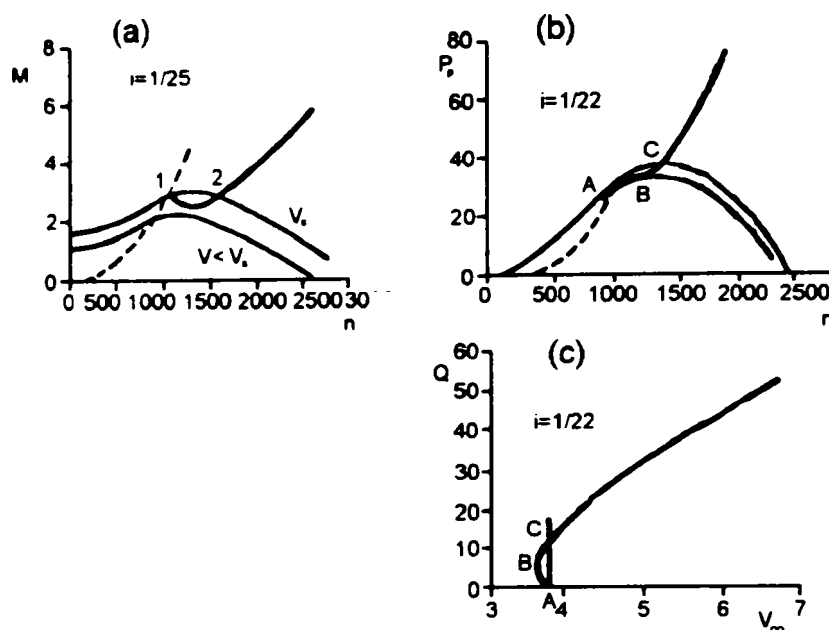


Fig 11.9 Examinarea efectului de modificare a raportului de transmitere  $i$  asupra adaptării unei pompe axiale la o turbină eoliană.

Dacă curba de cerere de putere pentru vana închisă se află în stânga zonei de vârf a coeficientului de putere maxim  $C_{po}$  acest lucru va fi de asemenea nesatisfăcător. Se poate vedea în fig.11.9 b că odată cu începerea refulării-punctul A-puterea cerută de pompă ar putea fi egalată și de o viteză mai mică de vânt - punctul B.

În consecință aracteristica  $Q-V_{\infty}$  va fi instabilă (fig.11.9 c) funcționarea fiind posibilă fie în A fie în C la o viteză de vânt de pornire de 3.7 m/s. Pentru toate cazurile practice de adaptare curba de cerere de putere a vanei închise nu trebuie niciodată să se găsească la stânga puterii maxime a turbinei eoliene.

Deci atunci când pompa selectată are o cerere de putere care crește mai puțin decât cubic (fig.11.9 d) după amorsare (de exemplu  $B_6 < 0$ ) atunci adaptarea trebuie să asigure la  $Q = 0$  ca  $P_p \sim n^3$  a pompei să coincidă cu maximul curbei de putere al turbinei. În aceste circumstanțe  $i$  trebuie ales astfel încât:

$$\frac{1}{i} = 2\sqrt{2\pi} \left( \frac{gH_s}{V_p^2} \right)^{5/4} \sqrt{\frac{\rho_h}{\rho} \frac{1}{C_{p0} \lambda_0^2} \frac{\sqrt{B_5}}{B_1^{5/4}}} \quad (11.37)$$

pentru pompa axială.

Se observă că adaptarea nu se face pentru eficiența maximă la pompele cu turația specifică mică (centrifuge), de aici absența turației specifice  $n'_q$ , și apariția coeficienților de pornire  $B_4$  și  $B_5$ ,  $V_p$  este viteza vântului de pornire iar  $H_s$  este înălțimea statică.

De notat că oricare ar fi tipul de pompă folosit cu turație specifică mare sau mică raportul de transmitere cerut va varia cu viteza disponibilă a vântului conform relației:

$$\frac{1}{i} \sim \frac{1}{V_{\infty}^{2.5}} \quad (11.38)$$

După stabilirea raportului de transmitere cu relațiile (11.36) sau (11.37) se poate face verificarea raportului de dimensiune între rotoarele turbinei și a pompei  $D/D_p$  care verifică relația (11.7)

$$\lambda = i\pi \sqrt{\frac{n^2 D_p^2}{gH} \left(\frac{gH}{V_{\infty}^2}\right) \left(\frac{D}{D_p}\right)} \quad (11.39)$$

Pentru viteze specifice mici ca la pompele centrifuge, cu introducerea relației (11.14) se obține:

$$D_r = \frac{D}{D_p} = \frac{\lambda_0 V_c^2 \Phi_0^{1/3}}{i\pi gH_c n_q^{2/3}} \quad (11.40)$$

iar pentru viteze specifice mari cum este cazul la pompele axiale se obține:

$$D_r = \frac{D}{D_p} = \frac{\lambda_0}{i\pi} \sqrt{\frac{V_p^2}{gH_s}} \sqrt{B_1} \quad (11.41)$$

Utilizarea expresiilor (11.36) și (11.40) pentru adaptarea pompelor centrifuge și (11.37) și (11.41) pentru adaptarea pompelor axiale se vor exemplifica în cele ce urmează:

### c) Exemplu de adaptare a unei turbine eoliene cu o pompă centrifugă

Pentru exemplificare două dintre pompele studiate de Thome [234] pentru pomparea apei la înălțime mică utilizând energie solară se vor adapta cu o mică turbină eoliană având următoarele caracteristici:

$$D \sim 1,94 \text{ m}, \lambda_0 \sim 1,82, \lambda_{\max} \sim 3,1, C_{po} \sim 0,43$$

Caracteristicile sistemului hidraulic:

$$H_s \sim 4,5 \text{ m}, H_c \sim 5 \text{ m}$$

frecarea hidraulică reprezintă 10% din înălțimea dinamică totală  $H_c$  în punctul de calcul.

La cele două pompe pe lângă caracteristicile  $H-Q$  și  $P-Q$  la turație constantă, sunt date și rapoartele dintre aria de ieșire relativă a paletajului și aria de intrare, de aspirație [235].

#### Pompa nr.1

$n'_q = 0,095$ , raportul ariilor  $\sim 3$ ,  $D_p = 80 \text{ mm}$ , lățimea rotorului  $\sim 12 \text{ mm}$ ,  $B_1 = 5,904$ ,  $B_2 = 0$ ,  $B_3 = 0$ ,  $B_4 = -904,8$ ,  $B_5 = 0,3243$ ,  $B_6 = 6,338$ ,  $B_7 = -7,290$ ,  $B_8 = -52,17$ ,  $\eta_{\max} = 0,60$  curba  $P-Q$  este continuă ascendentă.

#### Pompa nr.2

$n'_q = 0,09$ , raportul ariilor  $\sim 0,8$ ,  $D_p = 93 \text{ mm}$ , lățimea rotorului  $\sim 4,5 \text{ mm}$ ,  $B_1 = 5,3082$ ,  $B_2 = 0$ ,  $B_3 = -475,53$ ,  $B_4 = 0$ ,  $B_5 = 0,1006$ ,  $B_6 = 6,338$ ,  $B_7 = 7,792$ ,  $B_8 = -513,046$ ,  $\eta_{\max} = 0.52$  caracteristica  $P-Q$  nu este supraîncărcată.

Caracteristicile celor două pompe pentru turație constantă, sunt reprezentate în fig.11.10.

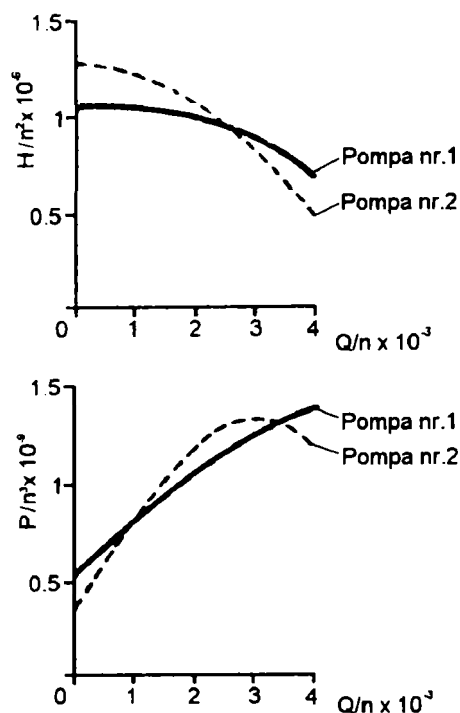


Fig. 11.10 Caracteristicile pompelor centrifuge.

Ambele pompe au caracteristicile de putere-debit crescătoare, deci coeficienții  $B_6 > 0$  indicând că relațiile (11.36) și 11.40) pot fi aplicate.

Pentru  $V_c = 6$  m/s cu aceste relații rezultă:

#### **Pompa nr.1**

$$i = 1/21,98$$

$$D/D_p = 24,32 \text{ calculat}$$

$$1,94/0,080 = 24,35 \text{ real}$$

#### **Pompa nr.2**

$$i = 1/22,37$$

$$D/D_p = 22,37 \text{ calculat}$$

$$1,94/0,093 = 20,9 \text{ real}$$

Rapoartele  $D/D_p$  reale și  $i = 1/22$  cu relațiile de similitudine (11.26) și (11.27) conduc la curbele din fig.11.11.

Se observă că din punct de vedere a eficienței maxime, este de preferat pompa nr.1, iar din punct de vedere a vitezei vântului de amorsare mai mici, este de preferat pompa nr.2.

### **D) EXEMPLU DE ADAPTARE A TURBINEI CU O POMPĂ AXIALĂ**

Pompa axială testată de Jordon [226] are următorii coeficienți, calculați după curba caracteristică:

$$B_1 = 1,588, B_2 = -6,948, B_3 = 22,34, B_4 = -40,57, B_5 = 0,60, B_6 = -3,9, B_7 = 15,70, B_8 = -24,52$$

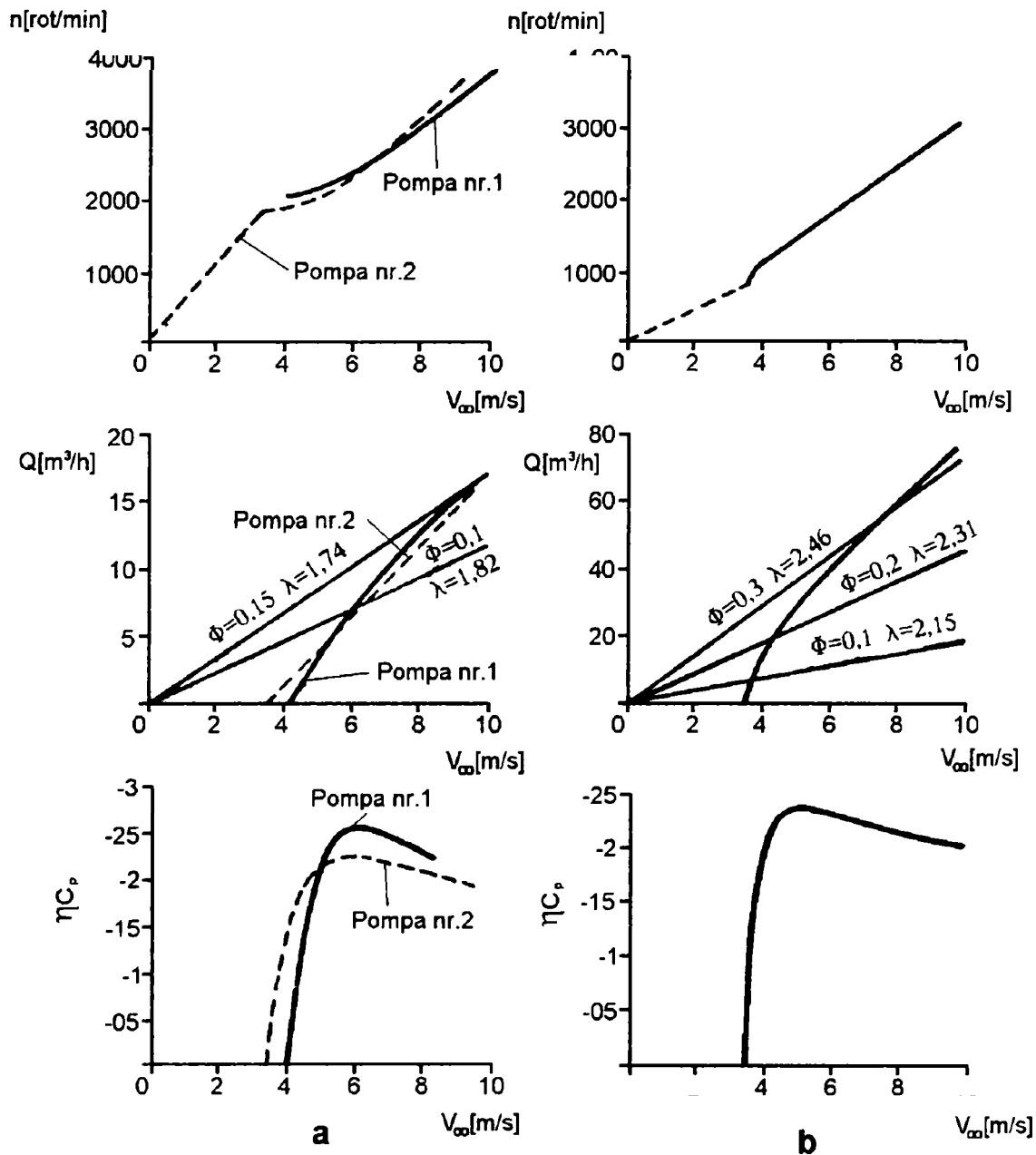


Fig. 11.11 Curbele caracteristice pentru pompe centrifuge (a) și pompa axială (b).

Înălțimea de pompare statică:  $H_s = 0,5$  m. Turbina eoliană este identică cu cea de la punctul precedent.

Caracteristica pompei axiale, la turație constantă, este similară cu cea din fig.11.8 b.

Relațiile de calcul (11.37) și (11.41) sunt aplicabile deoarece  $B_6 < 0$ .

Rezultă  $i = 1/16,85$ ,  $D/D_p = 19,44$ ,  $D_p = 100$  mm

La punctul de randament maxim al pompei, înălțimea totală dinamică a fost estimată ca fiind de 1,75 ori mai mare decât înălțimea statică. Din fig.11.11 b rezultă că  $\lambda$  asociat acestui tip de pompă diferă mai mult de valoarea ideală, în comparație cu pompele centrifuge din exemplul anterior. Totuși pompele axiale se adaptează bine cu turbinele eoliene pentru înălțimi statice de pompare foarte mici. În lucrarea [226] este examinată posibilitatea utilizării pompei axiale la o pompă eoliană transportabilă pentru irigații locale.

### e) Exemplu de adaptare a unei turbine eoliene cu o pompă cu canal lateral (regenerativă)

Pompele cu canal lateral sau regenerative fac parte din aceeași familie a turbotransformatoarelor de cuplu și cuplajelor hidraulice [238]. Între intrarea și ieșirea pompei (fig.11.12) apa se învârtă într-un fel de spirală sau în formă de tirbușon printre paletele rotorului care urmează să realizeze debitul definit prin conturul canalului lateral. Pe acest parcurs este realizată o mulțime de curbură dintr-o parte și din alta făcând posibilă atingerea unei înălțimi de pompare mai mari de cinci sau șase ori decât la o pompă centrifugă cu viteză periferică similară. O primă analiză a posibilității cuplării pompelor cu canal lateral împreună cu turbinele eoliene a fost inițiată la Reading în 1979 [233]; totuși prima aplicație practică a acestui tip de mașină pentru pomparea apei folosind energia eoliană a fost făcută în Bangalore [240]. Deoarece pompa cu canal lateral are o caracteristică de putere căzătoare la creșterea debitului, înseamnă că metoda de adaptare a pompei și a turbinei eoliene va fi similară cu cea prezentată înainte pentru pompele axiale. Curba de putere pentru vana închisă ( $Q = 0$ ) ar trebui să treacă prin dreapta vitezei specifice a turbinei eoliene corespunzătoare momentului maxim  $\lambda_m$  (fig. 11.13). Nu va mai fi posibil pentru pompă și turbină să funcționeze concomitent la punctele lor de randament maxim, atât timp cât  $V_\infty > V_a$  sarcina pompei crescând cu mai puțin decât proporțional cu cubul turajiei.

Parametri  $i$  și  $D_r$  vor fi determinați în condițiile de amorsare cu următoarele relații:

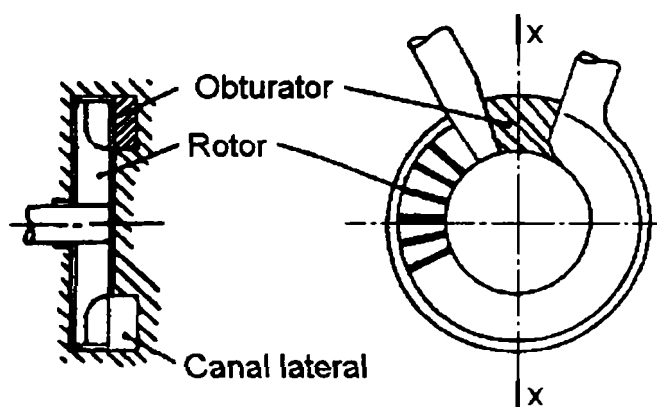
$$1/i = 2 \sqrt{2\pi \frac{\rho_h}{\rho} \cdot \frac{1}{C_{pm} \lambda_m^2} \cdot \left(\frac{\sqrt{B_5}}{B_1^{5/4}}\right) \cdot \left(\frac{gH_s}{V_a^2}\right)^{5/4}} \quad (11.42)$$

$$D_r = \frac{D}{D_p} = \sqrt{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{\rho_h}{\rho} \cdot \frac{1}{C_{pm}} \cdot \left(\frac{\sqrt{B_5}}{B_1^{3/4}}\right) \cdot \left(\frac{gH_s}{V_a^2}\right)^{5/4}} \quad (11.43)$$

Constantele polinomiale pentru pompa cu canal lateral sunt:

$B_1 = +109.03$	$B_5 = +6.808$
$B_2 = -3256.9$	$B_6 = -188.29$
$B_3 = +75942$	$B_7 = +3182.5$
$B_4 = -487610$	$B_8 = -33402$

Cu relațiile (11.42) și (11.43) pentru  $V_a = 4.7$  m/s și  $D_p = 202$  mm, s-au calculat  $1/i = 3,0$  și  $D_r = D/D_p = 9,63$ .



Secțiunea xx

Fig. 11.12. Pompă cu canal lateral (regenerativă)



Performanța pompei cu canal lateral de producție comerciala cuplată cu turbina eoliană cu caracteristicile din tabelul 11.1, comparată cu performanța pompei centrifuge având caracteristicile din tabelul 11.2 este reprezentată în fig. 11.13

Curba  $Q(V)$  a pompei cu canal lateral rămâne ușor deplasată spre dreapta față de caracteristica pompei centrifuge datorită randamentului mai mic a celei dintâi; totuși, este probabil că atunci când este luat în considerare și randamentul transmisiei, ambele mașini vor atinge același nivel de performanță.

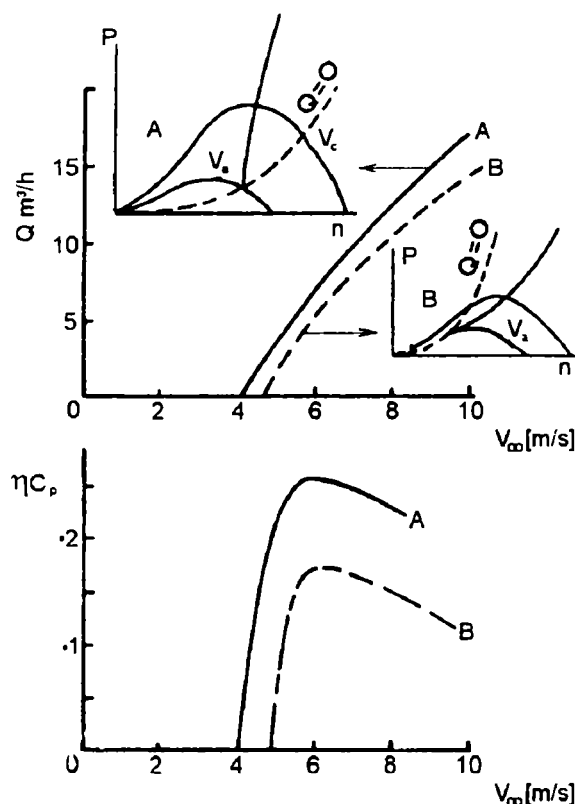


Fig. 11.13. Comparația performanțelor pompelor eoliene pentru  $H_s = 4.5$  m  
 Curba (A): Pompă centrifugă  $i = 1/22$   
 Curba (B): Pompă cu canal lateral  $i = 1/3$

#### 11.1.4. CUPLAREA ELECTRICĂ A TURBINEI EOLIENE CU TURBOPOMPA

Principalul avantaj al transmisiei electrice față de transmisia mecanică este că amplasarea turbinei eoliene este independentă de amplasarea puțului. Prin amplasarea turbinei într-un loc cu potențial energetic eolian favorabil se poate extrage mai multă energie din vânt.

Sistemul de pompă eoliană cu transmisie electrică este reprezentat schematic în fig. 11.14.

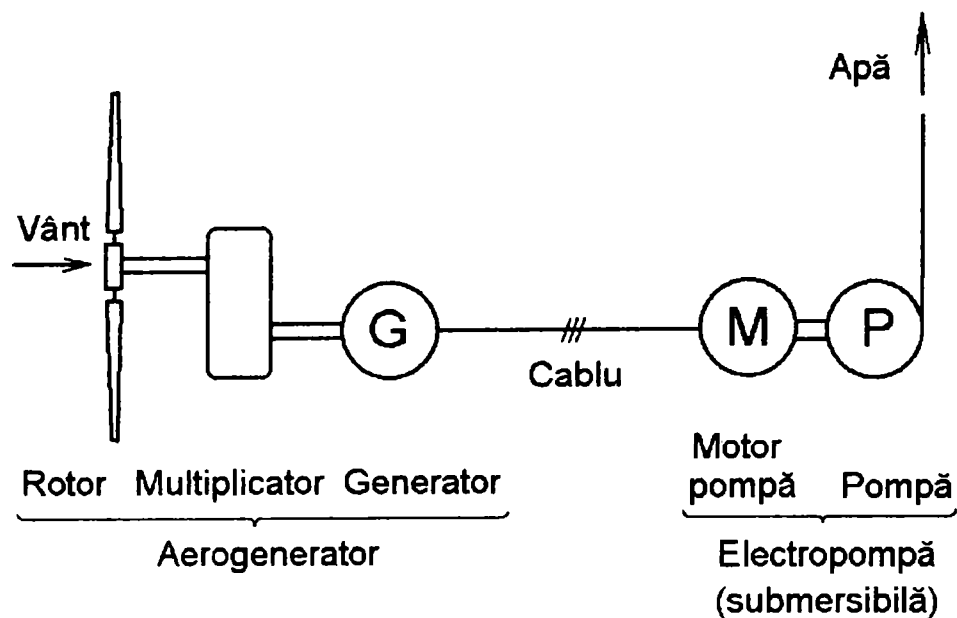


Fig. 11.14. Schema sistemului de pompă eoliană cu transmisie electrică

Sistemul este compus din următoarele subansambluri:

- Aerogenerator, compus dintr-un rotor eolian cu regulator de pas pală pentru protecție la supraturării; un multiplicator de turație și un generator sincron fără perii cu excitație compound a cărei tensiune e proporțională cu frecvența sau turația;
- Electropompă submersibilă compusă dintr-un motor electric asincron și o pompă centrifugă multietajată;
- Dispozitiv de protecție la supracurent și la funcționare uscată;
- Conexiune electrică (cablu) între aerogenerator și pompa submersibilă.

Adaptarea turbopompei la rotorul eolian și în acest caz se face ca la transmisia mecanică, transmisia electrică comportându-se practic ca un arbore electric. În plus, trebuie ținut seama de faptul că randamentul maxim al generatorului și pompei corespund regimului de funcționare cu frecvența de 50 Hz.

În Olanda, primul sistem de pompă eoliană cu transmisie electrică a fost realizat de către SWD în anul 1978 [241]. Detaliile constructive și rezultatele testărilor sunt obiectul a mai multor rapoarte de cercetare realizate de CWD [242]. Pe baza experimentărilor, sistemul s-a aplicat în Insulele Capului Verde pentru utilizare în mediul rural [243]. Detalii în legătură cu prototipul realizat de CWD și instalat în anul 1981 sunt publicate în lucrarea [244]. Performanțele sistemului sunt discutate în lucrările [245, 246, 247 și 248].

Cercetări în această temă au fost întreprinse și în Germania de către Interdisziplinären Projektgruppe für Angepaßte Technologie (IPAT) și de Universitatea Tehnică din Berlin [249].

În acest caz s-a utilizat un generator sincron cu excitație independentă nereglată, cu caracteristicile prezentate în figura 11.15.

Fig. 11.15. Caracteristicile generatorului sincron cu excitație nereglată (independentă) în funcție de turație  $n_G$

- a). De tensiune  $U$  și de curent  $I$   
b). De cuplu  $M$

Eficiența totală a sistemului de pompare comparată cu alte sisteme este reprezentată în fig. 11.16.

Se observă că transmisia electrică prezintă eficiență minimă. În urma unor optimizări referitoare la:

- utilizarea unor profile aerodinamice performante;
- limitarea turației maxime printr-un regulator automat de pas;
- generator sincron performant cu magneți permanenți, eventual cu antrenare directă;
- electropompă cu performanțe superioare;
- optimizarea raportului de transmitere între rotorul eolian și turbopompă în funcție de caracteristicile hidraulice și aeroenergetice specifice amplasamentului, performanțele se pot îmbunătăți.

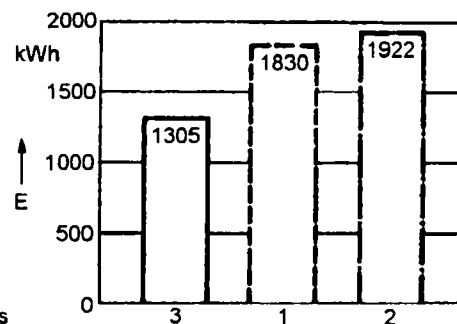
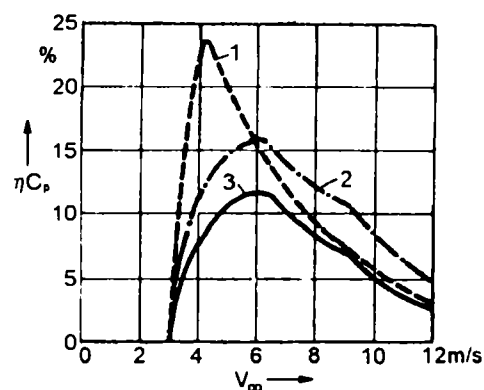
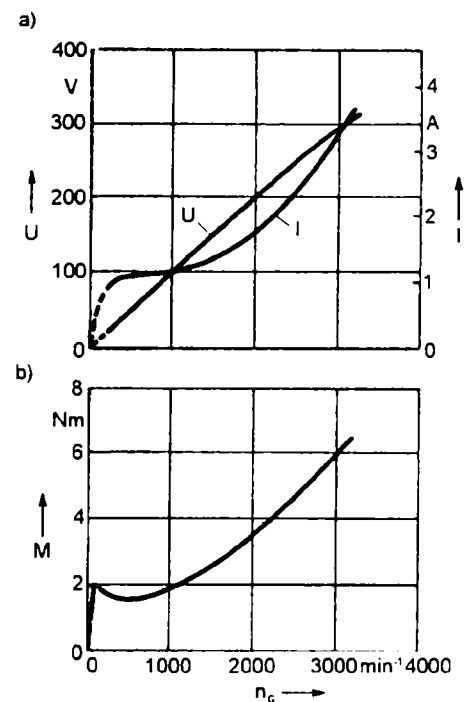


Fig. 11.16. Comparația performanțelor sistemelor de pompare

a). Eficiența totală  $\eta C_p$

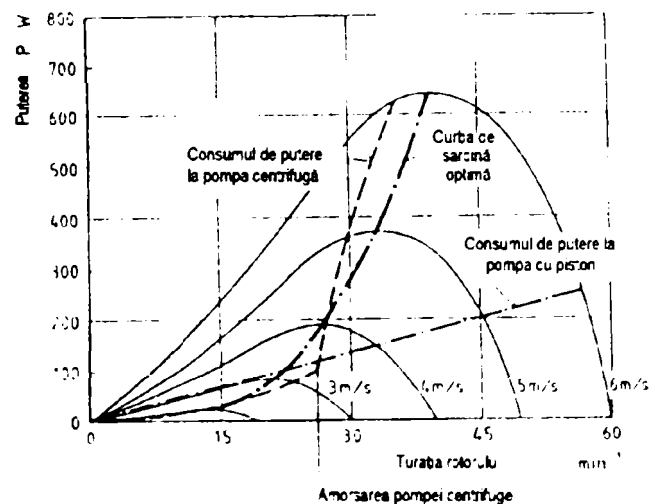
b) Energia produsă  $E$

1 - cu pompă cu piston

2 - cu pompă centrifugă și transmisie mecanică

3 - cu pompă centrifugă și transmisie electrică

c) Consumul de putere al unei pompe cu piston și al unei pompe centrifuge în comparație cu curba de sarcină optimă a unui rotor eolian rapid, după [161]



c)

Influența optimizării este reprezentată în fig. 11.17.

Amănunte cu privire la problematica analizată se pot găsi în lucrările [250, 251].

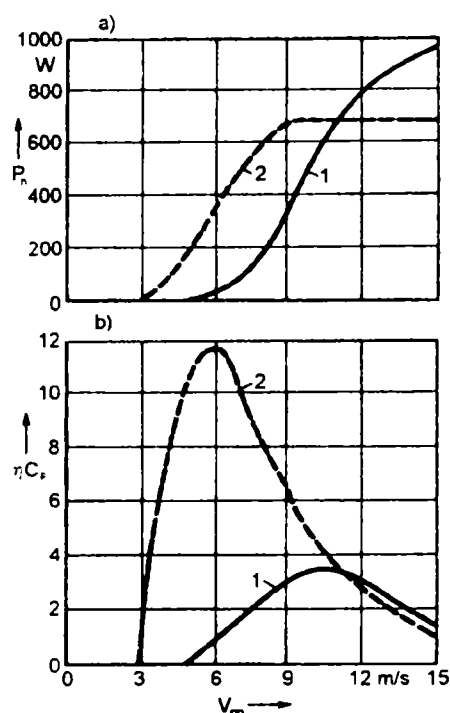


Fig. 11.17. Efectele optimizării sistemului de pompare eolian cu turbopompă și transmisie electrică

- a). Puterea hidraulică  $P_h$   
 b). Eficiența totală  $\eta C_p$   
 1 - instalație neoptimizată  
 2 - instalație optimizată

### 11.1.5. CONCLUZII PRIVIND POMPELE EOLIENE CU TURAȚIE VARIABILĂ ECHIPATE CU TURBOPOMPE

Turbopompele antrenate de turbine eoliene sunt recomandate în special pentru înălțimi de pompare statice mici, cu rapoarte de multiplicare modeste.

Pompa trebuie totdeauna utilizată împreună cu supapa de sens pentru a se evita întoarcerea apei în sistem când scade brusc viteza vântului. În acest caz forma curbei de putere - debit a valvei de închidere la o viteză dată, este cea care determină strategia de adaptare și alegerea raportului de transmitere a transmisiei.

Pompele cu viteză specifică scăzută, cu o cerere de putere crescătoare cu creșterea debitului, pot fi cuplate astfel încât performanța turbinei eoliene și a turbopompei să atingă valoarea maximă simultan, la o anumită viteză de calcul a vântului,  $V_c$ .

Pe de altă parte pompele axiale, cu viteză specifică mare, cu cerere de putere descrescătoare cu creșterea debitului trebuie să fie cuplate în așa fel încât curba de cerere de putere la debit zero să coincidă cu curba de performanță maximă a turbinei.

Indiferent de tipul turbopompei, randamentul maxim al conversiei  $\eta C_p$  se va atinge la o viteză de vânt mai mare decât viteza vântului de pornire. La pompele cu piston, acesta apare chiar la viteza vântului de pornire.

Dacă turbopompa debitează pe o rețea fără înălțime statică sistemul rotor eolian

- turbopompă funcționează optim la orice regim.

Dacă rețeaua are și presiune statică, sistemul trebuie optimizat în funcție de mărimea presiunii statice și în funcție de regimul vânturilor corespunzător perioadei de utilizare (anotimp, irigații).

Sistemele de pompare eoliene cu turbopompe sunt mai scumpe decât cele cu pompe cu piston, mai ales pentru puteri mici și nu pot fi confecționate local.

Deși sunt mai scumpe, pompele eoliene cu transmisie electrică au avantajul că sunt compuse din subansambluri din fabricația de serie: aerogeneratorul și pompa submersibilă. Desigur, în acest caz, condiția este ca aerogeneratorul să fie echipat cu un generator sincron cu magneți permanenți cu acces la bornele de curent trifazic. Totodată frecvența de 50 Hz a curentului trebuie să corespundă cu puterea nominală la viteza vântului de calcul. Aceasta înseamnă că pentru fiecare amplasament caracterizat printr-o anumită valoare a vitezei medii energetice a vântului, în urma optimizării rezultă un anumit raport de multiplicare pentru generator sau un anumit număr de poli în cazul antrenării directe. Deci pompele eoliene cu transmisie electrică din fabricația curentă a unor firme, funcționează optim numai în anumite condiții prescrise de producător care sunt îndeplinite numai în anumite amplasamente.

## 11.2. REGIM DE FUNCȚIONARE CU TURAȚIE CONSTANTĂ

Acest sistem de pompare eolian a fost dezvoltat pentru utilizări industriale cu puteri nominale în general mai mari de 15 kW. Realizarea modelului experimental pentru o putere nominală mai mică și testarea acestuia sunt descrise în lucrarea [252].

Sistemul este compus dintr-o turbină eoliană cu puterea nominală de 7.5 kW la viteza vântului de 8 m/s. Rotorul cu autoorientare cu un diametru de 6 m are patru pale fixe cu profil NACA 4415 din poliester armat cu fibră de sticlă. Generatorul sincron de 7.5 kW la 1500 rot/min este antrenat printr-un multiplicator de turație ( $i = 1:16$ ) planetar. Sistemul de protecție constă dintr-o frână disc pe arborele rotorului, acționat hidraulic și un senzor de supraturație. Menținerea frecvenței în domeniul 43 - 51 Hz este asigurată de un regulator electronic care conectează sau deconectează mai multe electropompe și rezistențe electrice.

Simularea sarcinii se face cu 4 electropompe submersibile (una de 0.55 kW și trei de 1.1 kW) și un regulator de presiune care permite simularea înălțimii de pompare până la 85 m, independent de debit (fig. 11.18).

Regulatorul de sarcină asigură funcționarea sistemului la parametrii optimi. Curba de putere cu secvențele de conectare a pompelor este reprezentată în figura 11.19.

O instalație mai mare este prezentată în lucrările [253 și 254]. Conceptul a fost dezvoltat din sistemul de pompă eoliană cu turație constantă cu o singură electropompă (fig. 11.20).

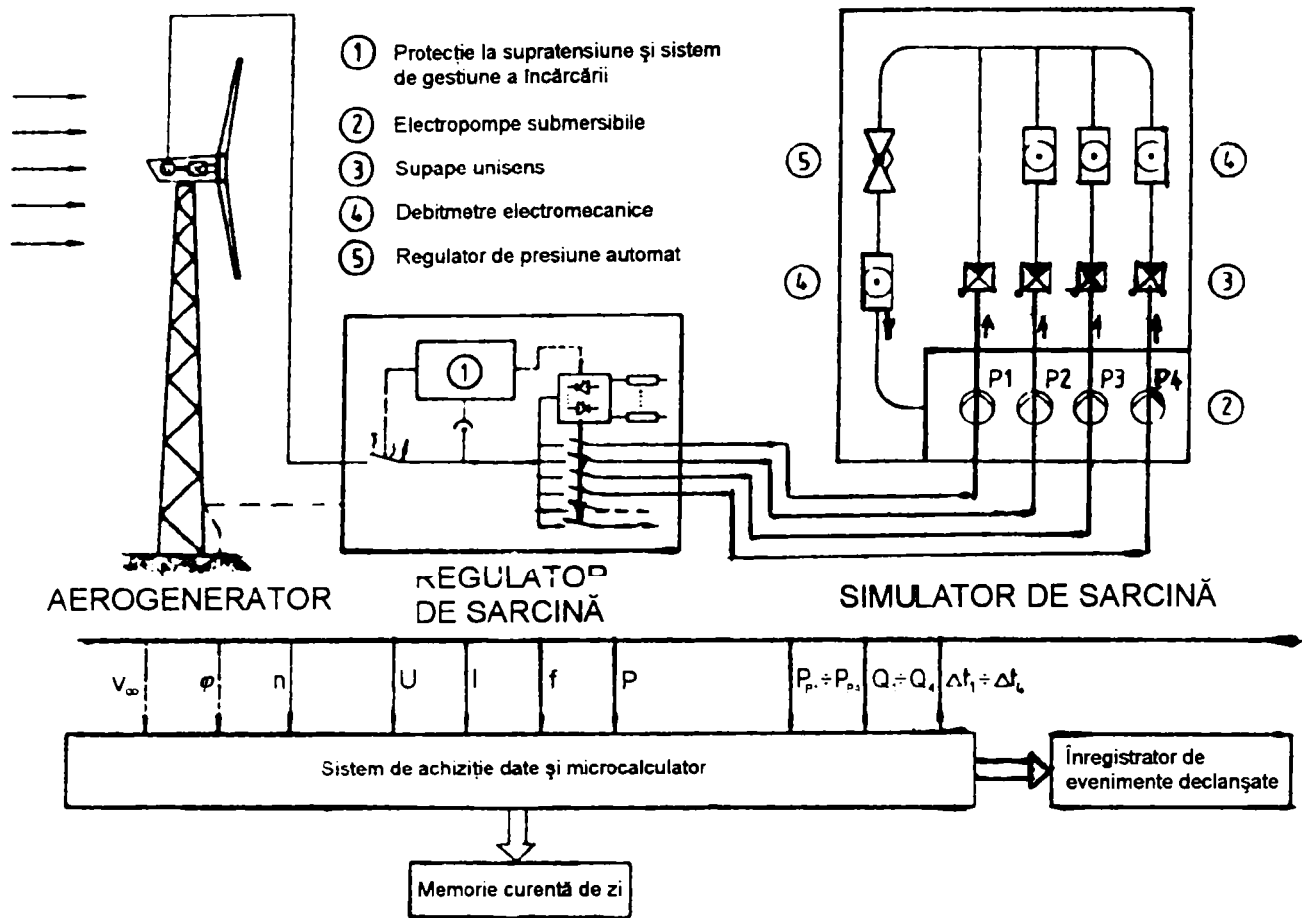


Fig. 11.18. Schema generală a dispozitivului de testare cu simularea sarcinii și achiziționarea datelor  
 $V_x$  - viteză vânt;  $\phi$  - direcție vânt;  $n$  - turație motor;  $U$  - tensiune;  $I$  - curent;  $f$  - frecvență;  $P$  - putere generator,  $P_{p1} \dots P_{p4}$  - putere electropompă;  $Q_1 \dots Q_4$  - debit;  $t_1 \dots t_4$  - timp de funcționare pompă.

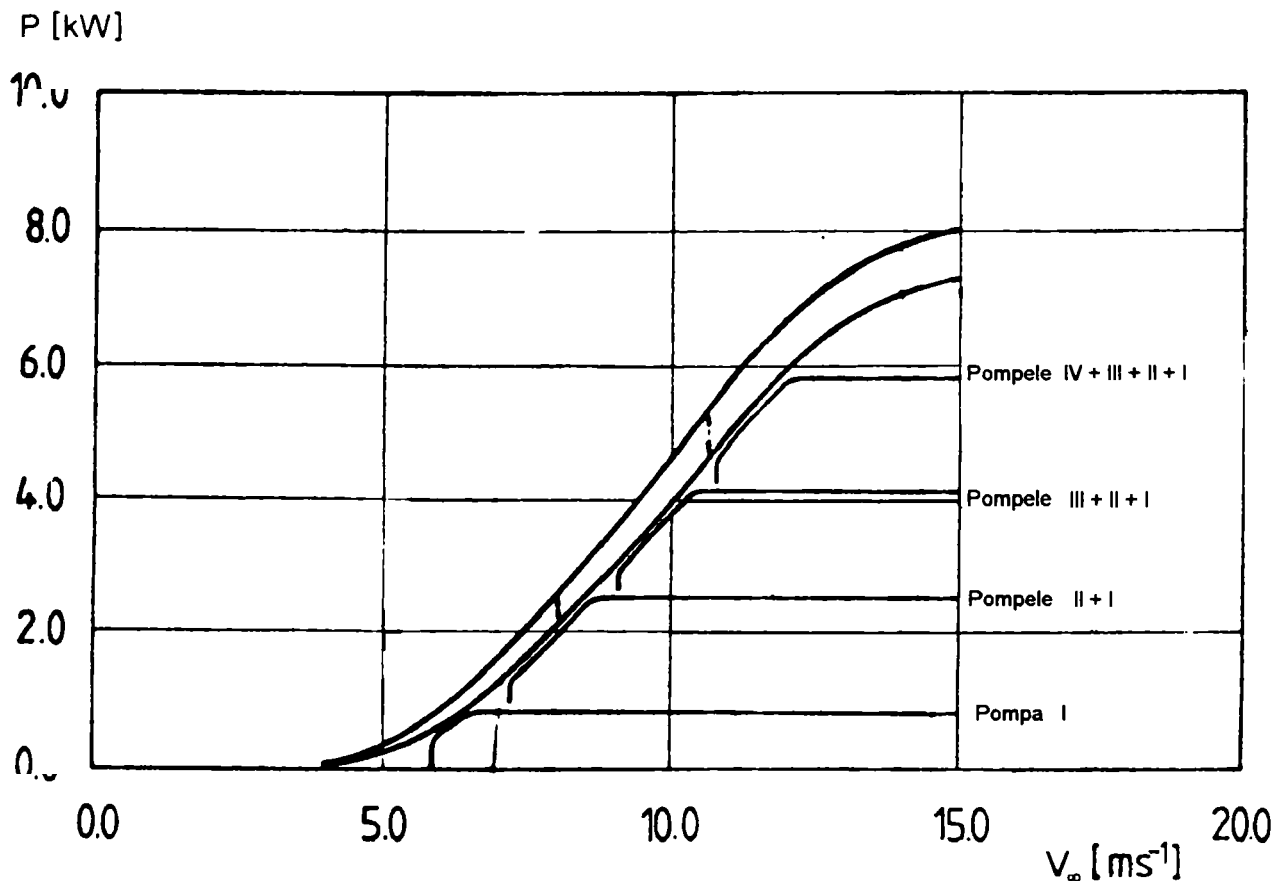


Fig. 11.19. Curba de putere cu secvențele de conectare a pompelor la pompa eoliană WINDFLOWER din Schnittlingen (Germania)  $H=50$  m. [252].

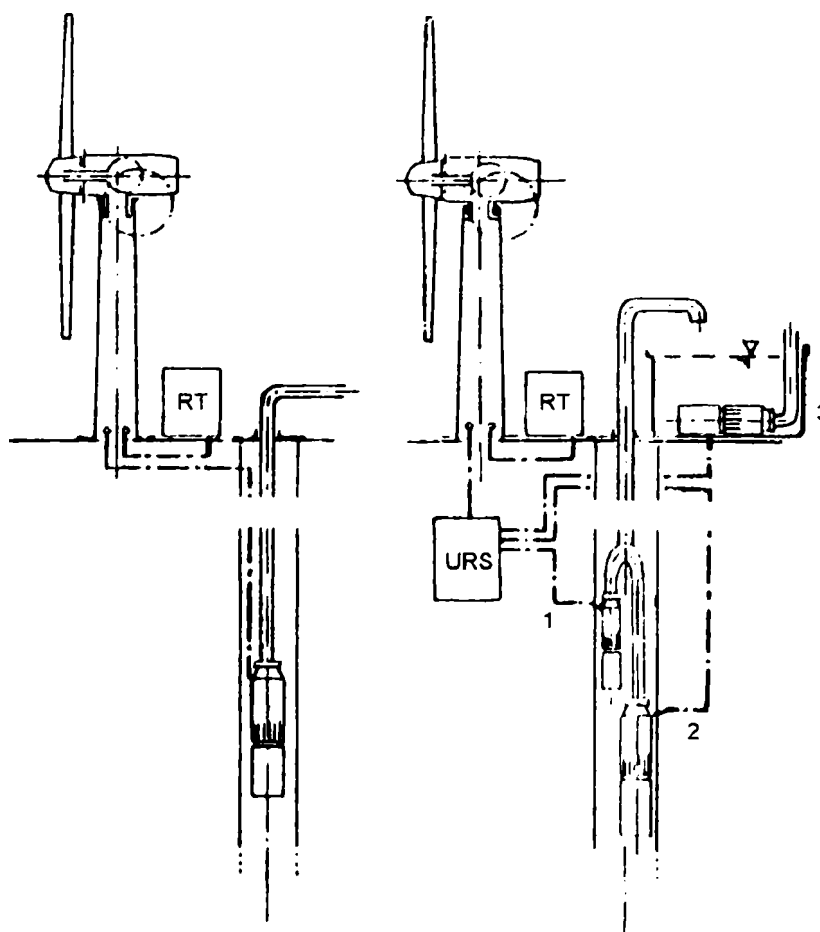


Fig 11.20. Concepte de pompe eoliene cu turație constantă.

RT - regulator de turație;

URS - unitate de reglare sarcină.

Pentru utilizarea cât mai bună a puterii disponibile sunt folosite trei pompe de diferite tipuri: două electropompe submersibile și o pompă pentru irigații care debitează într-un bazin tampon intermediar de suprafață cu o capacitate de acumulare de 2,5 până la patru ori necesarul zilnic.

Caracteristicile sistemului de pompare sunt indicate în tabelul 11.3.

Tabelul 11.3.

Aerogeneratorul		Electropompele
Tip: Aeroman	12,5/17	1 Submersibil 2-3 kW Q = 10 ... 13 m <sup>3</sup> /h H = 31 ... 33 m
Diametru rotor:	12,5 m	
Putere nominală (electrică):	17 kVA	
Turația nominală (rotor):	90 rot/min	
Curentul	400/230/50 Hz	2 Submersibil 5.2-8 kW Q = 25 ... 35 m <sup>3</sup> /h H = 39 ... 45 m
cos φ	0,85	
Înălțime ax rotor	16 m	
Multiplicator	1:17,3	
Masa nacelă:	1180 kg	3 Irigații 5.2-8 kW Q = 24 ... 35 m <sup>3</sup> /h H = 25 m
palelele rotorului.	2x75 kg	
stâlp:	2660 kg	

Palele rotorului eolian sunt prevăzute cu regulator de pas care are următoarele funcțiuni:

- ușurează demararea la vânturi slabe;
- uniformizează momentul motor în perioada rafalelor;
- reglează puterea aerodinamică eliminând necesitatea reglării puterii generatorului.

Prin utilizarea regulatorului de pas, crește capacitatea de utilizare a regimurilor de vânt cu viteze moderate [255].

Caracteristica de putere a sistemului de pompare este reprezentată în figura 11.21.

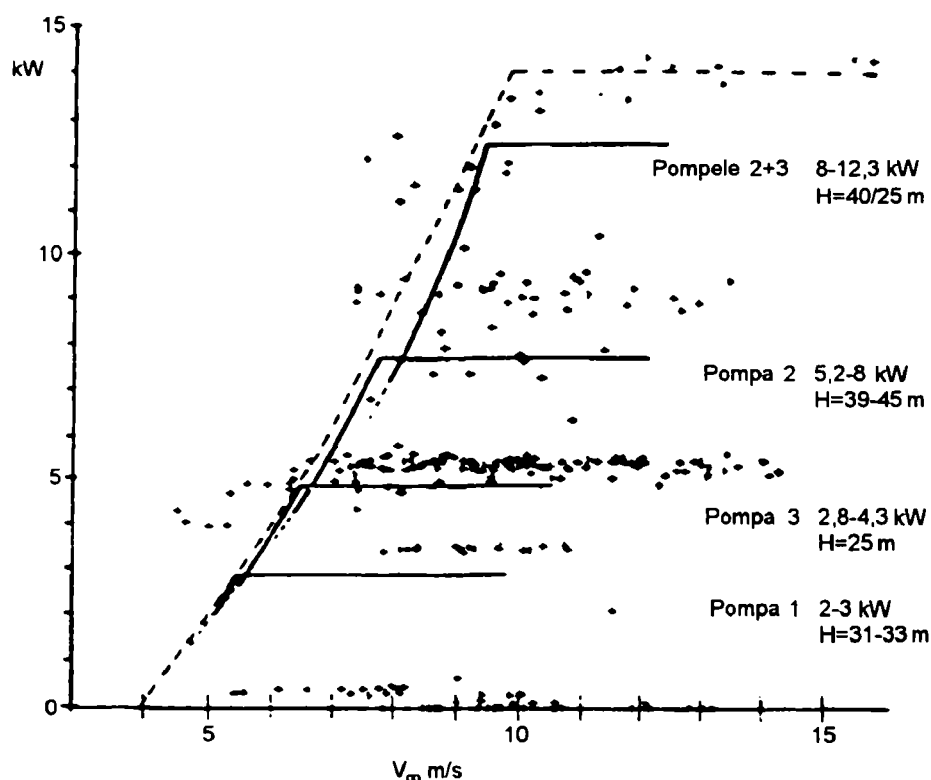


Fig. 11.21. Caracteristica de putere - sistemului de pompare.

Linia continuă reprezintă funcționarea pompelor la  $f=50$  Hz.

Linia întreruptă reprezintă puterea disponibilă.

Punctele reprezintă rezultatele măsurătorilor ( $f=52$  Hz)

Se observă că unitatea de reglare a sarcinii cuplează automat diferite nivele de putere menținând frecvența curentului aproape constantă.

Instalația este utilizată în partea sudică a Egiptului (la est de Oweinat) la pomparea apei pentru irigații. După doi ani de urmărire a comportării sistemului s-a constatat că soluția tehnică este viabilă [256].



### **11.2.1. CONCLUZII PRIVIND POMPELE EOLIENE CU TURAȚIE CONSTANTĂ ECHIPATE CU TURBOPOMPE**

La acest sistem turația pompelor și a rotorului eolian se menține practic constantă prin conectarea treptată a mai multor pompe de către un regulator de sarcină care urmărește variația frecvenței curentului menținând-o între limite prescrise (48-52 Hz). În realitate turația variază în limite corespunzătoare acestor frecvențe dar se poate considera practic constantă. Astfel pompele funcționează în zona randamentului maxim. Regimul de funcționare a rotorului eolian se aseamănă cu regimul aerogeneratoarelor racordate direct la sistemul energetic. Față de regimul de funcționare cu turație variabilă, producția energetică a rotorului este mai mică dar această scădere este nesemnificativă față de creșterea randamentului de funcționare a pompelor.

Avantajul principal al sistemului este că se adaptează automat condițiilor din orice amplasament (caracterizat prin regimul vânturilor, înălțime de pompare și debit) nefiind necesară optimizarea sistemului pentru fiecare amplasament.

Dezavantajul sistemului este că necesită mai multe electropompe care nu funcționează continuu. Din această cauză acest sistem de pompare este mai scump. La puteri mai mari acest dezavantaj este compensat prin avantajele care devin preponderente economic.

### **11.3. CONCLUZII PRIVIND OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU TURBOPOMPE**

Rezumând cele expuse la punctele 11.1 și 11.2, în tabelul 11.4 sunt cuprinse metodele de calcul, pentru agregarea optimă a rotorului eolian cu turbopompa și caracteristicile pompelor eoliene echipate cu turbopompe.

Tabelul 11.4

Optimizarea și caracteristicile pompelor eoliene echipate cu turbopompe			
Caracteristici	Regim de funcționare		
Turație	Variabilă	Constantă	
Viteza vântului de calcul $V_c$ optimă	Ca la pompele volumice		Ca la aerogeneratoarele racordate la rețea
Transmisia	Mecanică	Electrică	Electrică
Metode de calcul pentru $i$ optim	<b>a) simplificată</b> - pompă diagonală $n_a$ medie relațiile 11.17 și 11.18 <b>b) exactă</b> - polinomială - pompă centrifugă $n_q$ mică relațiile 11.36 și 11.40 - pompă axială $n_q$ mare relațiile 11.37 și 11.41 - pompă cu canal lateral - $n_q$ mică relațiile 11.42 și 11.43	Condiții: optimizarea - profile aerodinamice performante - regulator automat de pas - generator sincron performant - electropompă cu performanță superioară - $i$ ca la transmisia mecanică astfel ca $f=50$ Hz să corespundă cu $P_u$ la $V_c$	Ca la aerogeneratoarele racordate la rețea Condiții: - rotor cu reglare de pas - regulator de sarcină care cuplează secvențial mai multe turbopompe cu caracteristici diferite astfel ca $f=\text{constant}$ - necesită mai multe turbopompe cu puteri nominale diferite
Distanță turbină-pompă	mică	mare	mare
Complexitate	medie	scăzută	<ul style="list-style-type: none"> <li>• aerogenerator: medie</li> <li>• regulatorul de sarcină: înaltă</li> </ul>
Fiabilitate	medie	mare	mare dacă regulatorul de sarcină și sistemul de conectare este electronic
Adaptabilitatea sarcinii pompei la turbină	medie	medie	bună
Înălțime de pompare	statică limitată	limitată	nelimitată
Debit	mare	mare	mare
Eficiență energetică	mică	mică	mare
Condiții constructive	randamentul și fiabilitatea transmisiei	tip special de generator (lent cu magneți permanenți)	regulator de sarcină și aparatură de conectare electronice
Recomandat pentru puteri	mici	medii	mari
Cost	mediu	mediu	mare

## Capitolul 12

### OPTIMIZAREA ROTORULUI EOLIAN

#### 12.1. ROTOARE PENTRU CONVERTOARE EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE FĂRĂ ADAPTAREA CARACTERISTICII

##### 12.1.1. ROTOARE CU AX ORIZONTAL.

**A. Rotorul cu pale - aripă delta.** Acest tip de rotor [257] se caracterizează prin palele cu pas fix de formă de aripă delta prevăzute cu flapsuri cu muchii ascuțite. Un rotor cu 8 pale rip r p r z n h i în fig. 12.1. Acest tip de rotor a fost dezvoltat în urmă cu 19 ani la Universitatea din Calgary, Canada. Principalul scop al cercetării a fost dezvoltarea unui tip de rotor lent cu performanțe mai bune decât rotorul s-a-erica... utilizat pentru antrenarea directă a pompelor de apă cu piston.

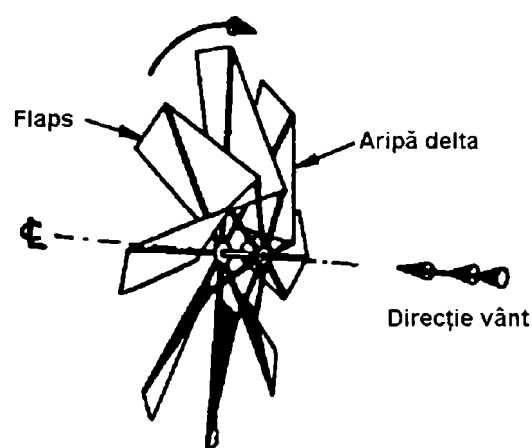


Fig. 12.1. Schema rotorului cu pale aripă - delta

Alegerea paletajului cu formă de aripă delta a avut la bază faptul că la unghiuri mari de incidență, aripa delta nu prezintă fenomenul de desprindere aerodinamică cu vârtejuri de separare a curentului pe extradados.

S-a considerat deci o ipoteză rațională în baza căreia a fost așteptat un coeficient de moment de demarare mare, o creștere a rapidității și a coeficientului de putere maxim față de rotorul multipal. Un coeficient de moment de demarare mare este o caracteristică esențială pentru toate pompele volumice: acestea funcționează cu sarcină de moment constant.

Din primele faze ale încercărilor s-a observat că turbina delta funcționează conform așteptărilor. Rezultatele s-au confirmat atât experimental cât și teoretic. [258]. Conceptul de turbină delta a fost demarat în anul 1977, realizându-se trei versiuni. [259] Ulterior a fost dezvoltată și o versiune foarte lentă a turbinei, denumită cu rotor paletat pe contur [260] și [261].

S-a constatat că prin prevederea palelor cu flapsuri de vârtej (plăci de capăt) și cu turbulator în bordul de atac, performanțele au crescut sensibil [262]. Soluția constructivă cu dimensiunile unei pale a rotorului cu pale aripă delta este reprezentată în fig. 12.2.

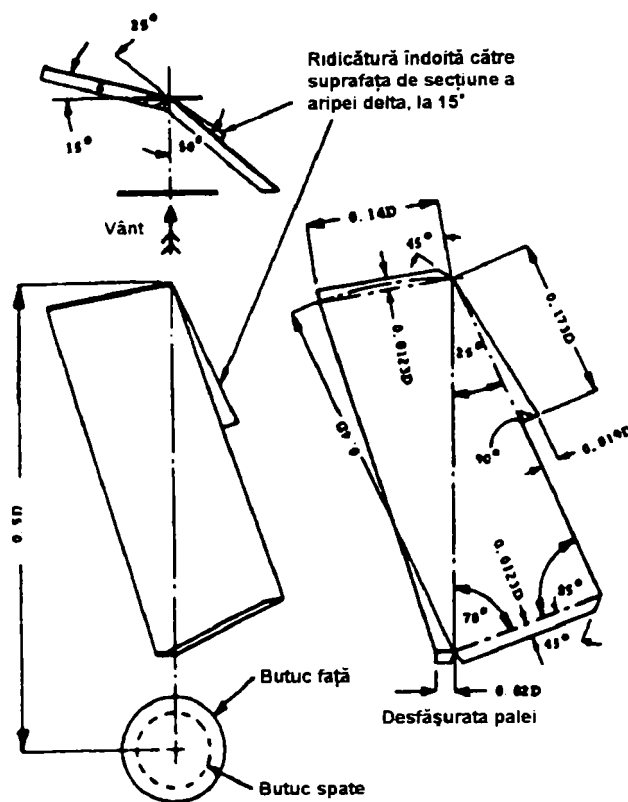


Fig. 12.2. O pală a rotorului cu opt pale a turbinei delta

Sistemul de scoatere din vânt pentru protecție la vânturi excesive [263] este prezentat în fig. 12.3. Scoaterea din vânt a rotorului se produce sub acțiunea momentului aerodinamic ca urmare a dezaxării rotorului față de axa de pivotare. Momentul de reducere, în poziția normală de funcționare este dat de o greutate basculantă. Această soluție constructivă are avantajul, față de soluția cu deriva pivotantă oblic, că funcționarea nu este influențată de depunerile de chiciură.

Performanțele unui rotor cu pale aripă delta sunt prezentate în fig. 12.4.

Pentru antrenarea directă a pompelor cu piston de mare adâncime montate în puțuri forate, s-a dezvoltat o versiune foarte lentă a turbinei delta. Eliminarea reductorului de turație simplifică și ieftinește pompele eoliene. Turația mică este necesară pentru reducerea pericolului flambării tije de acționare a pompei. Fig. 12.5. reprezintă schematic configurația dezvoltată pentru turbina - delta foarte lentă, denumită cu rotor paletat pe contur. La aceeași putere, rotorul paletat pe contur prezintă aceeași forță axială, arie de palete și moment ca și rotorul convențional - delta după reductor. Diametrul rotorului este direct proporțional, iar rapiditatea este invers proporțională cu raportul de demultiplicare a turațiilor în cazul utilizării reductorului de turație. Performanțele rotorului paletat pe contur sunt reprezentate în fig. 12.6.

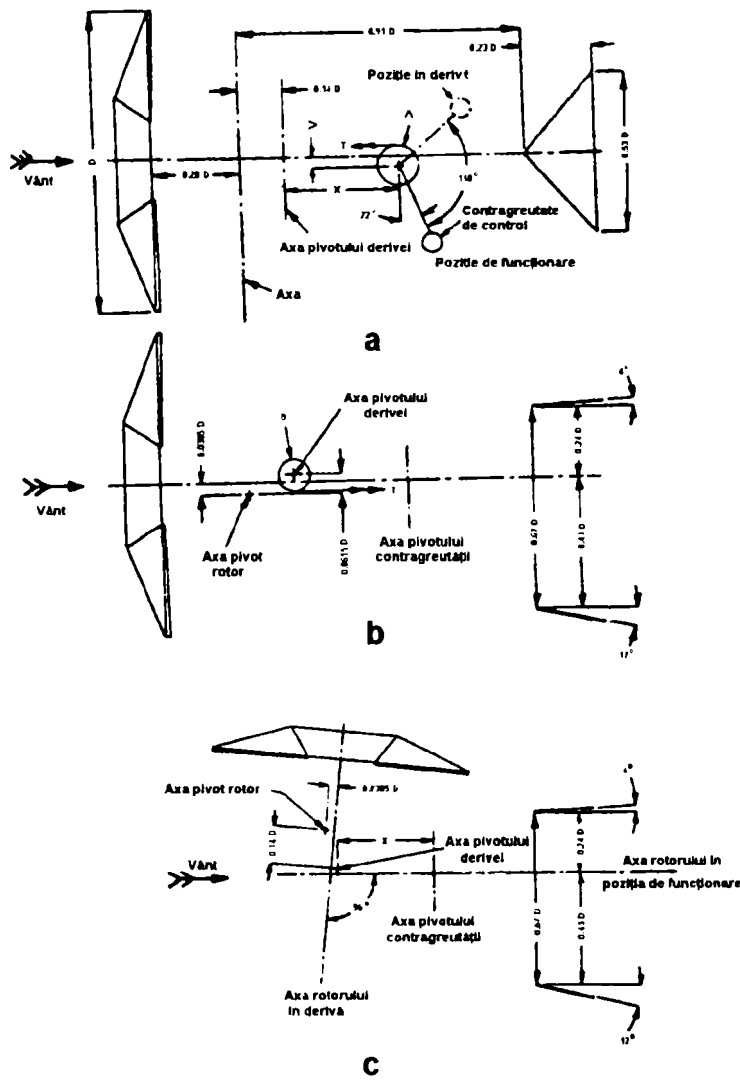


Fig. 12.3. Sistemul de orientare a rotorului  
 a). Vedere laterală  
 b). Vedere în plan, poziție de funcționare  
 c). Vedere în plan, poziție în derivă

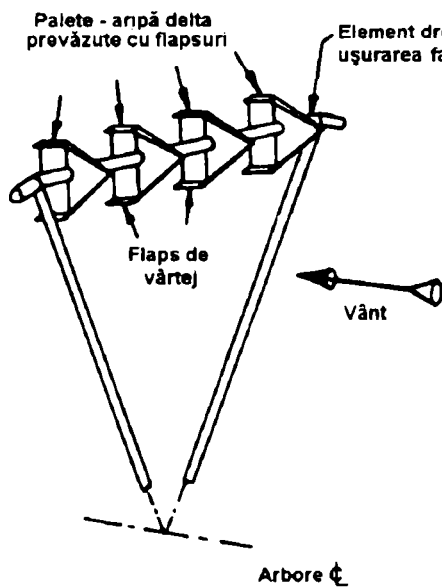


Fig. 12.5. Un sector din cele opt sectoare ale rotorului cu 32 palete pe contur, cu flapsuri de vârtej

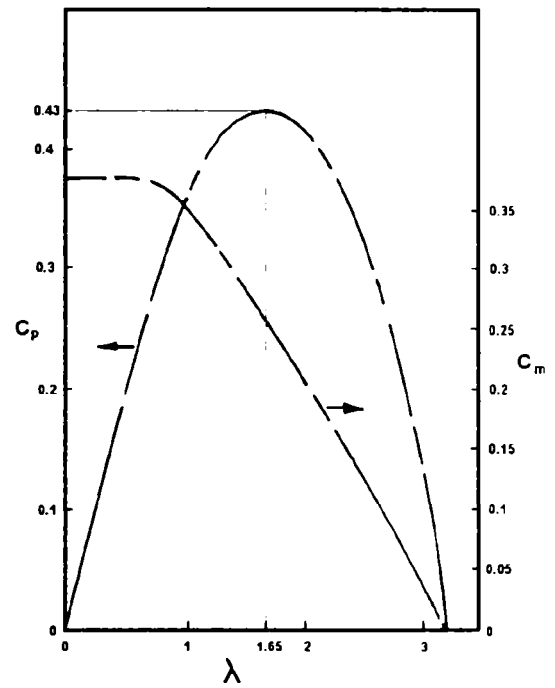


Fig. 12.4. Performanțele rotorului cu pală aripă delta

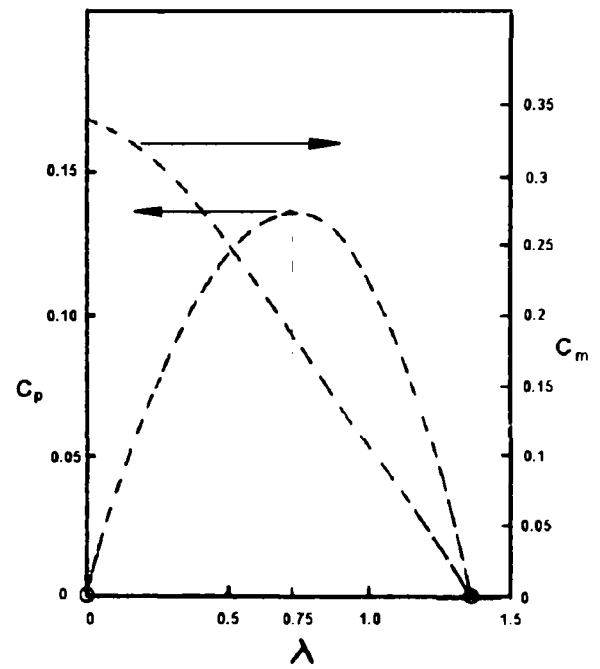


Fig. 12.6. Performanțele rotorului cu 32 palete pe contur cu flapsuri de vârtej cu  $D=4,9$  m

**B. Rotorul tip disc rotitor cu impuls.** În general turbinele eoliene obișnuite sunt destinate extragerii energiei eoliene din surse cu caracter neregulat. Pentru a putea fi disponibile popoarelor din lumea a treia, este nevoie ca turbinele eoliene să fie ieftine și să poată funcționa la viteze mici ale vântului.

Construcțiile obișnuite de turbine eoliene nu reușesc să facă față acestor cerințe. Rotorul cu disc rotitor, datorită particularităților sale constructive, este mai competent în acest domeniu și poate deveni un sistem important de conversie a energiei.

Acest rotor de tip nou se caracterizează prin creșterea puterii debitate și a eficienței. Este destinat utilizării la maximum a energiei disponibile conținută de vânturile preponderent slabe, cu performanțe similare rotorului multipal american, la care se adaugă avantajul funcționării la vânturi mai mari.

Avantajele față de rotoarele existente sunt:

- arborele motor poate fi montat orizontal, vertical sau la orice unghi convenabil
- este posibilă montarea mai multor rotoare disc pe un singur arbore
- rotorul are eficiență mare la vânturi slabe și nu se supraturează la vânturi mari
- turbina poate fi construită ca instalație de forță staționară sau mobilă, oferind flexibilitate în funcționare

Principalul element al turbinei este un disc plat cu un deflector de aer, conic, situat în centru. Acest disc, care este perpendicular pe curentul de aer, este montat pe un arbore motor lăgăruit într-un suport staționar. Curentul de aer staționar în dreptul discului este deflectat și eliminat radial, paralel cu discul. Curentul de aer, deviat fără pierderi, lovește toate palele rotorului în timpul rotirii (fig. 12.7).

Paletetele (fig. 12.8), confecționate din tablă ușoară sunt curbate după un contur aerodinamic având parțial o suprafață conică a cărei generatoare face un anumit unghi cu tangenta la circumferința discului și cu planul discului. Fiecare pală, după modelare, este fixată pe periferia discului. Forma paletelor face ca aerul deflectat să acționeze asupra lor radial, tangențial și axial față de planul discului.

Curentul de aer intră în turbină printr-un inel de intrare a aerului coaxial și paralel cu discul. Distanța inelului față de disc determină o arie periferică egală cu aria tubului de curent de intrare (aria discului), respectând legea continuității curentului. Poziția inelului determină înălțimea paletajului, iar poziționarea este asigurată prin niște distanțiere și bare de centrare (spițe) egale ca număr cu numărul paletelor.

Orientarea rotorului cu planul discului perpendicular pe direcția vântului se realizează cu o derivă. Datorită formei paletelor, extragerea energiei din vânt se realizează pe principiul reacțiunii și impulsului, prin modificarea direcției și vitezei curentului de aer. Circulația aerului prin rotor este asemănătoare ventilatoarelor radiale.

Rotorul poate fi montat în poziție verticală (fig. 12.9), sau în poziție orizontală (fig. 12.10). În (fig. 12.11) este prezentată vederea generală a turbinei, cu rotorul montat pe un stâlp înalt, iar în (fig. 12.12) este reprezentată varianta rotorului cu concentrator. Performanțele rotorului cu disc rotativ, comparate cu performanțele altor tipuri de rotoare sunt reprezentate în (fig. 12.13) și (fig. 12.14).

Turbina a fost testată la poligonul experimental Brace Research Institute, McGill University, Montreal, Canada [264 și 265].

Trebuie remarcat faptul că performanțele sunt determinate în funcție de aria interceptată, care în acest caz nu este aria diametrului exterior al rotorului, ci aria diametrului interior al paletelor. Coeficientul de putere și de moment este aproape de două ori mai mare decât la cele mai performante rotoare clasice.

Dezavantajele rotorului cu disc rotitor sunt:

- consumul mare de materiale, soliditatea fiind supraunitară
- dificultatea protecției la furtună, realizabilă doar prin construcția pliabilă a tubului pivotant la  $90^\circ$ , sau a discului propriu-zis

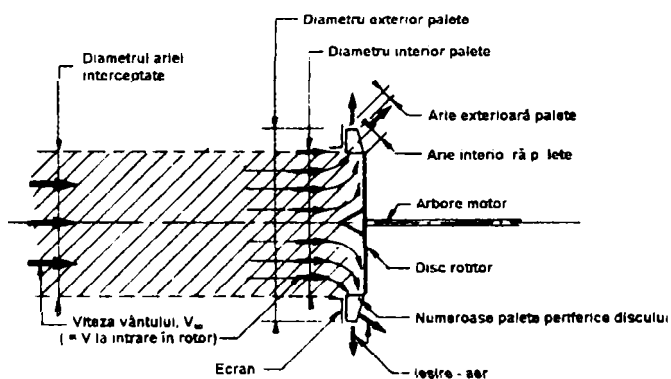


Fig. 12.7. Linii de curent la rotorul tip disc rotitor

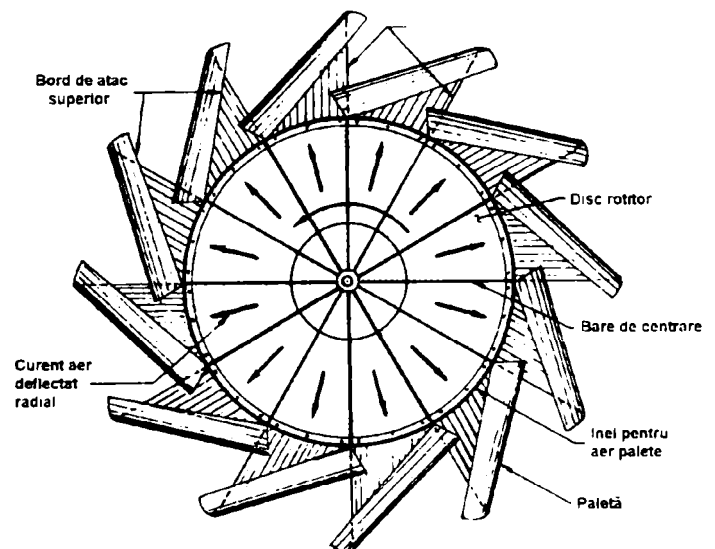


Fig. 12.8. Vedere frontală și secțiune transversală a disc rotitor și ansamblu paletă

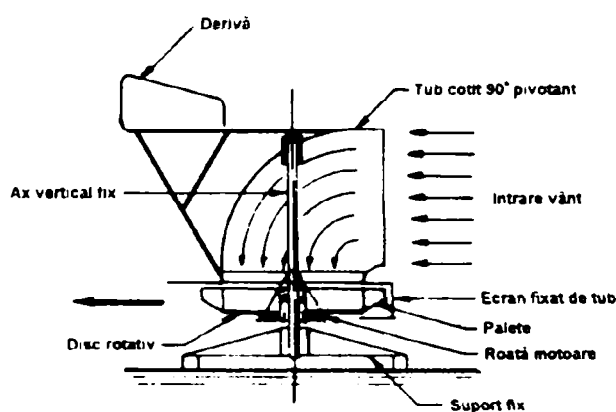


Fig. 12.9. Turbină eoliană cu disc rotitor, poziționare cu ax verticală

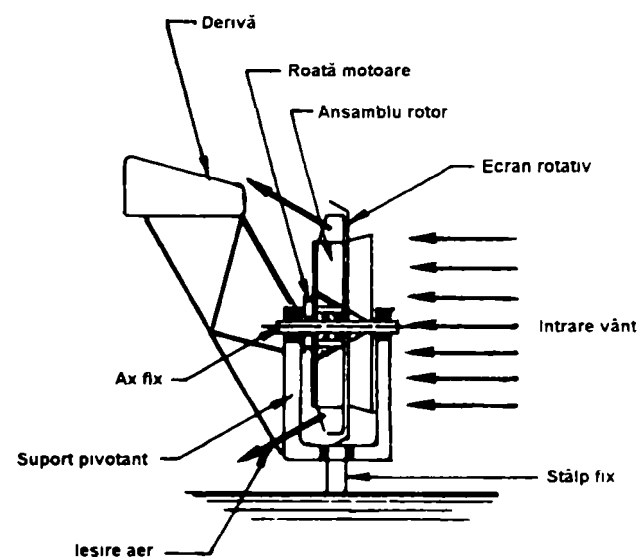


Fig. 12.10. Turbină eoliană cu disc rotitor, poziționare cu ax orizontal

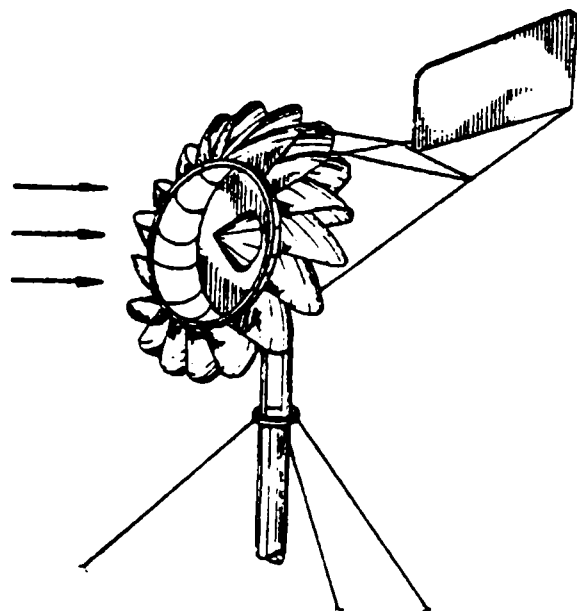


Fig. 12.11. Turbină eoliană cu disc rotitor, poziționare cu ax orizontal pe stâlp înalt, vedere generală

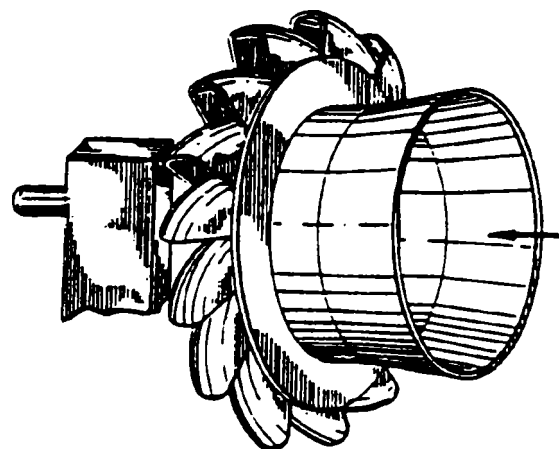


Fig. 12.12. Turbină eoliană cu disc rotitor, cu concentrator

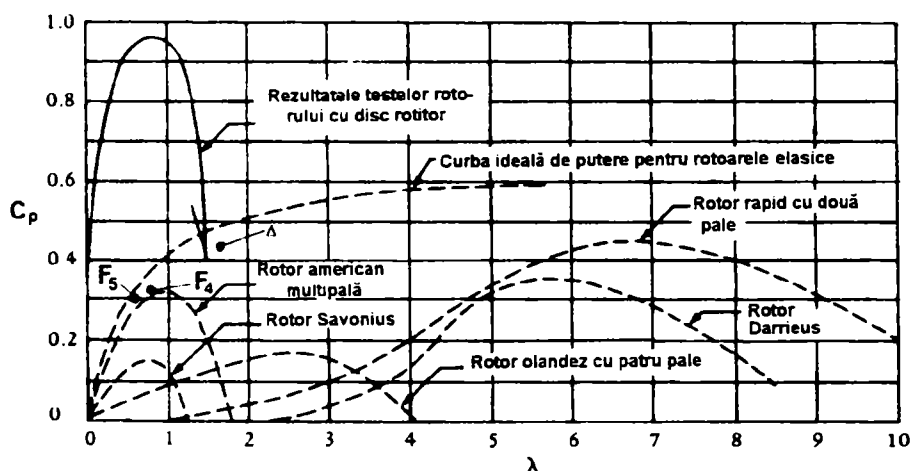
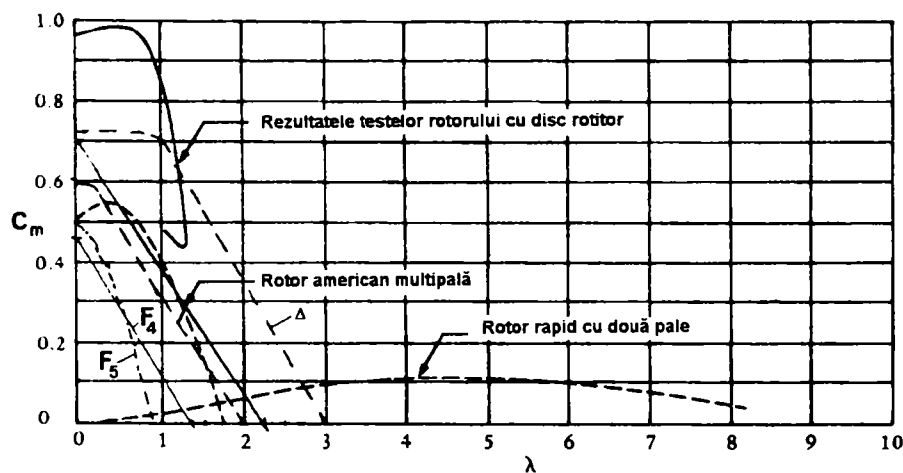


Fig. 12.13. Curbele adimensionale  $C_p = f(\lambda)$  pentru rotorul testat și pentru rotoarele clasice

Fig. 12.14. Curbele adimensionale  $C_m = f(\lambda)$  pentru rotorul testat și pentru rotoarele clasice





Scoatere din vânt a rotorului cu derivă auxiliară la  $90^\circ$  nu este funcțională, deoarece inerția ansamblului pivotant este prea mare.

### C. Rotorul mutipal cu pas variabil.

Acest tip de rotor a fost conceput pentru acționarea pompelor de apă volumice [266]. S-a ales tipul multipal pentru obținerea unui moment de pornire mare. Particularitatea rotorului este sistemul de protecție la vânturi excesive. În general, protecția se realizează fie prin scoaterea din vânt a rotorului, prin pivotarea (bascularea) acestuia până când planul rotorului coincide cu direcția vântului, fie prin mărirea pasului elicei, care are ca urmare reducerea unghiului de incidență a profilului, respectiv reducerea momentului

Prima metodă se utilizează la rotoarele lente multipală, iar cea de-a doua

metodă se utilizează la rotoarele rapide, cu până la trei pale. La rotoarele multipale, datorită masei mari, în regimul de protecție timpul de răspuns mare determină solicitări aerodinamice și inerțiale mari, reducând fiabilitatea. Ca remediu, se mărește rigiditatea rotorului, fapt ce conduce la creșterea masei, a forțelor inerțiale și deci și a costurilor. Prin pivotarea palelor solicitările se micșorează, putându-se realiza o construcție mai ușoară.

Rotorul cu diametru de 3 m, cu 16 pale pivotante realizat de către firma I. T. Power - Anglia este reprezentat în (fig. 12.15), iar mecanismul de protecție în (fig. 12.16). Se menționează că acest tip de rotor nu se poate confecționa local, datorită reperelor care necesită tehnologii de fabricație mai complicate: articulații sferice, rulmenți, arbori, carcase, etc. Unele din aceste repere sunt uzuale în industria de automobile și se produc în masă.

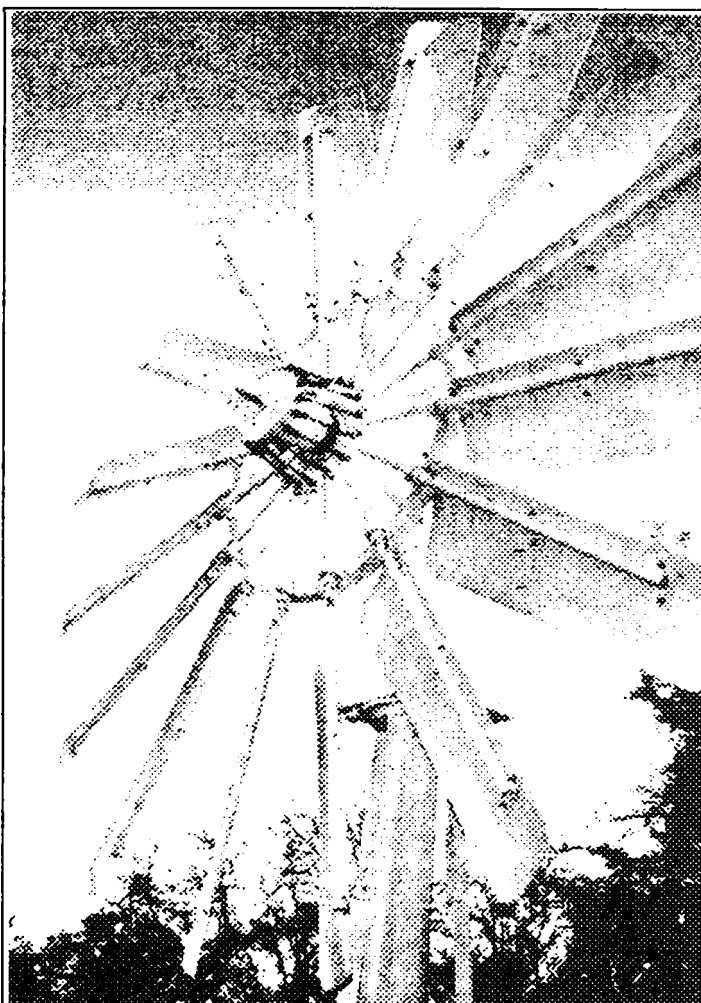


Fig. 12.15. Rotor multipală cu pas variabil; vedere generală

Implementarea sistemului de pompare eolian prevazut cu acest tip de rotor se poate face prin livrarea în chit a reperelor mai complicate și executarea locală a reperelor simple, montajul realizându-se de către beneficiar în amplasament.

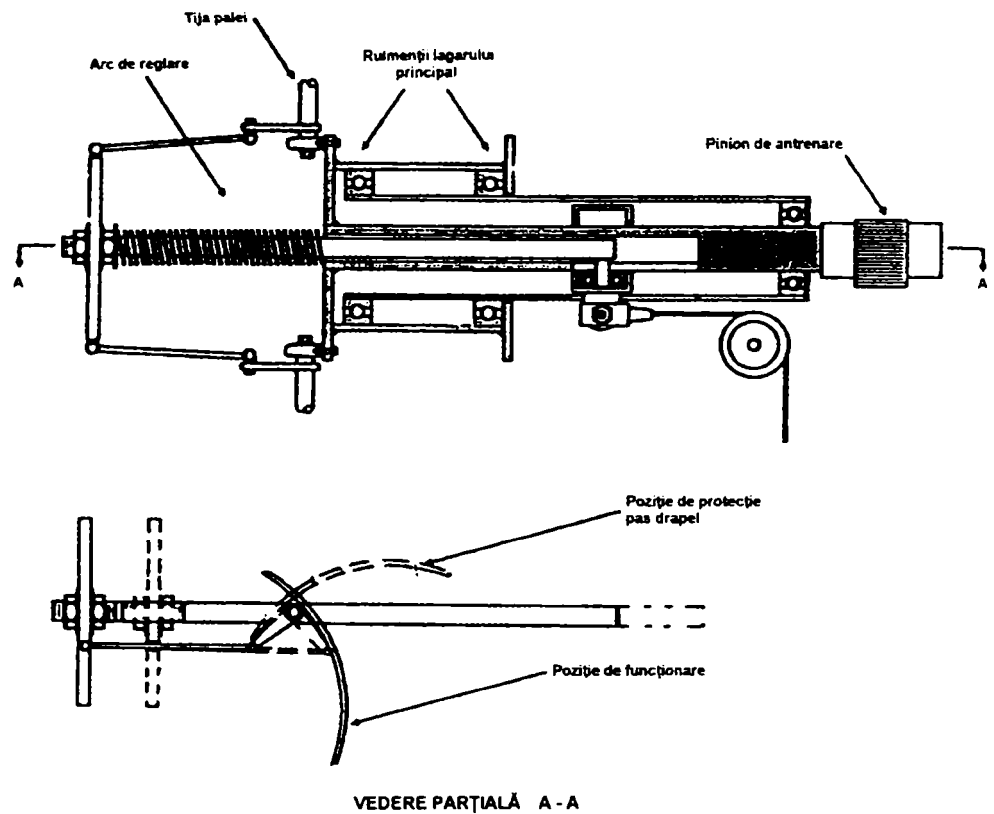


Fig. 12.16. Mecanism automat de protecție, comandă unghi de așezare (schematic)

### 12.1.1.1. Optimizarea orientării rotorului pe direcția vântului

Randamentul maxim, al turbinelor eoliene cu ax orizontal, se obține numai dacă planul de rotație a palelor este perpendicular pe direcția vântului.

Pentru respectarea acestei condiții, turbinele trebuie prevăzute cu un dispozitiv sau cu un mecanism automat de orientare.

La rotoarele lente, în majoritatea cazurilor, orientarea este asociată cu protecția la vânturile excesive (fig.4.18 și 4.19).

Variantele posibile pentru sistemele de orientare sunt reprezentate în fig.12.17.

Pentru pompele eoliene cu diametrul rotorului  $D_{rot} < 5$  m se recomandă orientarea cu derivă sau autoorientarea la rotoarele multipale. Pentru  $D_{rot} > 5$  m se recomandă orientarea cu rozetă de vânt. Desigur această limitare este strictă, iar recomandarea se bazează pe considerente economice, la dimensiuni mari sau rotorul în consolă conducând la creșterea excesivă a maselor respectiv a costului utilajului.

Orientarea cu servomecanism electric sau electrohidraulic se utilizează numai la aerogeneratoare respectiv la pompele eoliene cu transmisie electrică.

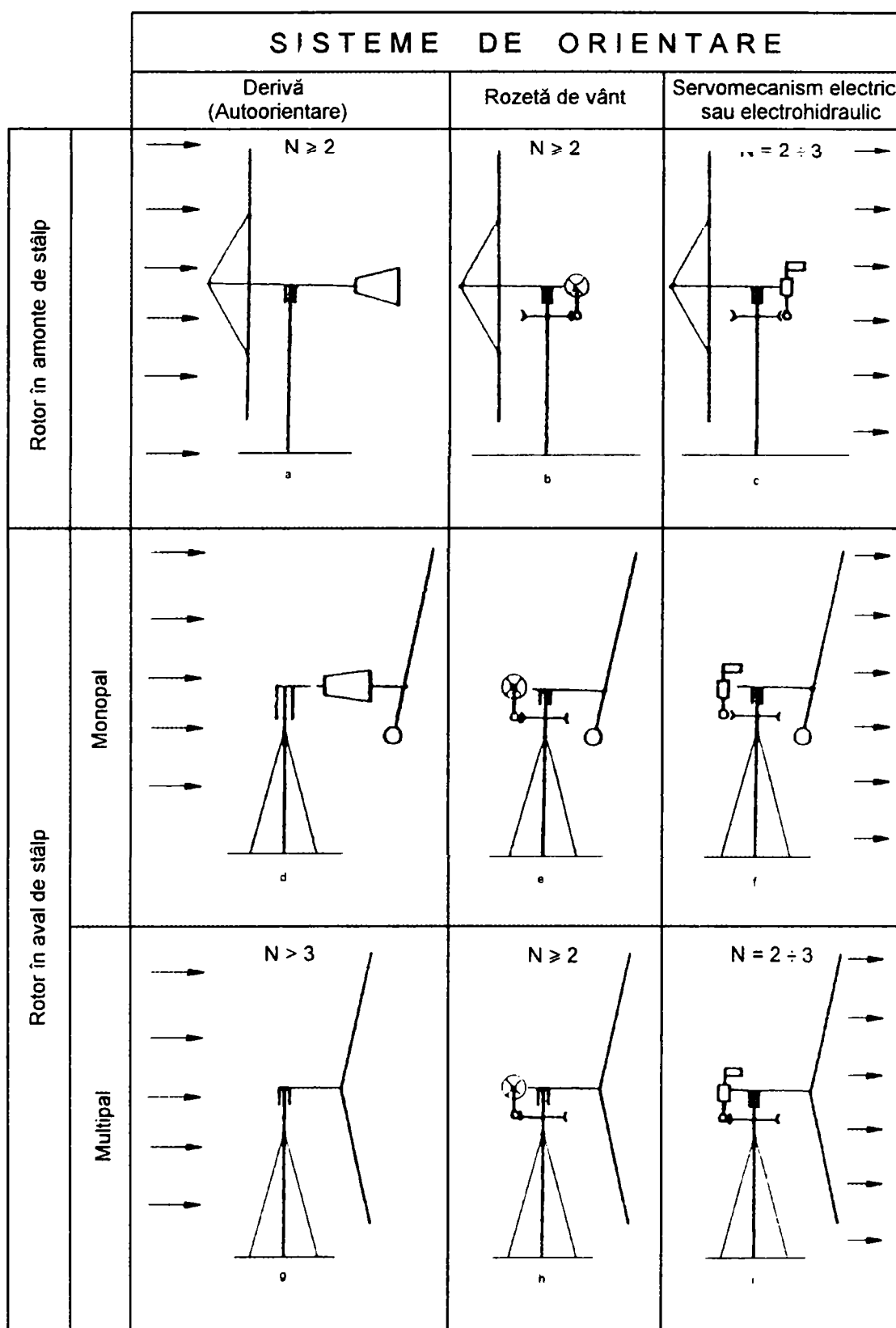


Fig 12.7 Sisteme de orientare ale rotorului eolian pe direcția vântului

### 12.1.2. ROTOARE CU AX VERTICAL

**A. Rotorul Savonius cu pale oscilante.** Rotorul Savonius a fost utilizat înainte în principal pentru antrenarea cilindrilor rotoarelor Flettner, utilizând energia vântului ca pe o sursă auxiliara de putere [267]. Proiectul perfecționat a dovedit ca acesta poate fi un bun sistem de conversie energetică. Datorită momentului mare de torsiune la viteze

mici de vânt, rotorul Savonius se mai utilizează ca demaror pentru turbinele eoliene cu ax vertical. O aplicație interesantă a rotorului Savonius este în sistemele de irigație antrenate de vânt, potrivite pentru fermele mici în țările în curs de dezvoltare [268].

Rotorul Savonius prezintă interes cu toate că are o eficiență scăzută, deoarece prezintă o construcție simplă și nu necesită orientare în direcția vântului. Cercetările experimentale pe model au concluzionat că pentru pale fixe în formă de L eficiența maximă este de 16% [268]. Recent [269], s-a propus o nouă idee pentru îmbunătățirea performanțelor rotorului Savonius prin pivotarea palelor, astfel ca în timpul deplasării acestora în contra curentului de aer, să producă o rezistență aerodinamică minimă. Mai recent [270], s-au efectuat o serie de încercări pe modele în vederea optimizării unghiurilor de oscilație și a numărului de pale.

Rotorul reprezentat în (fig. 12.18) este compus din două discuri coaxiale, consolidate între ele prin tije tubulare, care reprezintă axele de pivotare, respectiv opritoarele. S-a găsit ca varianta optimă rotorul cu două pale cu valoarea unghiurilor de oscilație  $\theta = 13.5^\circ$ ;  $\phi = 50^\circ$  și eficiența de 23.5%.

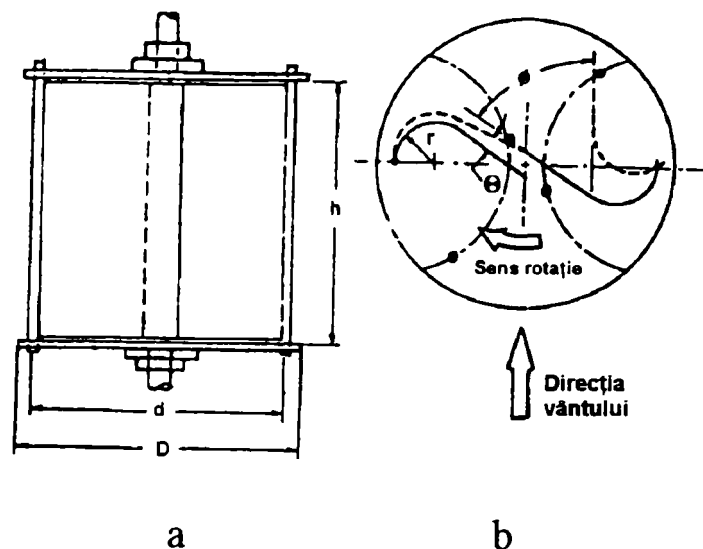


Fig. 12.18. Schema rotorului Savonius cu două pale oscilante  
a) Vedere laterală  
b) Secțiune cu poziția opritoarelor

**B. Rotorul cu două pale în formă de S inversat.** Acest tip de rotor s-a dezvoltat pe baza unor teste [44] și [45] în scopul îmbunătățirii performanțelor rotorului Savonius cu care seamănă atât ca principiu de funcționare, cât și oarecum ca principiu constructiv.

Dimensiunile caracteristice ale rotorului sunt reprezentate în (fig. 12.19), iar performanțele în (fig. 12.20).

$$\begin{aligned} h_1 &= D/1.85 \\ h_2 &= D/2.63 \\ R_1 &= D/8.625 \\ R_2 &= D/4.24 \\ \beta_1 &= 130^\circ \\ \beta_2 &= 51^\circ \end{aligned}$$

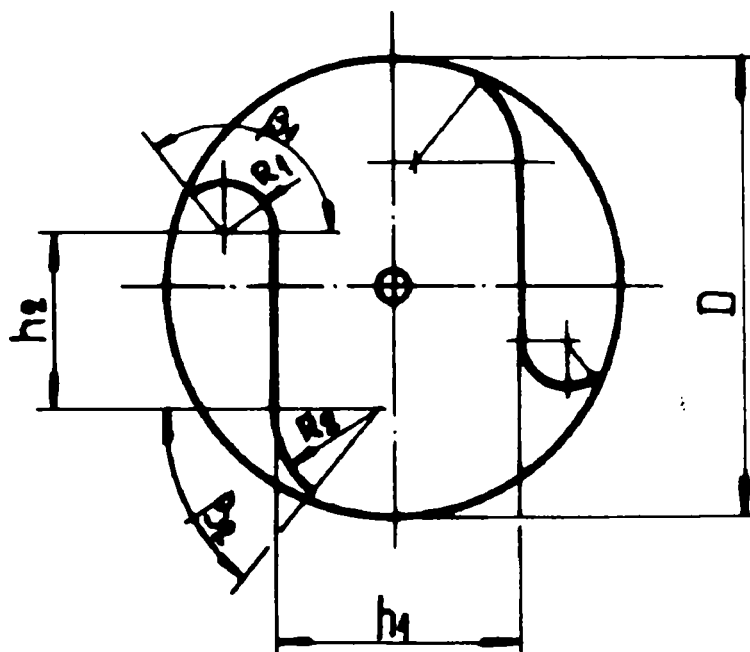


Fig. 12.19. Rotorul cu două pale în formă de S inversat  
Secțiune transversală. Dimensiuni caracteristice

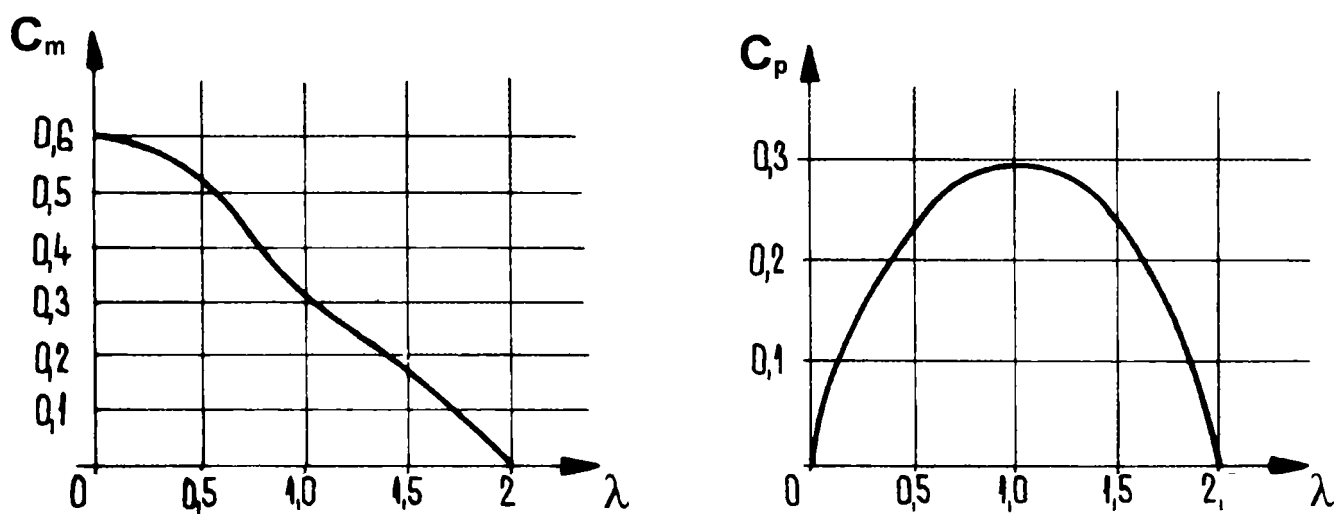


Fig. 12.20. Performanțele rotorului cu două pale  
în formă de S inversat

Aceste performanțe sunt aproape identice cu performanțele rotorului american multipal.

**C. Rotorul filipinez (F).** Simplitatea rotorului (F) îl face atractiv pentru o varietate de întrebuințări în țările din lumea a treia.

Într-o primă variantă soluția constructivă a fost prezentată în 1977, în lucrarea [273], apoi în 1980 în lucrarea [274], în care se prezintă un studiu de optimizare dimensională. Constructiv, rotorul se compune din două discuri între care sunt fixate trei ansambluri de palete, fiecare compus dintr-o pală rigidă semicilindrică și o pală plană (fig. 12.21). Raportul dimensional optim este  $z/d = 1/3$ . Curbele adimensionale de performanță sunt reprezentate în (fig. 12.22) și (fig. 12.23). În comparație cu rotorul Savonius, performanțele rotorului (F) sunt mai bune. Prin brevetul [275] se îmbunătățește construcția prin înlocuirea paletelor plane cu pale curbate, rotorul fiind produs în serie în aceasta variantă de către o firmă din Belgia.[299]

Fig. 12.21. Rotorul filipinez. Secțiune transversală.  $z/d = 1/3$ .

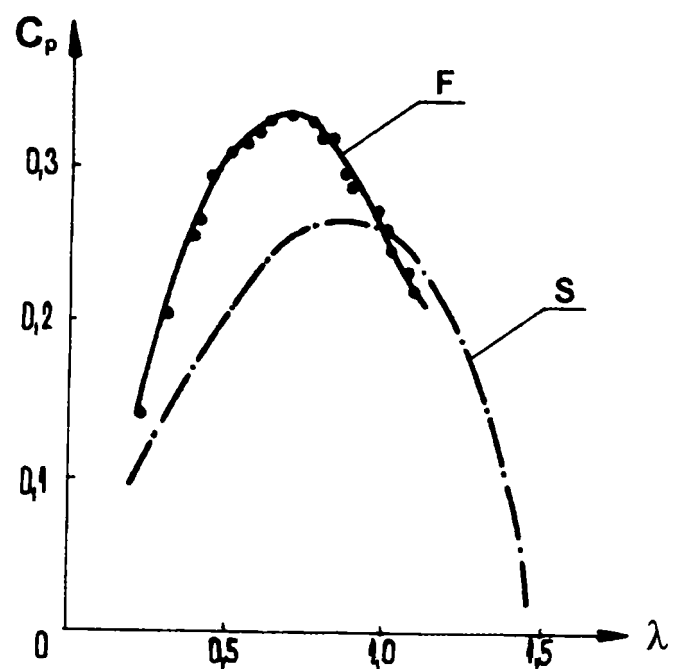
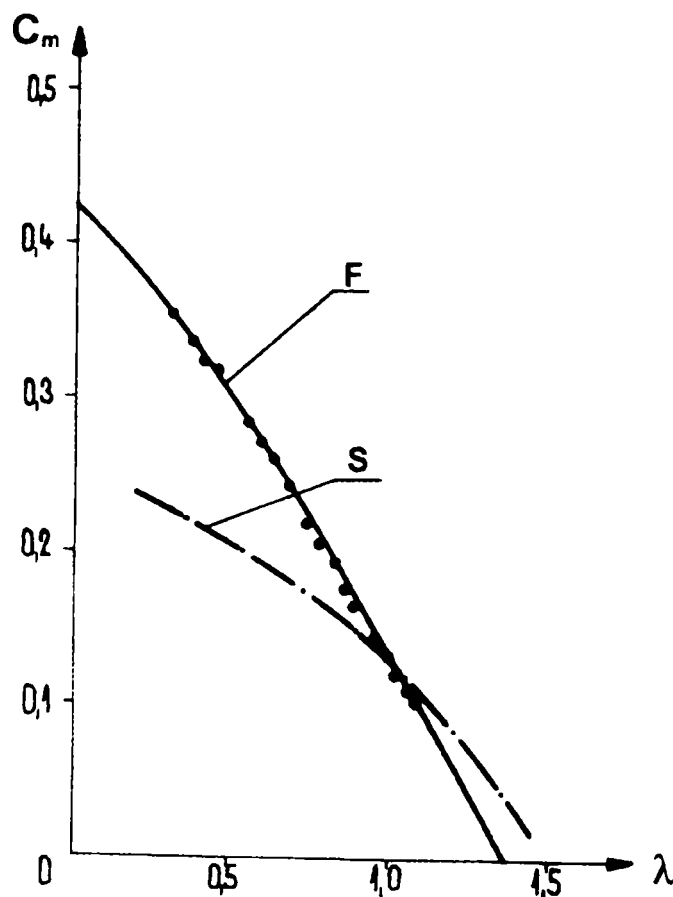
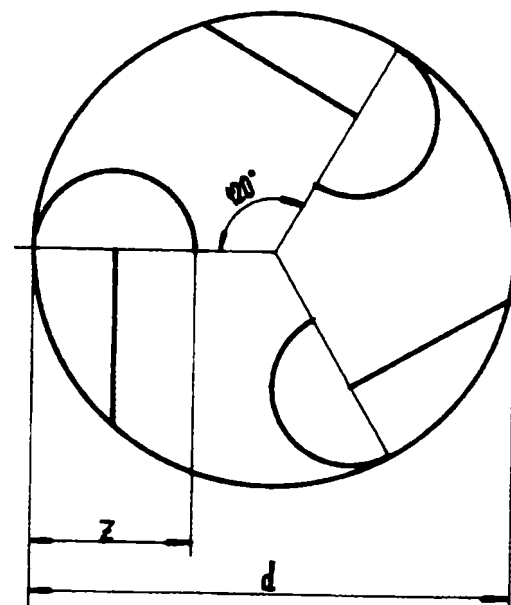


Fig. 12.22. Curbele caracteristice

$$C_m = f(\lambda)$$

F - filipinez; S - Savonius

Fig. 12.22. Curbele caracteristice

$$C_p = f(\lambda)$$

F - filipinez; S - Savonius

## 12.2. ROTOARE PENTRU CONVERTOARE EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE CU ADAPTAREA CARACTERISTICII SAU CU TURBOPOMPE

Deoarece momentul de pornire cerut de pompele volumice cu caracteristică adaptată și de turbopompe este mic sau chiar zero, acestea se pot cupla cu rotoare eoliene rapide utilizate în mod curent la aerogeneratoare. Regimul de funcționare în cazul pompelor volumice este cu turație variabilă iar în cazul turbopompelor poate fi cu turație variabilă sau cu turație constantă. În funcție de regimul de funcționare, se vor alege profilul aerodinamic al palelor și sistemele de protecție. În toate cazurile se vor adopta sisteme de protecție și de orientare care nu necesită energie electrică pentru acționare sau pentru rearmare.

## 12.3. CALCULUL AERODINAMIC AL ROTORULUI

### 12.3.1. GENERALITĂȚI

Calculul se referă la rotorul cu ax orizontal, la care forțele de acționare sunt rezultatul forțelor de portanță aerodinamică caracteristice unui profil aerodinamic. Calculul rotorului eolian este compus din două etape: 1) alegerea parametrilor de bază: numărul palelor, raza rotorului, tipul profilului, rapiditatea și 2) calculul unghiului de așezare  $\beta$  și a coardei  $C$  a fiecărei secțiuni de-a lungul palei. Se vor parcurge ambele etape accentuând calculul pentru  $\beta$  și  $C$ .

Înainte de a trece la detaliile calculului forțelor ce acționează asupra profilelor aerodinamice, se prezintă o descriere generală a comportamentului rotoarelor eoliene cu ax orizontal, în care puterea, cuplul și viteza joacă un rol principal. [276]

### 12.3.2. PUTERE, CUPLU ȘI VITEZĂ

Un rotor eolian poate extrage energie din vânt prin aceea că reduce viteza vântului într-o anumită măsură. În repaus este evident că rotorul nu produce putere, iar la viteze de rotație ridicate (în gol), aerul este mai mult sau mai puțin frânat de rotor și din nou nu se produce putere. Între aceste extreme există o viteză de rotație optimă la care extracția de putere este maximă (fig. 12.24).

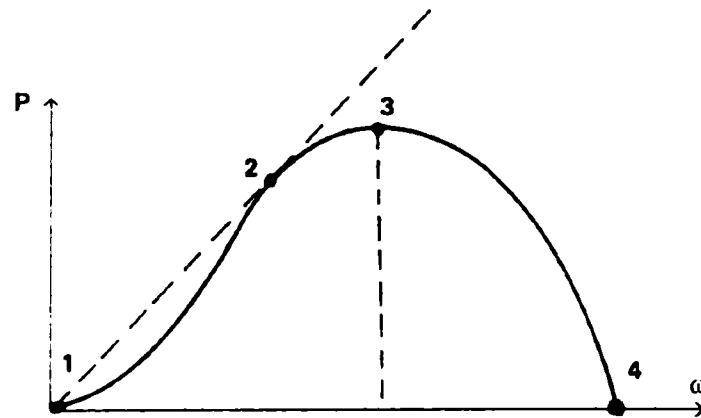


Fig. 12.24. Puterea produsă de un rotor eolian în funcție de viteza de rotație la o anumită viteză dată a vântului

Deseori este interesant să se cunoască și curba de variație a cupului în funcție de viteza de rotație a rotorului, de exemplu când se studiază cuplarea rotorului cu o mașină de lucru. Puterea  $P$  [W], cuplul  $M$  [Nm] și viteza de rotație  $\omega$  [rad/s] sunt exprimate prin relația (fig. 12.25):

$$P = M \times \omega \quad (12.1)$$

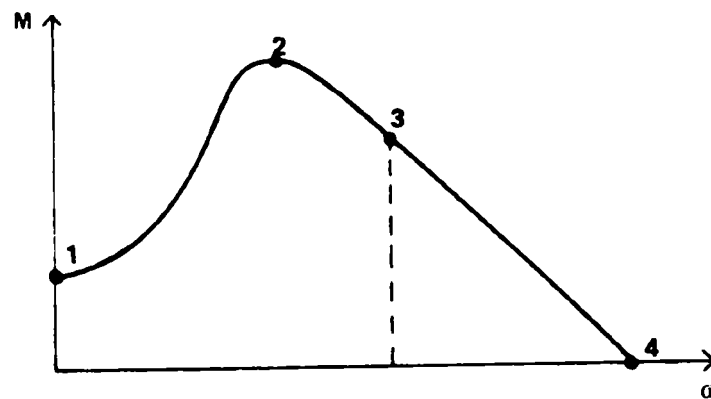


Fig. 12.25. Cuplul produs de către un rotor eolian în funcție de viteza de rotație la o anumită viteză dată a vântului

Se poate concluziona că din cauză că  $M=P/\omega$ , cuplul este egal cu tangenta dreptei dusă prin origine la un punct oarecare al curbei  $P(\omega)$ . Se observă că maximum curbei de variație a cuplului este atins la viteze mai scăzute decât maximum curbei de putere (punctele 2 și 3 din figurile 12.24. și 12.25).

Dacă viteza vântului crește, puterea și cuplul cresc așa încât la fiecare viteză trebuie trasată o curba separată pentru putere și cuplu (fig. 12.26)



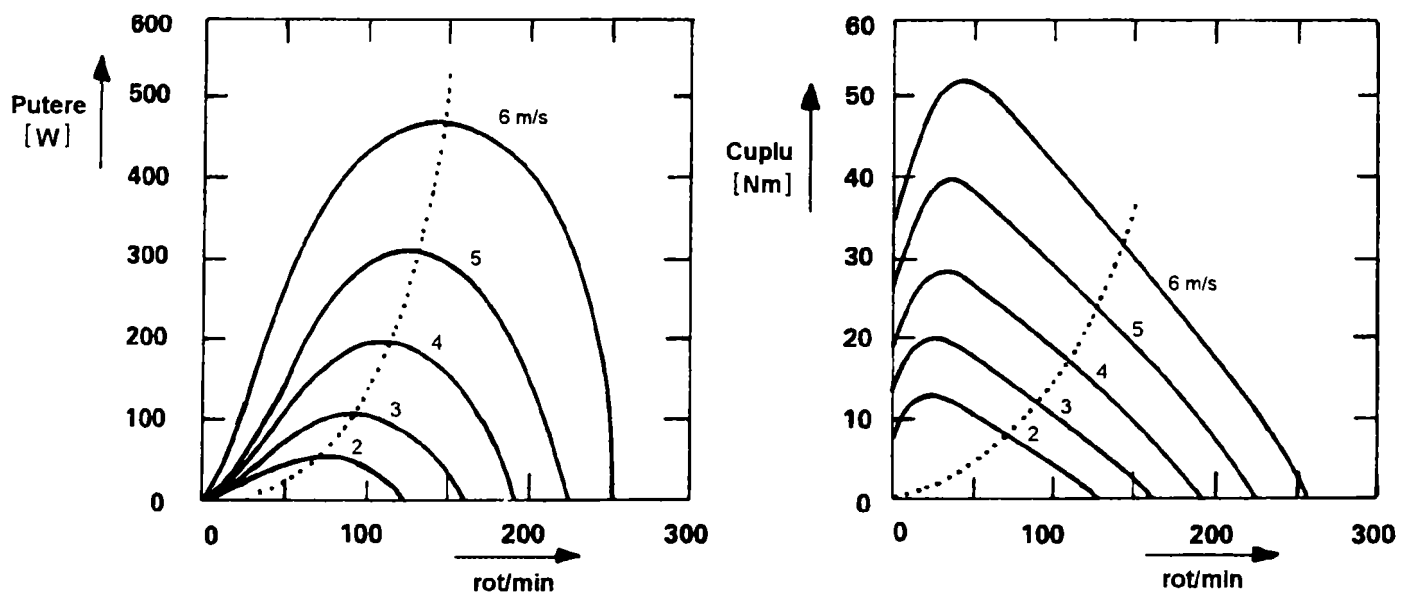


Fig. 12.26. Puterea și cuplul unui rotor eolian în funcție de turație pentru diferite viteze ale vântului

Aceste familii de curbe reprezintă de fapt performanțele rotorului. Pentru compararea performanțelor este necesară exprimarea parametrilor de bază sub formă adimensională. Ei se definesc astfel:

- coeficientul de putere: 
$$C_p = \frac{P}{(1/2) \cdot \rho A V_\infty^3} \quad (12.2)$$

- coeficientul de moment (cuplu): 
$$C_m = \frac{M}{(1/2) \cdot \rho A V_\infty^2 R} \quad (12.3)$$

- rapiditatea (raportul de viteză): 
$$\lambda = \frac{\omega R}{V_\infty} \quad (12.4)$$

în care:  $A = \pi R^2$ , aria rotorului (interceptată)

Înlocuind relațiile (12.4) și (12.3) în relația (12.2), se obține relația:

$$C_p = C_m \cdot \lambda \quad (12.5)$$

Avantajul imediat este că comportamentul rotoarelor de diferite dimensiuni și la diferite viteze de vânt poate fi redus la două curbe:  $C_p(\lambda)$  și  $C_m(\lambda)$ . Aceste curbe sunt prezentate pentru un rotor multipal și pentru un rotor bipal (fig. 12.27)

Se observă că rotorul multipală funcționează la rapoarte de viteză mici, iar rotorul cu două pale funcționează la rapoarte de viteză mari. De asemenea se observă că valoarea coeficientului de putere maxim (corespunzător raportului de viteză de calcul  $\lambda_c$ ) nu diferă mult, pe când coeficientul de moment diferă considerabil atât la pornire ( $\lambda=0$ ) cât și la valoarea sa maximă.

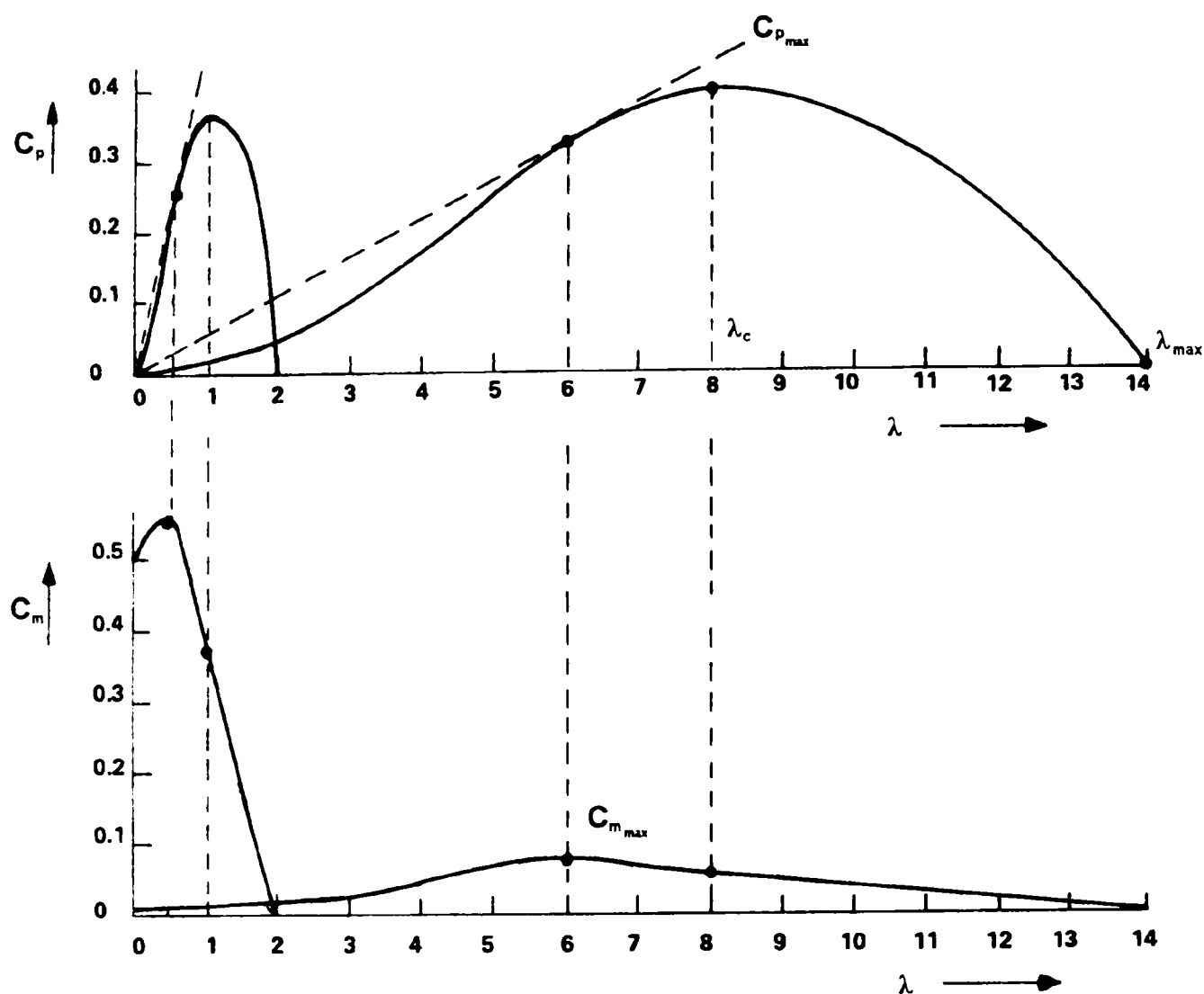


Fig. 12.27. Curbele adimensionale de putere și de moment caracteristice pentru două tipuri de rotoare în funcție de raportul de viteză

O formulă empirică pentru estimarea coeficientului de moment de pornire al rotorului în funcție de raportul de viteză de calcul este:

$$C_{mp} = \frac{0.5}{\lambda_c^2} \quad (12.6)$$

### 12.3.3. PROFILE ȘI FORȚE AERODINAMICE

După analiza comportamentului rotorului ca un întreg, se va trece la studiul comportamentului palelor prin prezentarea forțelor de portanță și rezistență a palelor cu profil aerodinamic.

Asupra oricărui corp plasat într-un curent uniform acționează o forță care nu este paralelă cu direcția curentului neperturbat. Aceasta înseamnă că există o componentă a forței, perpendiculară pe direcția curentului care se numește portanță și o componentă paralelă cu direcția curentului care se numește rezistență. Forța apare datorită modificării vitezei și direcției curentului în jurul corpului. Componenta utilă a forței este portanța și este de dorit ca raportul portanță/ rezistență să fie cât mai mare. Această condiție este satisfăcută la profilele aerodinamice. Pe partea superioară a

profilului (fig. 12.28), viteza este mai mare decât pe partea inferioară. Rezultatul este că presiunea pe partea superioară este mai scăzută decât pe partea inferioară, deci rezultă forța  $F$ .

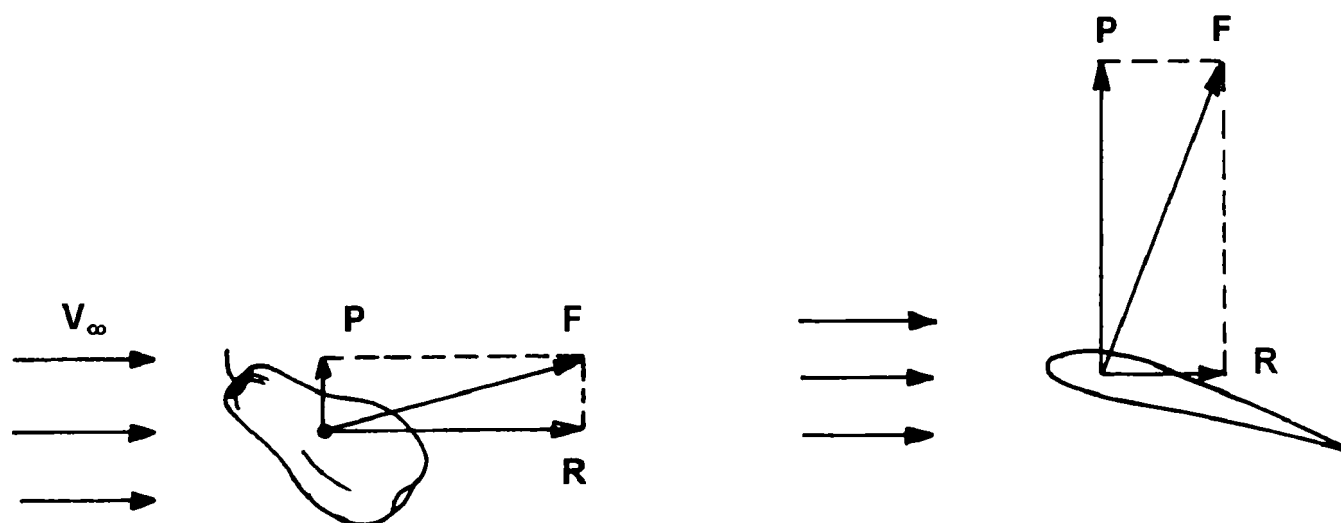


Fig. 12.28. Forța care acționează asupra unui corp plasat într-un curent uniform, în general nu este paralelă cu direcția curentului neperturbat. Direcția reală a forței  $F$  și mărimea componentelor de portanță și rezistență depind de forma corpului.

Pentru exprimarea proprietăților de portanță și rezistență caracteristice unor profile aerodinamice, de obicei se face referire la coeficienții adimensionali de portanță și de rezistență care sunt definiți după cum urmează:

$$\text{- coeficient de portanță: } C_z = \frac{P}{(1/2) \cdot \rho A_p V_\infty^2} \quad (12.7)$$

$$\text{- coeficient de rezistență: } C_x = \frac{R}{(1/2) \cdot \rho A_p V_\infty^2} \quad (12.8)$$

în care:

- $\rho$  - densitatea aerului [ $\text{kg/m}^3$ ]
- $A_p$  - aria palei (coardă  $\times$  lungime) [ $\text{m}^2$ ]
- $V_\infty$  - viteza vântului neperturbată [ $\text{m/s}$ ]

Acești coeficienți adimensionali sunt măsurați în tunele aerodinamice pentru diferite unghiuri de atac (incidență),  $\alpha$ . Acesta este unghiul dintre direcția vitezei neperturbate a vântului și o linie de referință a profilului. La o placă curbată, linia de referință este linia care unește bordul de atac cu cel de fugă, în timp ce la un profil este linia care unește bordul de fugă cu centrul celei mai mici raze de curbură a bordului de atac.

Valorile coeficienților  $C_z$  și  $C_x$  ale unui profil dat variază cu numărul Reynolds,  $Re$ . Acest număr este un parametru adimensional important în dinamica fluidelor și este definit prin:  $Re = WC/\nu$ , în care  $W$  - viteza aerodinamică (relativă),  $C$  - lungimea caracteristică a corpului (coarda profilului) și  $\nu$  - vâscozitatea cinematică a fluidului

(pentru aer la  $20^\circ$ ,  $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ). În cele ce urmează se va neglija influența numărului Reynolds, considerând că are un efect secundar și se presupune că se cunosc curbele  $C_z(\alpha)$  și  $C_x(\alpha)$  pentru o anumită valoare a lui  $Re$ . Un exemplu pentru curbele  $C_z(\alpha)$  și  $C_x(\alpha)$  sunt prezentate în (fig. 12.29).

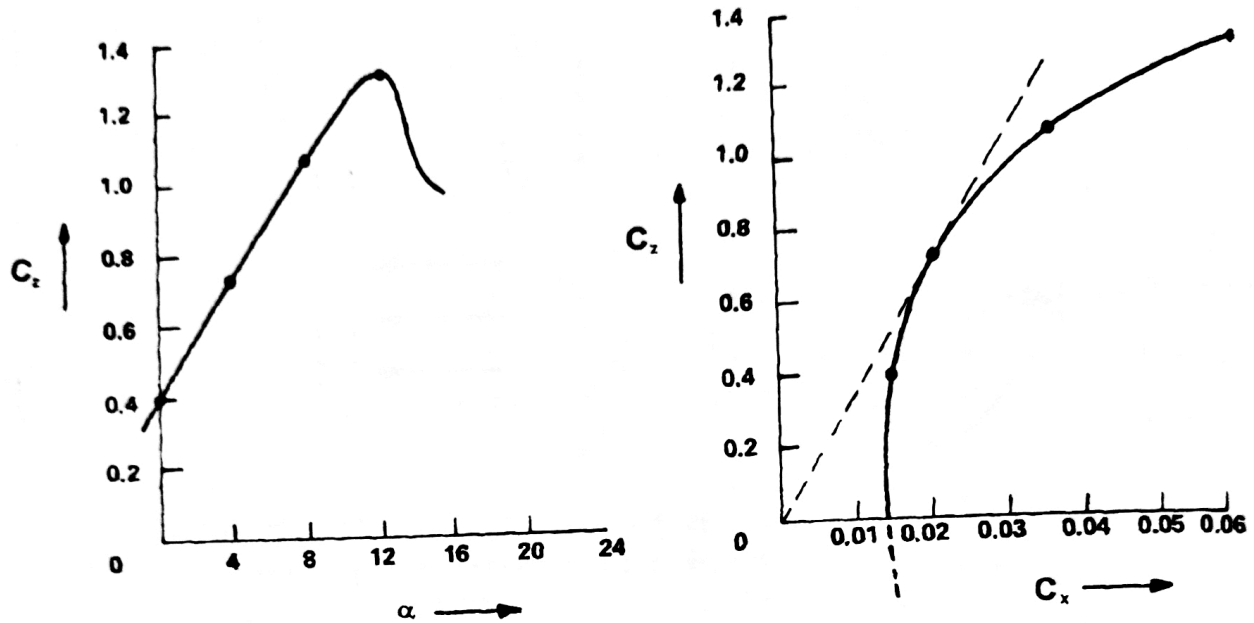


Fig. 12.29. Coeficienții de portanță și de rezistență pentru un anumit profil

Tangenta la curba  $C_z(C_x)$ , trasată prin origine determină unghiul de atac corespunzător raportului  $C_z/C_x$  maxim. Acest raport determină coeficientul de putere maxim ce poate fi atins la raportul de viteză de calcul  $\lambda_c$ , care se va explica în paragraful următor.

Valorile pentru  $\alpha$  și  $C_z$  la raportul  $C_z/C_x$  maxim sunt parametri importanți în procesul de calcul. Valorile acestora pentru câteva profile sunt date în tabelul de mai jos:






Pentru a analiza rolul forțelor de portanță și rezistență în comportamentul unei pale a unui rotor eolian, trebuie examinate vitezele curenților ce acționează asupra secțiunii transversale a palei, privită de la vârf spre bază (fig. 12.30).

Se observă că viteza relativă a curenților de aer,  $W$ , este suma vectorială a două componente:

1. Viteza inițială a vântului,  $V_\infty$ , dar încetinită la valoarea  $(1-a)V_\infty$ , ca rezultat al extracției de putere.
2. Viteza curenților de aer datorată mișcării de rotație a palei în planul rotorului.

Tabelul 12.1.

Valorile pentru raportul  $C_z/C_x$ ,  $C_z$  și  $\alpha$ , caracteristice unor profile

Profil	Schema	$C_z/C_x$	$\alpha^\circ$	$C_z$
Placă plană		10	5	0.8
Placă curbă (curbură 10%)		50	3	1.25
Placă curbă cu tub pe partea concavă		33	4	1.1
Placă curbă cu tub pe partea convexă		5	14	1.25
Profil NACA 4412		100	4	0.8

Valoarea acestei viteze este mai mare decât viteza de rotație a palei,  $\omega r$ , în dreptul secțiunii transversale. Creșterea ușoară față de  $\omega r$  este cauzată de rotația jetului de curent din spatele rotorului. Unghiul dintre viteza relativă  $W$  a curentului de aer și planul rotorului este  $\phi$ . Forța de portanță  $P$ , datorată acțiunii vitezei  $W$  asupra secțiunii palei este prin definiție perpendiculară pe  $W$ . Rezultă că unghiul dintre  $P$  și planul rotorului este  $90^\circ - \phi$  și componenta portanței în direcția rotirii în planul rotorului (forța de acționare a rotorului eolian) este egală cu  $(P \sin \phi)$ . Deasemenea componenta forței de rezistență în planul rotorului este  $(P \cos \phi)$ . Într-o situație de viteză constantă, aceste două componente sunt egale ca valoare, dar de semn contrar (numai dacă rotorul funcționează în gol).

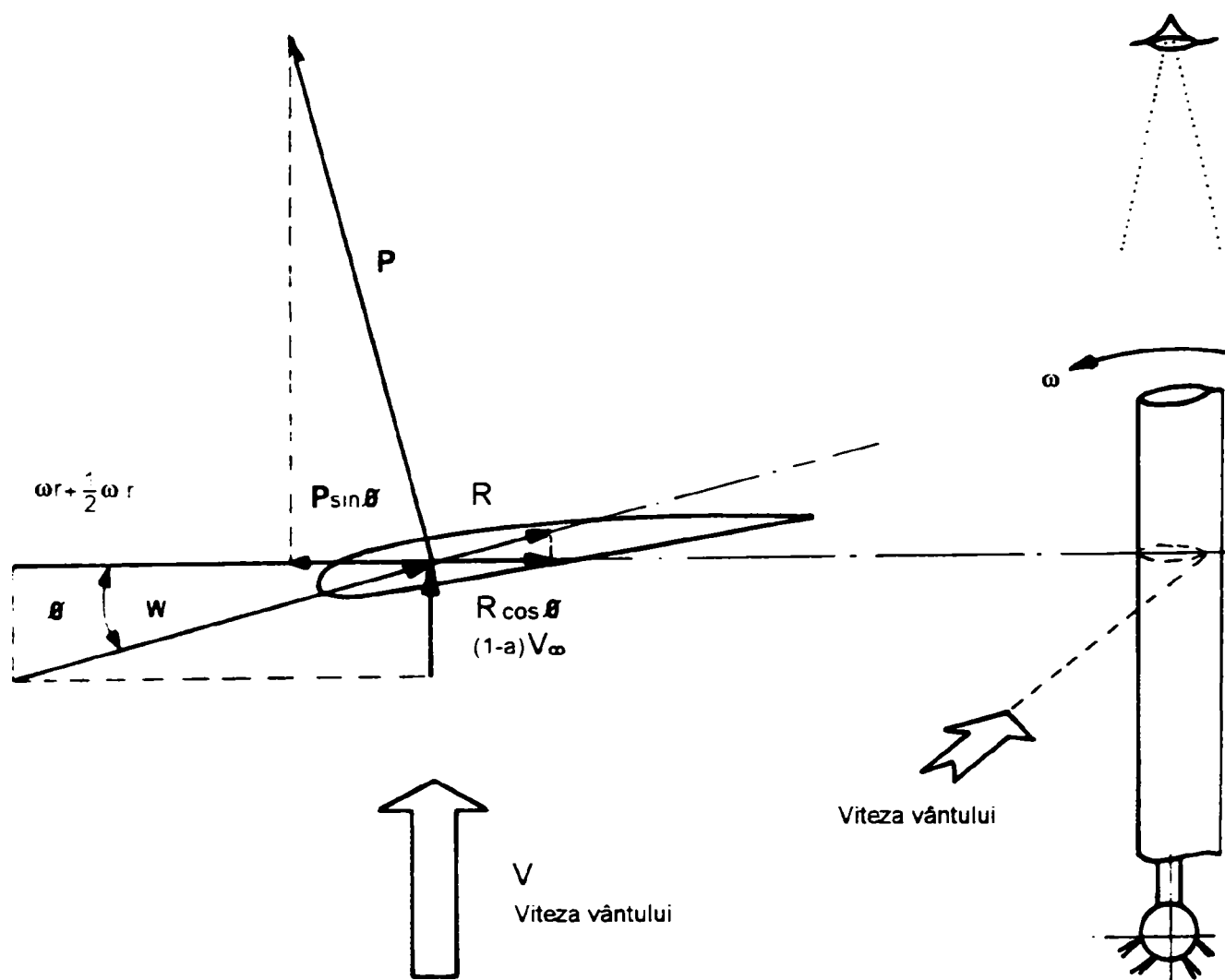


Fig. 12.30. Viteza relativă (aerodinamică) a curentului,  $W_r$ , privită într-o secțiune transversală a palei situată la o distanță  $r$  de la axa de rotație este suma vectorială a componentei în direcția vitezei vântului și a componentei în planul rotorului

#### 12.3.4. COEFICIENTUL DE PUTERE MAXIM

S-a arătat de către Betz (1926), cu o analiză simplă a impulsului axial, că valoarea maximă a coeficientului de putere pentru un rotor eolian cu ax orizontal este egală cu  $16/27$  (sau  $59.3\%$ ). Această valoare corespunde unui rotor eolian ideal cu un număr infinit de pale cu rezistența aerodinamică zero. În realitate există trei efecte care determină o reducere a coeficientului de putere și anume:

1. Rotația jetului de curent în spatele rotorului
2. Numărul finit de pale
3. Raportul  $C_x/C_z$  nu este zero

Apariția rotației jetului de curent în spatele rotorului se poate înțelege prin imaginarea unui rotor multipală în repaos plasat într-un curent de aer axial (fig. 12.31). Trecerea curentului printre palele rotorului determină palele să se miște spre stânga, dar curentul însuși este deviat spre dreapta (de fapt această deviație determină portanța). Rezultatul este o rotație a jetului de curent implicând pierderi suplimentare de energie cinetică și un coeficient de putere mai mic.

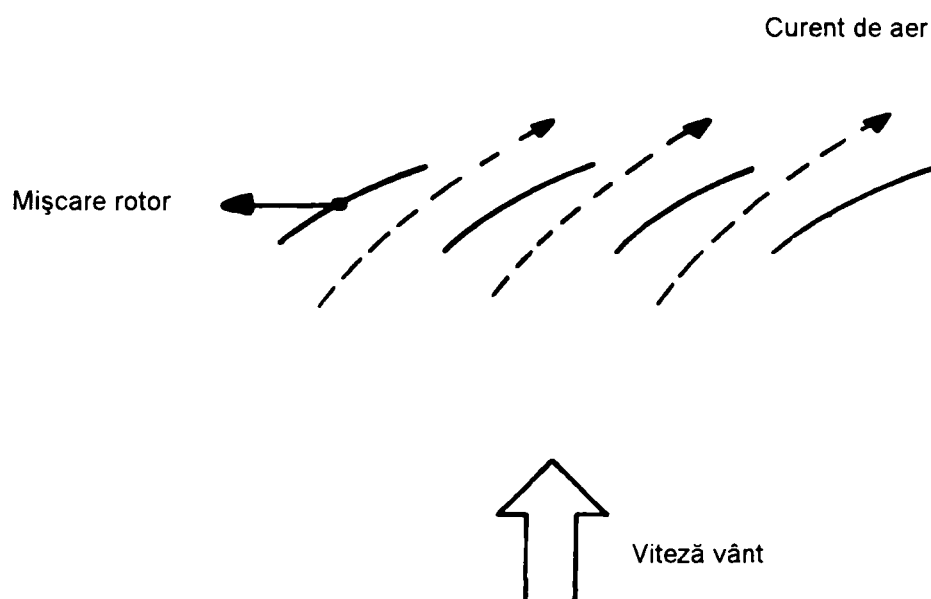


Fig. 12.31. Producerea rotației jetului de curent în spatele rotorului

Pentru rotoare eoliene cu rapoarte de viteză mai mari, cu pale mai puține și un unghi de curent  $\phi$  mai mic, efectul rotației jetului este mult mai mic. Pentru raporturi de viteză infinite va putea fi atins coeficientul Betz, ceea ce în realitate nu se va întâmpla datorită efectelor în discuție.

Un număr finit de pale, în loc de unul infinit, determină o reducere suplimentară de putere, în special la raporturi mici de viteze,  $\lambda$ . Acest lucru e cauzat de pierderea de presiune în jurul vârfului palei: presiunea mai mare pe partea inferioară a profilului și presiunea mai mică pe partea superioară sunt scurtcircuitate la capătul palei, determinând un curent transversal în jurul capătului palei, deci o scădere a diferenței de presiune de pe profil și o forță de portanță zero la capătul palei. Raportul lungime - lățime al palei influențează aceste pierderi. La creșterea acestui raport, pierderile de capăt scad. Pentru a calcula un rotor cu un raport de viteze dat se poate alege între mai multe pale cu lățime (coardă) mică, sau mai puține pale cu lățime mai mare. Rotorul cu mai puține pale va avea pierderi de capăt mai mari. Dacă coardele devin mai mici pentru valori  $\lambda$  mari, acest efect este totuși mic la funcționarea cu  $\lambda$  mari (fig. 12.32).

Ultimul efect este rezistența la înaintare a profilului, caracterizată prin finețea  $C_z/C_x$  a profilului. Aceasta determină reducerea coeficientului maxim de putere, care este proporțional cu  $\lambda$  și invers proporțional cu  $C_z/C_x$  (fig. 12.32). Trebuie precizat că aceste curbe nu sunt curbe  $C_p(\lambda)$ , ci curbe  $C_{p\max}(\lambda)$ . Ele reprezintă coeficientul de putere maxim atins pentru diferite valori  $\lambda$ , în funcție de numărul de pale și cu raportul  $C_z/C_x$  ca parametru.

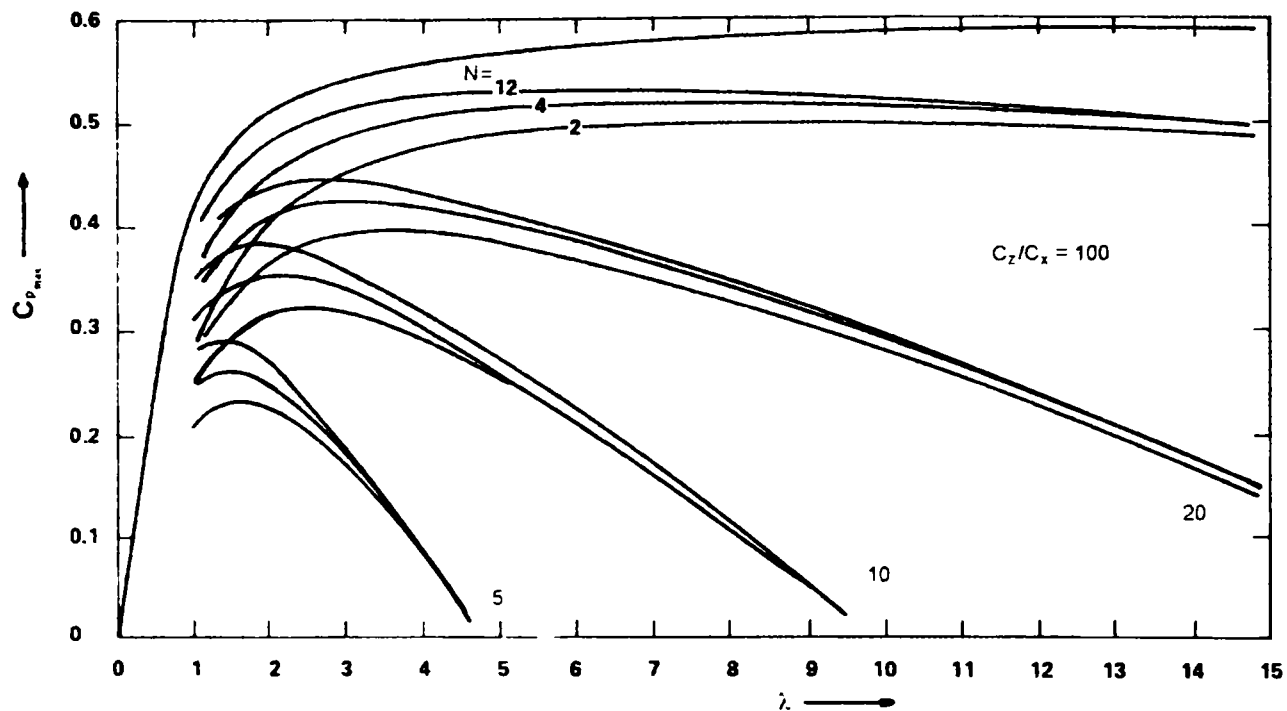
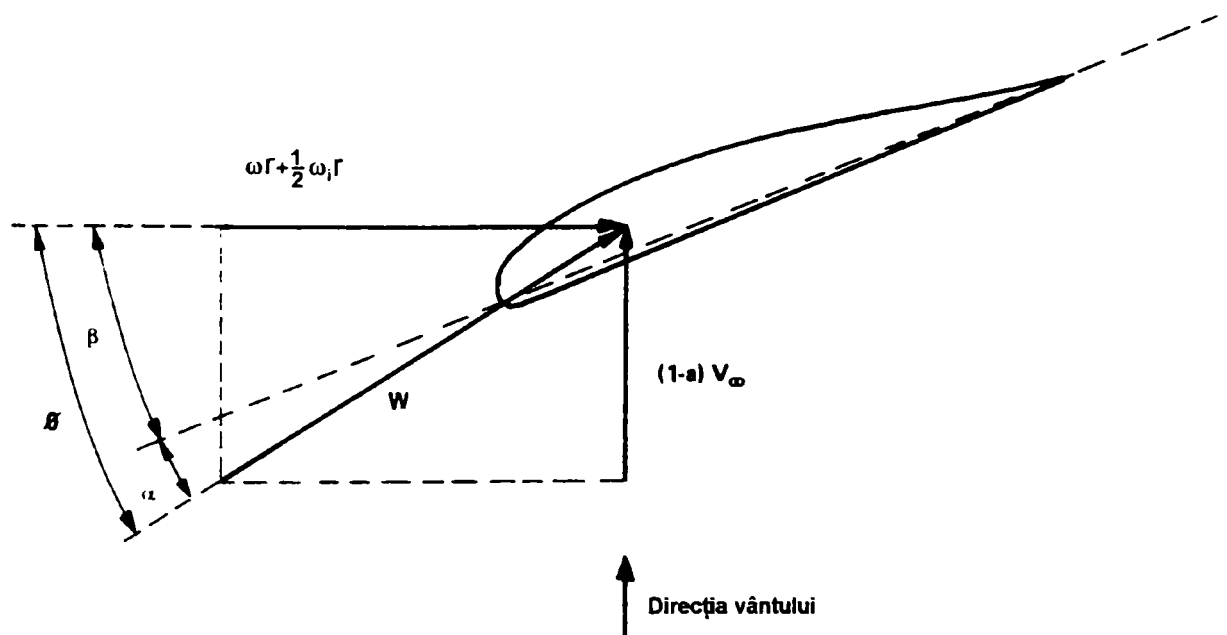


Fig. 12.32. Influența numărului de pale  $N$  și a raportului portanță/rezistență  $C_z/C_x$  asupra coeficientului de putere maxim atins pentru fiecare raport de viteză  $\lambda$

### 12.3.5. CALCULUL ROTORULUI CU AX ORIZONTAL

Calculul rotorului constă atât în găsirea valorilor pentru coarda  $C$ , cât și a unghiului de calare  $\beta$  (fig. 12.33) a palei, la un număr de poziții de-a lungul acesteia. Calculele ce urmează sunt valabile pentru un rotor funcționând la coeficientul său maxim de putere. Acestui regim de funcționare îi corespunde condiția de calcul a rotorului [277]. Valorile pentru  $\lambda$ ,  $C_z$  și  $\alpha$ , în această situație se referă la  $\lambda_c$ ,  $C_{zc}$  și  $\alpha_c$ .

Fig. 12.33. Unghiul de atac  $\alpha$  și unghiul de calare  $\beta$  ale palei unui rotor eolian





La început trebuie aleși următorii parametri:

**Rotor:**- R (raza)

- $\lambda_c$  (raportul de viteză de calcul)
- N (numărul de pale)

**Profil:**- $C_{zc}$  (coeficientul de portanță de calcul)

- $\alpha_c$  (unghiul de atac corespunzător)

Raza rotorului se calculează în funcție de necesarul de energie anuală E (sau într-o lună critică), cunoscând viteza medie a vântului și distribuția sa în amplasamentul ales.

O aproximație simplă pentru pompele eoliene este dată de relația [101]:

$$E = 0.1 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \bar{V}^3 \cdot T \quad [\text{Wh}] \quad (12.9)$$

Această aproximație este rezonabilă de vreme ce viteza vântului de calcul este egală cu viteza medie:  $V_c = \bar{V}$ . Pentru aerogeneratoare factorul 0.1 crește la 0.15, sau uneori la 0.2 (sau chiar mai mult pentru rotoare eficiente).

Alegerea valorilor pentru  $\lambda_c$  și N este mai mult sau mai puțin relativă; se recomandă valorile din tabelul 12.2

Tabelul 12.2

Indicații privind alegerea numărului de pale în funcție de raportul de viteză de calcul

$\lambda_c$	1	2	3	4	5 - 8	8 - 15
N	6 - 20	4 - 12	3 - 6	2 - 4	2 - 3	1 - 2

Tipul sarcinii va determina valoarea  $\lambda_c$ : pentru pompe eoliene cu piston  $1 < \lambda_c < 2$ , iar pentru aerogeneratoare  $4 < \lambda_c < 10$ .

Datele caracteristice ale profilului se iau din tabelul 12.1.

Coarda C și unghiul de calare  $\beta$  se calculează cu relațiile:

$$\text{Coarda: } C = \frac{8\pi r}{NC_{zc}} \cdot (1 - \cos \phi) \quad (12.10)$$

$$\text{Unghiul de calare: } \beta = \phi - \alpha \quad (12.11)$$

$$\text{Unghiul de curent: } \phi = \frac{2}{3} \arctg \frac{1}{\lambda_r} \quad (12.12)$$

$$\text{Raportul de viteză local de calcul: } \lambda_{rc} = \lambda_c \frac{r}{R} \quad (12.13)$$

Procedeeul de calcul va fi descris cu ajutorul unui exemplu, în acest caz al unui rotor proiectat de A. Kragten de la Eindhoven University of Technology, Olanda, ca parte a programului SWD [278]. Rotorul este proiectat pentru acționarea unei pompe cu piston cu dublu efect (fig. 12.30).

$$R = 1.37 \text{ m} ; \quad N = 6; \quad \lambda_c = 2;$$

$$\alpha_c = 4^\circ \text{ (cu tubul pe partea concavă)}$$

$$C_z = 1.1 \text{ (profil placă curbată, curbura 10\%)}$$

Procedeul este corect dacă se decide să se mențină coeficientul de portanță la valoarea constantă de  $C_{zc}$ . În acest caz rezultă coarda  $C$  și unghiul de calare  $\beta$  variabile. Dacă se dorește să se proiecteze o pală cu o coardă constantă (pentru simplificarea fabricației), atunci coeficientul de portanță va varia de-a lungul palei. Se vor analiza trei posibilități, ținând cont că mai există și alte numeroase posibilități.

### A. Coeficient de portanță constant

Procedeul constă în calcularea coardei  $C$  și a unghiului de calare  $\beta$  la un număr de poziții de-a lungul palei, fiecare la o distanță  $r$  de la axa rotorului, având un raport de viteză local de calcul  $\lambda_{rc}$ . În acest caz s-au ales patru poziții și pentru fiecare poziție s-au calculat parametri caracteristici cu formulele (12.10 ... 12.13), prezentate în tabelul 12.3 și figura 12.34.

Tabelul 12.3.

Calculul coardei și unghiului de calare pentru un rotor  
cu șase pale,  $\phi$  2.74 m cu un coeficient de portanță constant,  $C_{zc} = 1.1$

Poz.	$r$ (m)	$r/R$	$\lambda_{rc} =$ $\lambda(r/R)$	$\phi^\circ =$ $(2/3)\arctg$ $1/\lambda_r$	$\alpha^\circ_c$	$\beta = \phi - \alpha$	$C(m) =$ $(8\pi r/NC_z) \times$ $(1 - \cos\phi)$
1	0.34	0.248	0.5	42.3	4	38.3	0.337
2	0.68	0.496	1.0	30.0	4	26.0	0.347
3	1.03	0.75	1.5	22.5	4	18.5	0.298
4	1.37	1.0	2	17.7	4	13.7	0.247

În figura 12.34 se poate vedea variația continuă a coardei de -a lungul palei.

De asemenea, unghiul de calare variază, iar torsionarea nu variază liniar de-a lungul palei. Ambii factori îngreunează fabricarea palei și este normal să se găsească modalități de abatere de la această formă fără a sacrifica prea mult performanța. Un mod de rezolvare a problemei este pala cu coarda constantă.

### B. Coardă constantă

Privind formula 12.10., se poate vedea că pentru  $C = \text{constant}$ , coeficientul de portanță corespunzător diferitelor poziții de-a lungul palei variază:

$$C_z = \frac{8\pi r}{NC} \cdot (1 - \cos\phi) \quad (12.14)$$

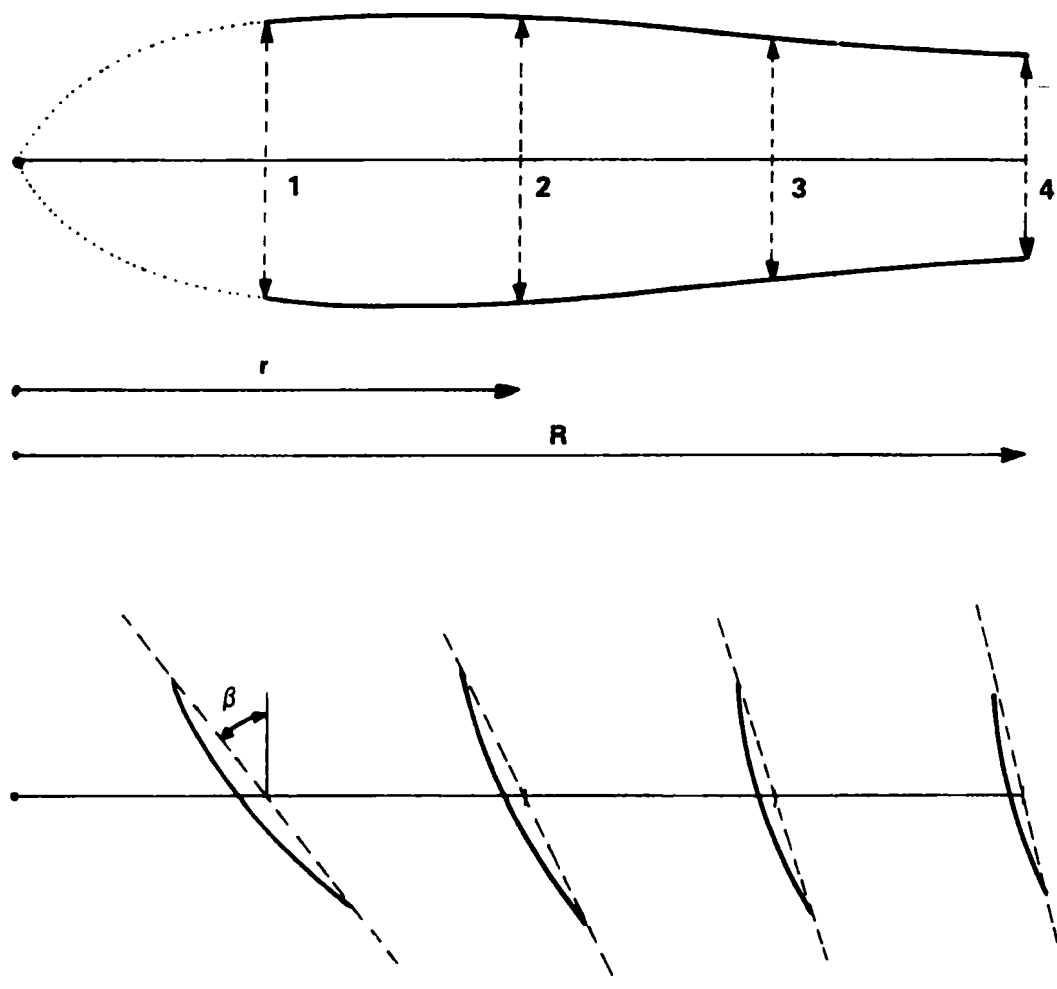


Fig. 12.34. Forma palei și unghiurile de calare în patru poziții de-a lungul palei

Din cauză că variațiile coeficientului de portanță pot fi realizate prin variația unghiului de atac, este necesară o relație în plus pe lângă setul de patru ecuații (12.10 - 12.13). Relația este:

$$C_z = C_z(\alpha) \quad (12.15)$$

Graficul  $C_z(\alpha)$  pentru profilul din exemplul analizat, este reprezentat în fig. 12.35.

#### a. Coardă constantă cu torsionare

Expresia analitică a funcției  $C_z = f(\alpha)$  în porțiunea liniară:

$$C_z = C_{z_0} + \frac{dC_z}{d\alpha} \alpha \quad (12.16)$$

$C_{z_0}$  - valoarea  $C_z$  pentru  $\alpha = 0$ .

Pentru valori mici  $\alpha$ , mai mici ca  $\alpha_{C_{z_{\max}}}$ , relația (12.16) este aplicabilă profilelor uzuale.

Se notează:

$$C_z = \frac{dC_z}{d\alpha} \quad (12.17)$$

Se exprimă  $\alpha$  din (12.16) cu (12.17):

$$\alpha = \frac{C_z - C_{z_0}}{C_z} \quad (12.18)$$

Unghiul de calare, relația (12.11)

$\beta = \phi - \alpha$  (între planul de rotire și coarda profilului fig.12.33)

Din relația (12.10):

$$C_z = \frac{8\pi r}{NC} (1 - \cos\phi)$$

și înlocuind în relația (12.18) și (12.11)

$$\beta = \phi - \frac{\frac{8\pi r}{NC} (1 - \cos\phi) - C_{z_0}}{C_z} \quad (12.19)$$

înlocuind  $r = \frac{R}{\lambda} \lambda_r$

$$\beta = \phi - \frac{8\pi R}{NC\lambda C_z} \frac{1 - \cos\phi}{\operatorname{tg} \frac{2}{3}\phi} + \frac{C_{z_0}}{C_z} \quad (12.20)$$

pentru unghiuri  $\phi$  mici:

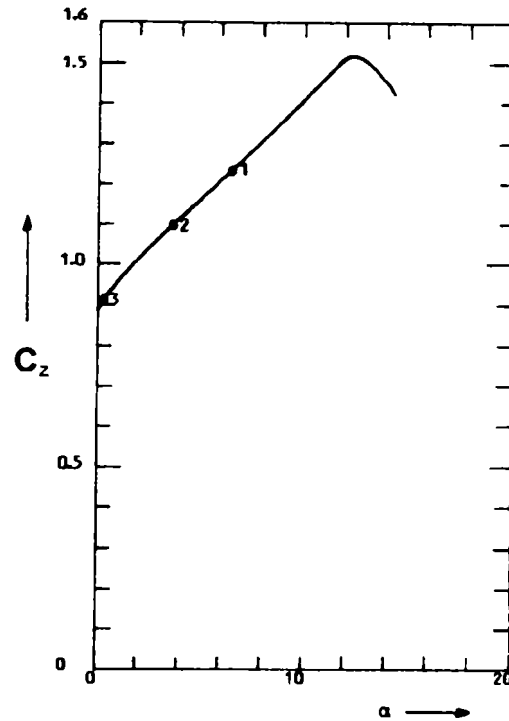
$$\frac{1 - \cos\phi}{\operatorname{tg} \frac{3}{2}\phi} = \frac{1 - \left(1 - \frac{1}{2}\phi^2 + \frac{1}{24}\phi^4 + \dots\right)}{\frac{3}{2}\phi + \frac{27}{24}\phi^3 + \dots} = \frac{1}{3}\phi$$

relația (12.20) devine:

$$\beta = \phi - \frac{8\pi R}{NC\lambda C_z} \frac{1}{3}\phi + \frac{C_{z_0}}{C_z} \quad (12.21)$$

În cazul exemplificat, dimensiunile palei au fost determinate dintr-o tablă de colii de tablă: 6 pale au fost tăiate dintr-o tablă de  $1 \times 2$  m cu o pierdere minimă. Ca rezultat, pala necurbată are dimensiunile de  $0,333 \times 1$  m și pala curbată (curbură 10%) are o coardă de 0,324 m.

Fig. 12.35. Coeficientul de portanță pentru o placă curbată (curbură 10%) cu tubul pe partea concavă



Pozițiile alese pentru calcul sunt pozițiile a trei bare pentru fixarea palei de tub și sunt prezentate în tabelul 12.4.

Tabelul 12.4.

Calculul coeficientului de portanță a unghiurilor  $\alpha$  și  $\beta$  pentru pala cu coardă constantă a rotorului SWD 2740 cu șase pale.  $M=6$ ,  $C=0,324$

Poz	r(m)	r/R	$\lambda_{rc}$	$\phi^\circ$	C(m)	$C_z = \frac{8\pi r}{6 \times 0,324} \times (1 - \cos\phi)$	$\alpha^\circ = \frac{C_z - 0,9}{0,051}$	$\beta = \phi - \alpha$	$\beta$ ales
1	0,50	0,36	0,73	35,9	0,324	1,23	6,4	29,5	27
2	0,86	0,63	1,26	25,7	0,324	1,10	3,6	22,1	23
3	1,22	0,89	1,78	19,6	0,324	0,91	0,2	19,3	19
4	1,37	1	2						

Forma finală a palei este prezentată în fig. 12.36.

În tabelul 12.4 se poate observa că unghiul de calare ales diferă de unghiul teoretic. Aceasta este din cauză că este foarte dificil de realizat o pală din placă curbată cu o torsionare neliniară. Astfel, pornind de la unghiul corect aproape de vârf, este necesară o soluție bună de compromis pentru a păstra aceeași modificare în unghi între pozițiile 1 și 2 și între pozițiile 2 și 3. De asemenea, s-au ales numere întregi pentru valorile unghiurilor de calare.

Performanța rotorului cu coardă constantă a fost măsurată pe un rotor model micșorat la scară la  $\phi=1,5$  m și testat la ieșirea unui tunel aerodinamic  $\phi=2,2$  m deschis. Curba  $C_p(\lambda)$  este reprezentată în fig. 12.37.

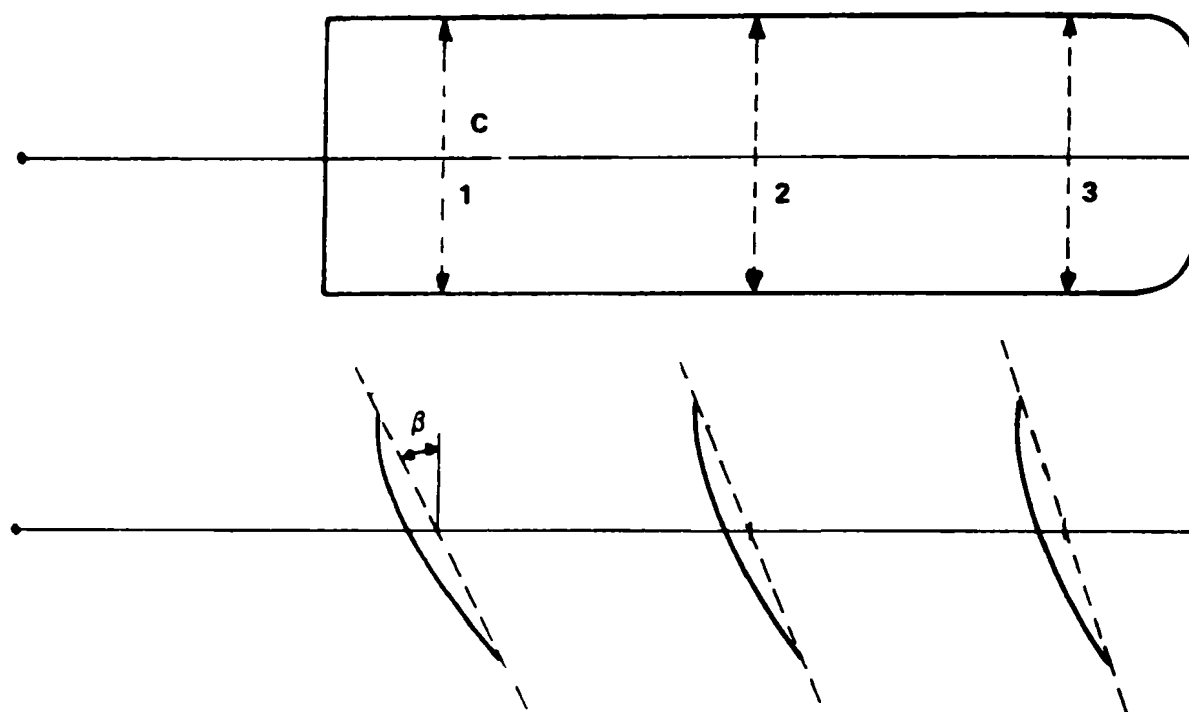


Fig. 12.36. Forma palei și unghiurile de calare pentru o pală a rotorului eolian cu șase pale

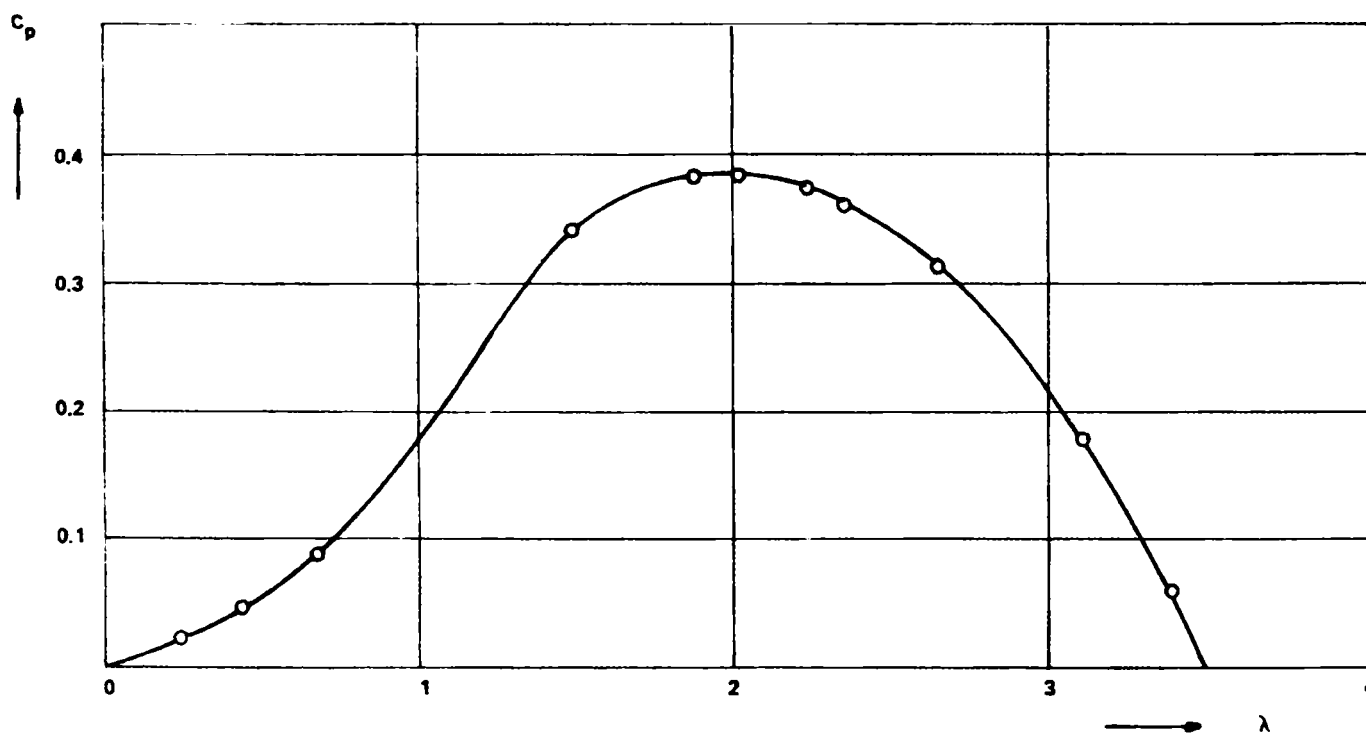


Fig. 12.37. Curba  $C_p(\lambda)$  a rotorului SWD 2740 cu  $\phi=2,74$  m cu șase pale, cu profil placă curbată

**b. Coardă constantă fără torsionare**

În relația (12.21) dacă:

$$\frac{8\pi R}{NC\lambda C_z} = 3 \quad (12.22)$$

atunci

$$\beta = \frac{C_{z_0}}{C_z} \text{ (radiani) constant} \quad (12.23)$$

Exemplu:

Pentru profilul NACA 4412:

$$C_z = \frac{1,0}{10^0} = \frac{1,0}{0,175 \text{radiani}} = 5,73$$

și  $C_{z_0} = 0,4$ 

Unghiul de calare:

$$\beta = \frac{C_{z_0}}{C_z} = \frac{0,4}{5,73} = 0,0698 \text{rad}$$

$$0,0698 \text{rad} \frac{180}{\pi} = 4^{\circ}$$

$$\text{și } \frac{R}{NC\lambda} = \frac{3C_z}{8\pi} = \frac{3 \times 5,73}{8\pi} = 0,68$$

$$C = \frac{R}{N\lambda 0,68} \text{ pentru } R=2\text{m}; N=3; \lambda=6$$

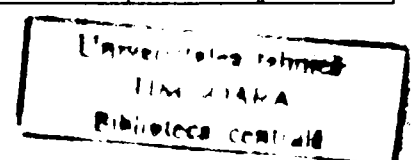
$$C = \frac{2}{3 \cdot 6 \cdot 0,68} = 0,16\text{m}$$

$$\lambda=6, R=2 \text{ m}, N=3, \text{NACA 4412}, \frac{C_z}{C_x} = 66 = R_{\max}$$

Tabelul 12.5

Poziția	r(m)	r/R	$\lambda_r = \lambda \cdot r/R$	$\phi = \frac{2}{3} \arctg \frac{1}{\lambda_r}$	IDEAL		CAZURI PARTICULARE			
					$C_z=1$		$C=0,16 \text{ m}$			
					$\alpha=6^{\circ}$		Torsionat $\beta$ variabil			Netorsionat $\beta=4^{\circ}$
					$\beta^{\circ}$	C(m)	$C_z$	$\alpha^{\circ}$	$\beta^{\circ} = \phi - \alpha$	$\alpha^{\circ} = \phi - \beta$
1	0,4	0,2	1,2	26,53	20,5	0,353	2,2	10,03	16,5	22,53*
2	0,8	0,4	2,4	15,07	9,1	0,231	1,44	9,97	5,1	11,07
3	1,2	0,6	3,6	10,34	4,3	0,164	1,02	6,24	4,1	6,34
4	1,6	0,8	4,8	7,84	1,8	0,125	0,78	3,84	4,0	3,84
5	2,0	1,0	6,0	6,3	0,3	0,101	0,63	2,3	4,0	2,3

\* desprindere aerodinamică



Pentru calcule mai precise:

$$\phi = \arctg \frac{1-a}{(1+a')\lambda r}$$

Pentru valorile  $a$  și  $a'$  în funcție de  $R$  și  $\lambda_r$  vezi [279]

## 12.4. EXEMPLE DE ROTOARE EOLIENE OPTIMIZATE

În urma activității de cercetare-dezvoltare unele firme specializate au dezvoltat noi configurații de rotoare pentru pompe eoliene. Aceste rotoare, comparate cu rotoarele comerciale prezintă următoarele avantaje:

- masă mai redusă la aceleași diametru;
- randament aerodinamic mai bun;
- construcția simplă permite fabricarea locală;
- costuri de fabricație mai mici.

În fig.12.38 este reprezentat rotorul dezvoltat de firma ITDG din Anglia în anul 1976 [280]. Butucul multifuncțional al rotorului este astfel proiectat încât să poată susține un număr variabil de pale montate în consolă.

În versiunea semilentă destinată pentru pompare la mică înălțime, în butuc sunt montate șase pale cu profil aerodinamic, cu înveliș din tablă de aluminiu care îmbracă un longeron tubular localizat la 1/3 din coardă și este nituit la bordul de fugă. Cavitățile interioare sunt multipală cu poliuretan expandat pentru mărirea rigidității învelișului. Palele sunt torsionate pentru obținerea unui cuplu de demarare adecvat.

În versiunea lentă destinată pomparei apei de la adâncime mare, dintr-un puț forat, în butuc sunt montate 24 de pale din tablă de aluminiu curbată și torsionată fixată pe un longeron tubular ușor conic din oțel.

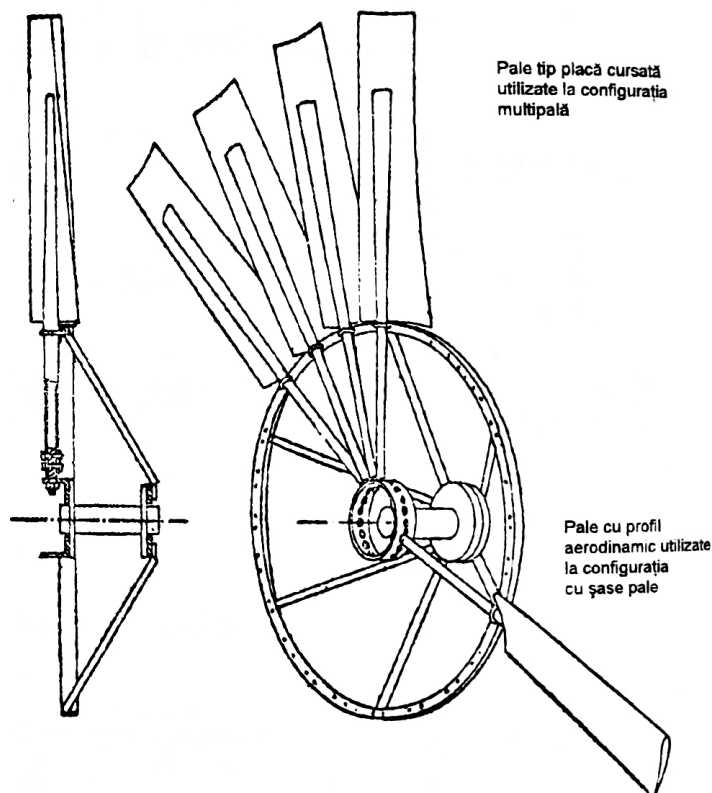


Fig. 12.38 Rotorul ITDG - Anglia

Rotorul este situat în amonte de stâlp, orientarea în direcția vântului se face cu o derivă cu profil aerodinamic (Fig.4.2), protecția la furtună se realizează prin pivotarea derivei sub acțiunea momentului produs de rotorul montat escentric, forța de readucere la poziția este dezvoltată de un arc de întindere.



În fig.12.39 este reprezentat rotorul proiectat la Universitatea Tehnică Eindhoven - Grupul pentru Energia Vântului - Catedra de Fizică, cu patronajul CWD (SWD) Amersfort din Olanda [2]. Rotorul se poate realiza în două versiuni: cu 6 sau cu 8 pale. Palele cu profil placă curbă sunt fixate pe câte un longeron tubular prin intermediul unor nervuri profilate din oțel corier. Palele cu coarda constatntă sunt tensionate și sunt montate în consolă în butuc. Rotorul este montat centric, protecția la furtună realizându-se cu o derivă auxiliară. Readucerea derivei în poziția de lucru se face prin pivotul înclinat al acesteia.

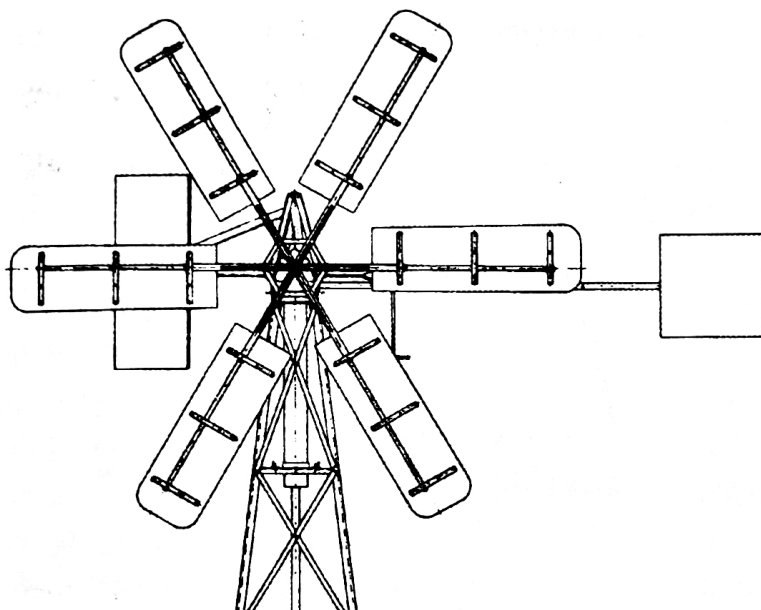


Fig.12.39. Rotorul SWD Olanda

m cu autoorientare are cinci pale din aluminiu formate la rece cu profil placă curbă și nu are dispozitiv de siguranță la furtună. Palele netorsionate, cu coarda de 340 mm și unghiul de instalare de  $21^\circ$  sunt montate în consolă simplu fără rigidizări (fig.12.40).



Fig.12.40 Pompa eoliană Gaviotas MV2E

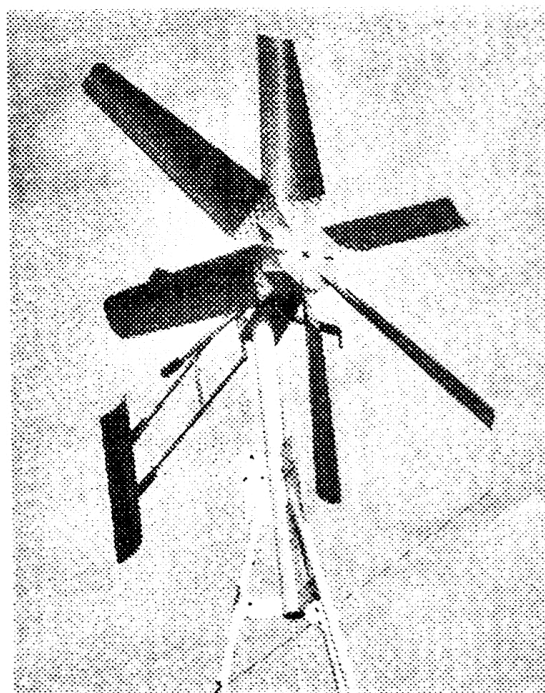


Fig.12.41 Pompa eoliană tip BM2

Un exemplu de reușită în dezvoltarea pompelor eoliene este tipul Gaviotas MV2E realizat de fundația de cercetare Gaviotas din Columbia - America de Sud - cu ajutor financiar de la Națiunile Unite [21]. Această realizare este rodul a nouă ani de cercetare în colaborare cu Universitatea Reading din Anglia. Succesul acestui produs se dovedește și prin faptul că în perioada 1979-1991 s-au fabricat cca.8000 de bucăți.

Rotorul cu diametrul de 2

Pompa de apă este de tipul cu piston cu dublu efect, diferențial. La turații mari funcționează în regim inerțial.

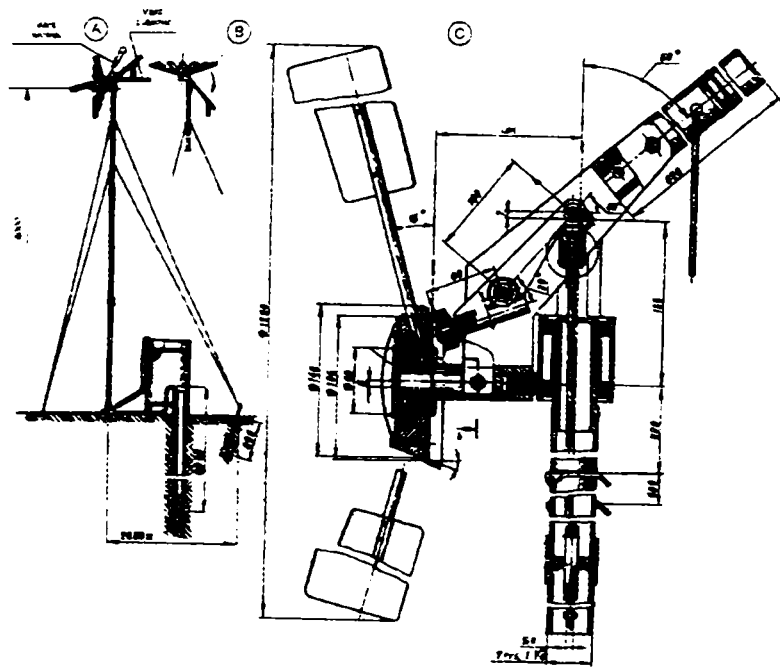
Rotorul din fig.12.41 cu șase pale profil placă curbă cu coardă variabilă liniar pe rază, cu torsionare și pas fix, montate în consolă a fost optimizat și proiectat la Catedra de Aerodinamică a Universității Tehnice din Budapesta [282]. Orientarea se face cu derivă articulată, protecția este realizată prin montarea excentrică a rotorului.

Din păcate, transmisia și pompa n-au fost optimizate.

Rotorul multipal din fig.12.42 se caracterizează prin sistemul de siguranță la vânturi excesive, prin basculare (fig.4.18).

Fig.12.42 Rotorul pompei eoliene TM1,2

- A - poziție de funcționare;
- B - poziție oprit manual;
- C - detalii constructive.



Cele 12 pale din tablă de duraluminiu curbată sunt fixate pe câte o tijă rotundă de oțel și montate în consolă într-un butuc, formând un unghi de conicitate. Masa rotorului este echilibrată cu o contragreutate reglabilă care se ajustează la valoarea vitezei vântului nominală și maximă de funcționare [283].

În anul 1990 s-a realizat și testat pompa TM1,2 construită după acest principiu constructiv cu diamterul de 1,2 m la LCUEV Brașov. Cu acea ocazie s-a constatat viabilitatea soluției constructive a rotorului. Adaptarea pompei nu s-a realizat din motive financiare.

În cele ce urmează voi prezenta câteva tipuri de rotoare eoliene rapide care se pretează la agregare cu pompe volumice cu caracteristică adaptată. Aceste rotoare performante sunt în producția curentă a unor forme și se utilizează la aerogeneratoare.

Rotorul tripal cu pale din plastic profilate aerodinamic, torsionate, cu pas fix, cu frână aerodinamică cu aripioare de capăt



Fig.12.43 Aerogeneratorul "electromat"

activate centrifugal este orientat cu un dispozitiv cu rozetă de vânt (fig.12.43). Frâna disc acționată servomecanic reprezintă sistemul de protecție suplimentar. La diametrul rotorului de 10,5 m ca aerogenerator, puterea de 25 kW la viteza vântului de 11 m/s [284].

O soluție constructivă mai rar utilizată dar foarte utilă în cazul pompelor eoliene este reprezentată în fig.12.44.

Fig.12.44 Aerogeneratorul Whirl Wind. ⇨

Rotorul bipal cu pale din lemn stratificat, acoperite cu rășină epoxidică, cu profil aerodinamic FX-66 modificat, cu pas fix este orientat în direcția vântului cu un servocamion cu rozetă de vânt. Este interesantă soluția constructivă a rozetei de vânt care este orientată cu o miniderivă articulată. La vânturi excesive, unghiul de  $90^\circ$  dintre axa orizontală de rotație a rozetei și a rotorului se micșorează având ca efect scoaterea rotorului din vânt. Rotorul se execută în trei variante cu diametrele de 3,7 m, 4,9 m și 7,3 m, respectiv pentru puterile de: 2 kW, 4 kW și 10 kW ca aerogenerator [7].

Rotorul monopala pare o soluție tehnico-constructivă prea îndrăzănită pentru o pompă eoliană cu transmisie mecanică și pompă volumică, dar este viabilă dacă caracteristica pompei este adaptată și prezintă unele avantaje (fig.12.45).

Pala rotorului, din lemn stratificat cu coardă constantă, netorsionată cu profilul aerodinamic NACA 4415 este cu pas variabil.

Protecția se realizează prin modificarea pasului centrifugal și scoaterea rotorului din vânt cu un servomecanism electromecanic. Rotorul cu diametrul de 5,3 m demarează la 2,5 m/s (în gol) și debitează energie de la 5 m/s realizând 3,6 kW la 12 m/s ca aerogenerator [286].

Prin înlocuirea servomecanismului de orientare electro-mecanic cu un dispozitiv de orientare cu rozetă de vânt, asemănător cu cel prezentat anterior, acest tip de rotor, se pretează pentru antrenarea pompelor în regiunile cu furtuni frecvente. Aceasta, deoarece la scoaterea rotorului din vânt, pala va avea o poziție orizontală, în direcția vântului, ca o derivă. Solicitățile din vânt în

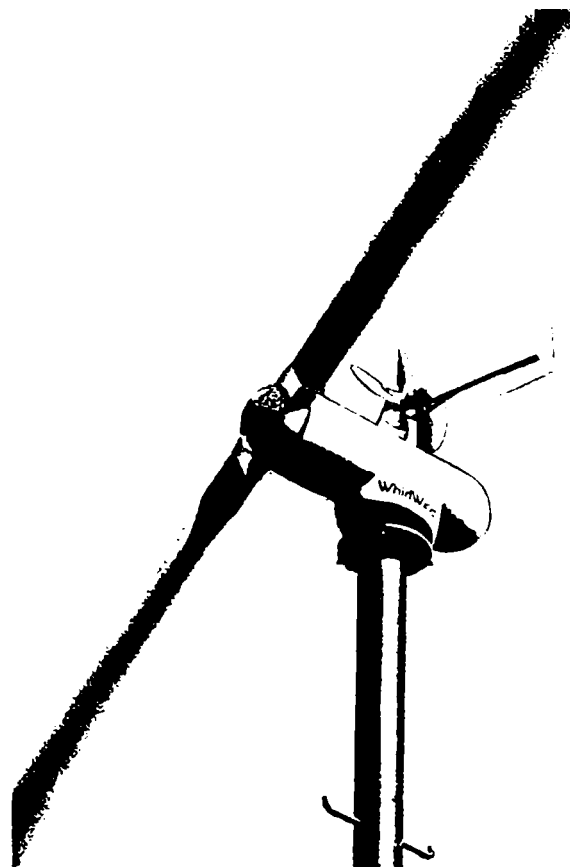


Fig.12.45 Aerogeneratorul MP5

această poziție (scos din vânt) sunt mult mai reduse decât la rotorul cu două sau mai multe pale. Pala netorsionată cu coarda constantă se pretează la tehnologiile de fabricație în masă ca: extinderea din aluminiu sau frezarea prin copiere din lemn.

În anexa B sunt prezentate caracteristicile tehnice și de performanță ale unor pompe eoliene comerciale.

## 12.5 OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A POMPELOR EOLIENE ÎN FUNCȚIE DE TIPUL ROTORULUI EOLIAN

În tabelul 12.6 sunt rezumate soluțiile constructive optime pe principalele subsansambluri în funcție de tipul rotorului eolian.

Tabelul 12.6

Criterii	Tip rotor	Lent		Semilent	Rapid
		1	2	3	4
1. Poziție ax		0	V	0	0
2. Număr pale		18-24	2-3	5-8	1-3
3. Profil pală		- placă curbată - aripă $\Delta$ pentru N>24 (rotor paletat pe contur)	Placă curbată	Placă curbată	profil aerodinamic performant (NACA sau FX)
4. Orientare					
Pasivă	derivă	X	-	X	X
	autoorientată	X	-	X	X
Activă	rozetă	X	-	-	X
5. Protecție					
5.1 - supraturare (lipsă sarcină)					
- centrifugal (modificare unghi calare		-	-	-	X
- pală sau					
- capăt pală)					
5.2 - furtună					
a) Mecanism de scoatere din vânt					
- pasiv	- cu derivă supli-mentară	X	-	X	X
	- prin montarea excentrică a rotorului	X	-	X	X
	- prin basculare	X	-	X	X
- activ	cu rozetă cu derivă	X	-	-	X
b) Mecanism de readucere a incidenței					
- aerodinamică					
(pale cu vele, pale pivotante)		X	-	X	-

1	2		3	4
6. Pompă				
6.1 Volumică				
a) alternativă cu				
- simplu efect	X	-	-	-
- cu echilibrare	X	X	-	-
- dublu efect	X	X	X	-
- cu măsuri de ușurare a pomirii*	X	X	X	-*
- cu variator de cursă				
b) rotativă	X	X	X*	X*
- elevator hidraulic				
- cu șurub	X	-	X	-
▪ cu variator de turație*	-	X	-	-
6.2 Turbopompă	X	X	X*	X*
	-	-	-	X**

\* soluție constructivă recomandată

0 - orizontal; V - vertical (Savonius, Filipinez)

\*\* numai dacă înălțimea de pompare este foarte mică (pentru circulație, agitare, aerare, transvazare, desecări)

Se poate afirma că actualmente se extinde utilizarea rotoarelor semilente.

## Capitolul 13

### MĂRIREA COMPETITIVITĂȚII POMPELOR EOLIENE PRIN FABRICAȚIE LOCALĂ

Tehnologia de conversie a energiei vântului pentru pompare a fost dezvoltată și aplicată economic în multe țări de-a lungul mai multor ani.

S-au întocmit o serie de studii pentru evaluarea folosirii pompelor eoliene în diferite țări. În unele cazuri pompele eoliene au fost importate din America sau Europa, dar în cele mai multe cazuri n-au reușit să se impună. Factorii care au împiedicat răspândirea lor pe scară mare ar fi următoarele:

- costul investiției pompelor eoliene importante este mare în comparație cu cel al motopompelor;
- cheltuielile de transport sunt mari pentru pompele eoliene datorită dimensiunilor și greutății muncii;
- pompele eoliene nu sunt destul de bine oferite, iar experții pentru instalarea lor sunt puțini sau inexistenți.

Fabricarea locală ar putea rezolva multe dintre aceste probleme, dar majoritatea proiectelor existente sunt depășite și neadecvate pentru producția la scară mică, majoritatea producătorilor nu au experți pentru elaborarea unor proiecte viabile proprii.

Este necesară elaborarea unor proiecte de pompe eoliene sigure, durabile, eficiente și moderne, care să fie competitive cu proiectele tradiționale ca tehnicitate și performanțe, destinate în mod special pentru producție pe scară mică de către industriile locale. La elaborarea unui asemenea proiect trebuie luate în considerare o serie de necesități și condiții. În fig.13.1 sunt reprezentate etapele de proiectare și interdependențele dintre acestea. Într-un studiu de implementare [287] s-au comparat caracteristicile mai multor pompe eoliene cu privire la preț și performanțe. În fig.13.2 se observă avantajul fabricării locale a unui tip mai evoluat de pompă.

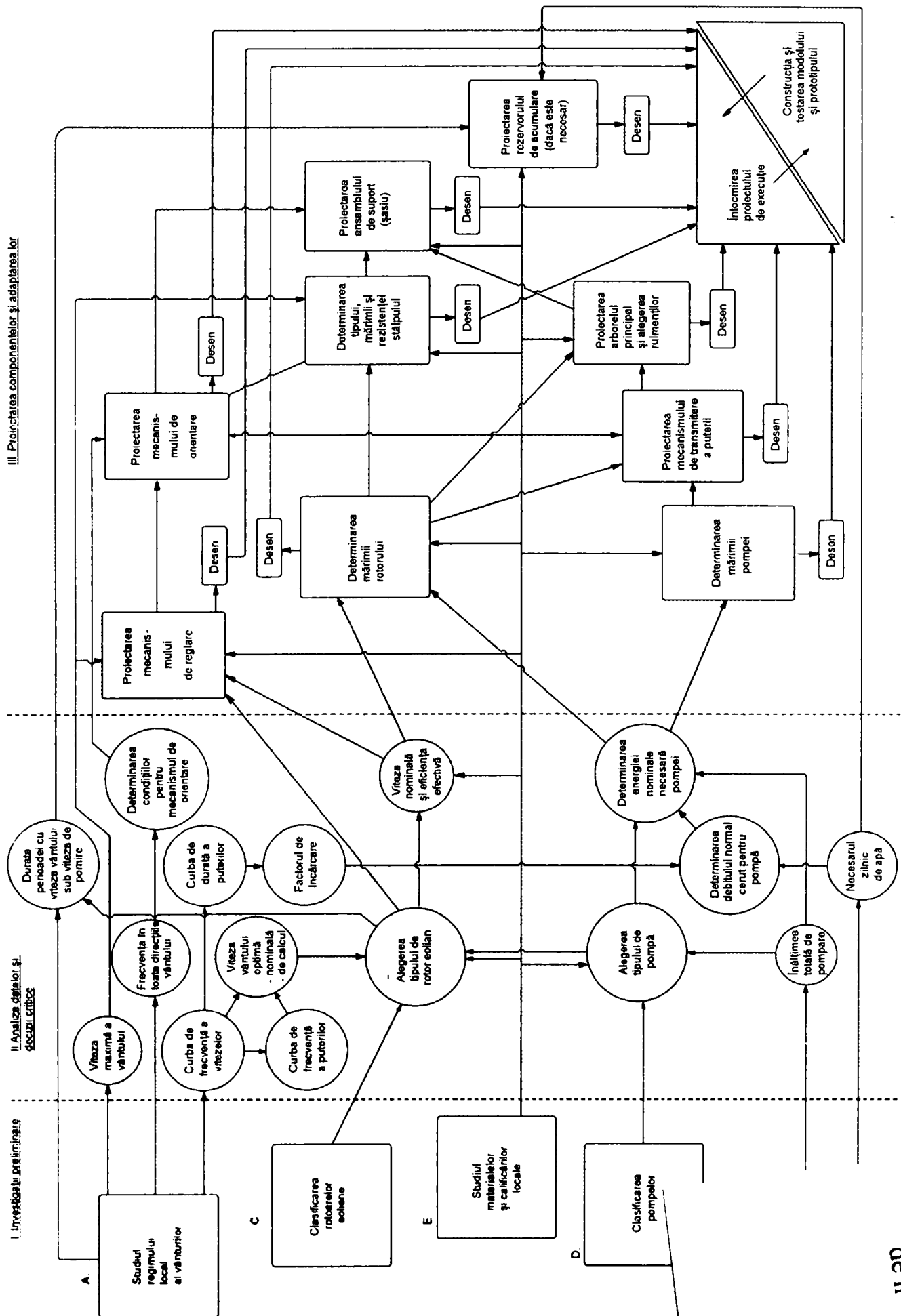


Fig. 13.1. Programul logic secvențial pentru proiectarea pompei eoliene

(redney)

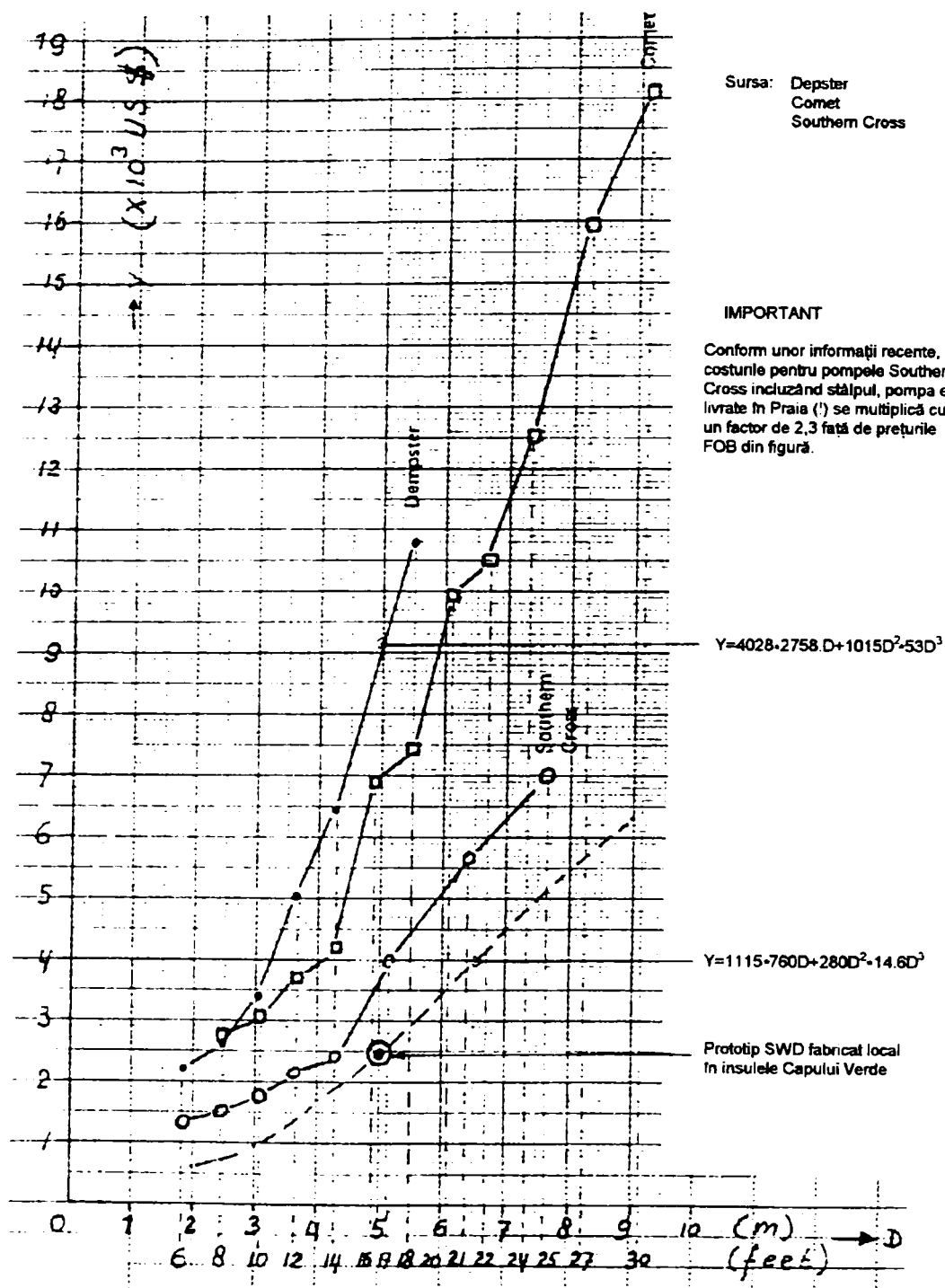


Fig 13.2. Prețurile pompelor eoliene tip “American” în \$ SUA (curs 1980)  
 Costul include: rotorul+capul, tâlpul de ~12m, pompa și tija pompei  
 exclude țevile galvanizate, fundația, instalarea și taxele  
 Toate prețurile: FOB (livrare franco bord navă)

Performanțele pompelor eoliene comerciale sunt destul de modeste (fig.13.3) și de multe ori datele furnizate de producător nu sunt suficiente sau nu sunt credibile.



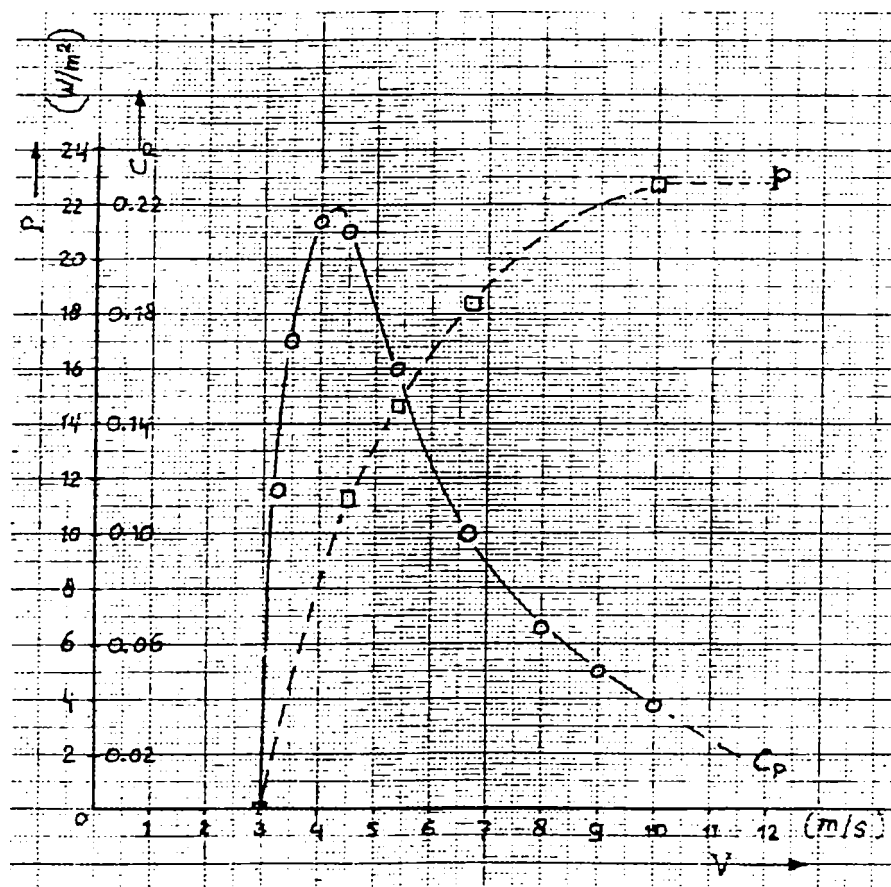


Fig. 13.3. Curbele caracteristice  $P(V_\infty)$  și  $C_p(V_\infty)$  pentru pompele eoliene Dempster, conform tabelor fabricantului

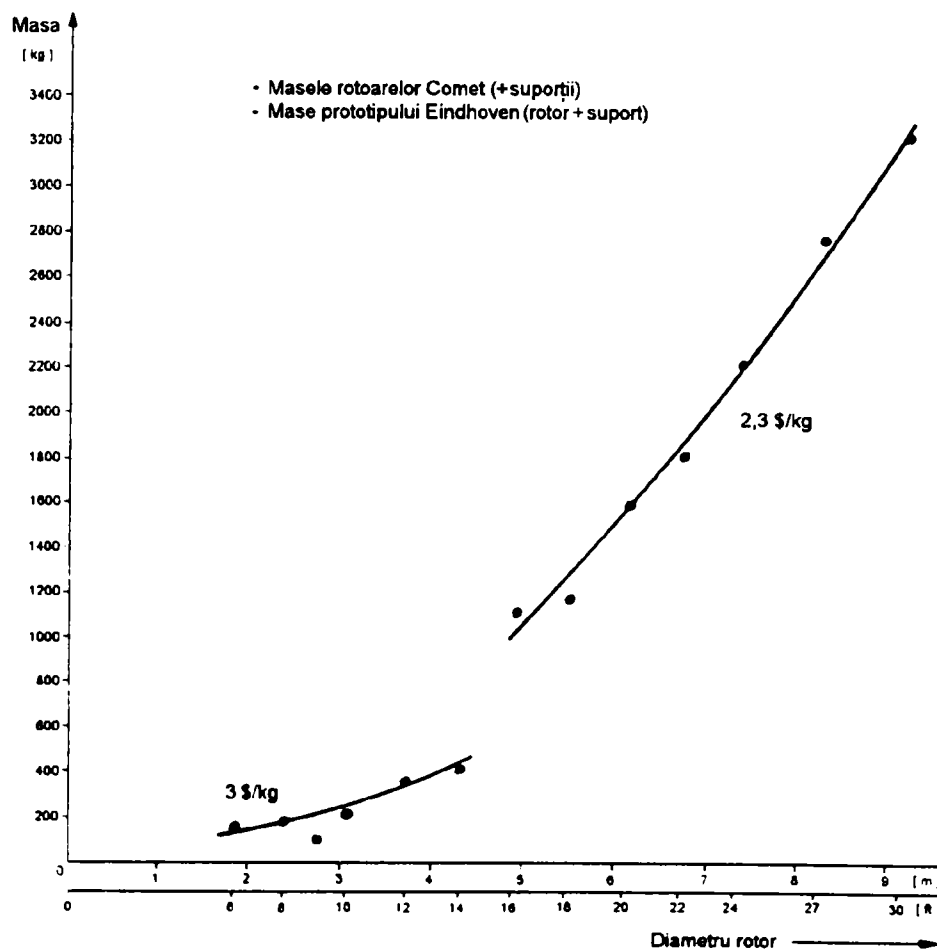


Fig. 13.4. Masele rotoarelor (+suportii de rotor) și prețurile specifice (FOB Sidney)

Conform unui studiu de fezabilitate pentru Tanzania [288] în figurile 13.4 și 13.5 sunt reprezentate variațiile de preț specific și de masă în funcție de diametrul rotorului pentru rotor respectiv pentru stâlp fără includerea prețului de transport.

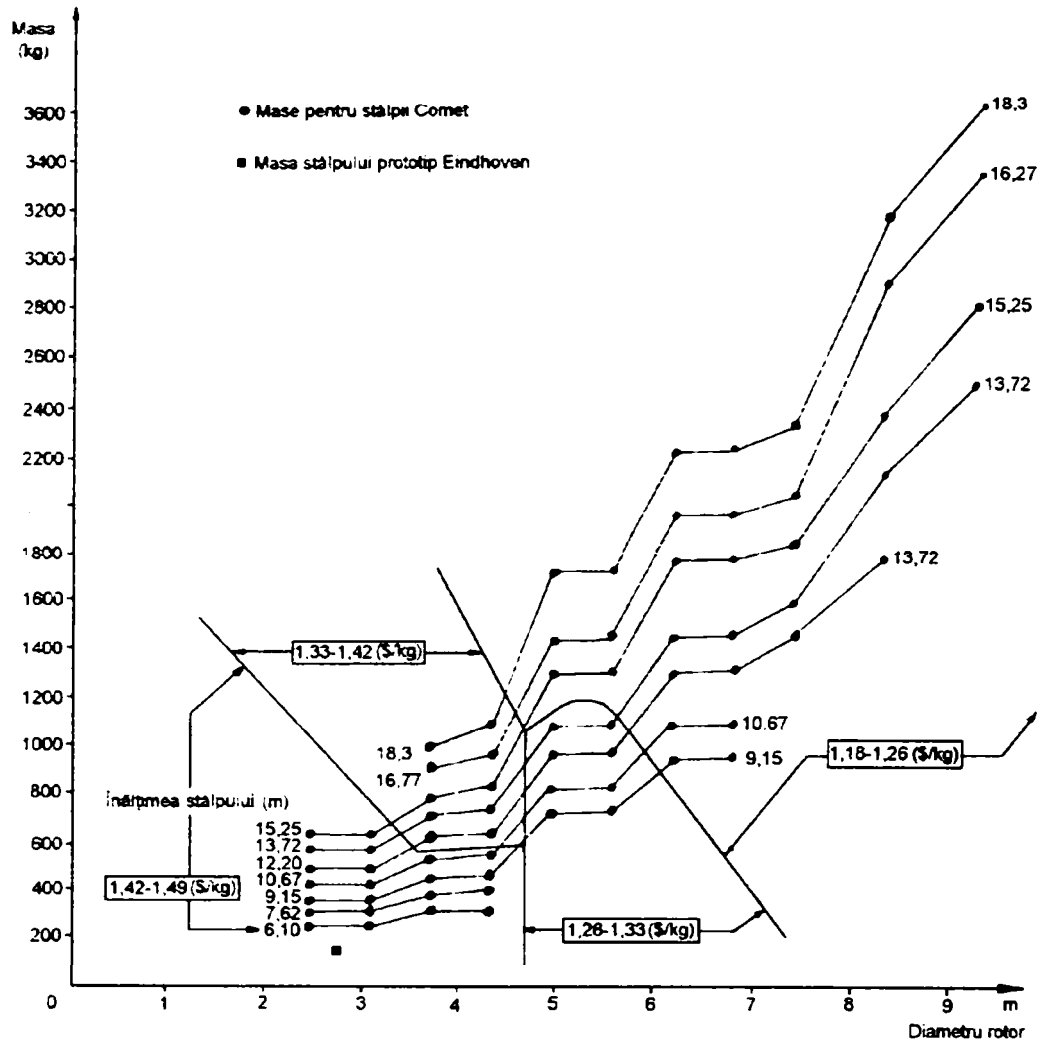


Fig. 13.5. Masele stâlpilor pentru diferite diametre ale rotorului. (FOB Sidney)

În fig.13.6 sunt comparate prețurile și masele pentru o pompă eoliană fabricată local în 3 variante și pentru o pompă comercială.

Variantele 1 și 2 se referă la doi producători situați la distanțe diferite pentru materia primă; în ambele cazuri numai rotorul este optimizat. În varianta 3 s-a ales producătorul mai ieftin pentru pompe eoliană optimizată integral (cu adaptarea pompei, pentru demaraj mai ușor).

În tabelul 13.1 sunt rezumate caracteristicile principale ale celor două metode de implementare: cu pompă eoliană comercială și fabricată local.

Tip Comet comercial (din import)	Fabricație locală varianta 1 și 2	Fabricație locală varianta 2 + adaptare
<p>2.7 m 200 kg 693 \$ 6.1 m 249 kg 493 \$</p>	<p>2.7 m 83 kg 439 \$ (1) 196 \$ (2) 6.0 m 155 kg 302 \$ (1) 167 \$ (2)</p>	<p>1.9 m 42 kg 6.0 m 155 kg</p>
<p>Total: 449 kg 1186 \$</p>	<p>Total: 238 kg 741 \$ (1) 363 \$ (2)</p>	<p>Total: 197 kg 272 \$</p>

Fig. 13.6. Prețuri și mase pentru pompa eoliană fabricată local și comercială (din import)

Tabelul 13.1

Modalități de implementare		
Pompe eoliene	Dezavantaje	Avantaje
A. Comerciale (din import)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- relativ complicate</li> <li>- cost transport ridicat</li> <li>- majoritatea nu au date de performanță certe</li> <li>- turbina multiplă cuplată la pompa cu piston este inefficientă</li> <li>- timp de livrare lung</li> <li>- necesită valută</li> <li>- necesită piese de schimb</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- funcționare sigură</li> <li>- întreținere simplă</li> <li>- asigurarea întreținerii prestată de fabricant</li> </ul>
B. Fabricate local utilizând proiecte noi	<ul style="list-style-type: none"> <li>- soluția tehnică nu este testată</li> <li>- există materiale cu aprovizionare dificilă</li> <li>- necesită personal calificat</li> <li>- testările durează o perioadă scurtă</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- se aplică ultimele rezultate ale cercetătorilor</li> <li>- se asigură eficiență sporită și economii</li> <li>- este mai ieftin decât A</li> <li>- asigură condiții pentru extindere a tehnologiei</li> <li>- posibilitate de export</li> <li>- crează noi locuri de muncă</li> </ul>

## CONCLUZII

Comparând masele la cele trei variante rezultă că masa pompei eoliene fără adaptare fabricate local este 53% din masa pompei comerciale, iar la pompa eoliană cu adaptare această valoare scade la 49%.

Prețul variantei construite local fără adaptare reprezintă 30% iar cu adaptare 22% din prețul variantei comerciale.

Dintre variantele fabricate local, varianta cu adaptare este mai ieftină cu 25%.

Pentru cazul concret analizat se poate afirma că prin fabricație locală, după un proiect modernizat, masa poate fi redusă la jumătate iar prețul poate să scadă de patru ori.

Desigur aceste valori nu se pot generaliza, acestea depinzând de la țară la țară în funcție de prețul local la materiilor prime, a manoperei, tariful de transport și distanța de transport până la locul de instalare.

## Capitolul 14

### SISTEMATIZAREA AGREGATELOR DE POMPARE ASISTATE DE VÂNT

#### 14.1. AGREGATE DE POMPARE AUTONOME ASISTATE DE VÂNT

Un asemenea sistem, realizat în S.U.A. este descrisă în lucrările [289 și 290].

Sistemul de pompare reprezentat în fig. 14.1 se compune dintr-o turbină eoliană și o motopompă

**Turbina eoliană** cu ax vertical are următoarele caracteristici: 35.9 kW la viteza vântului de 16 m/s, arbore vertical de 9.1 m ancorat de 4 cabluri, dimensiunile rotorului:  $H/D = 16.7/11.5$  m, turație rotor 81 rot/min la vânt de 6 m/s turație ie ire 1780 rot/min. Arborele de turație mare este cuplat la transmisia pompei printr-un cuplaj unisens care nu permite antrenarea rotorului de către motorul Diesel [291].

**Motopompa** se compune dintr-un motor Diesel de 57 kW și 1750 rot/min și pompă submersibilă cu debitul de 19 l/s, înălțimea de pompare 100 m la 1750 rot/min. Puterea se transmite la pompă printr-o transmisie sumatoare. Turația întregului sistem este reglată prin regulatorul de sarcină al motorului.

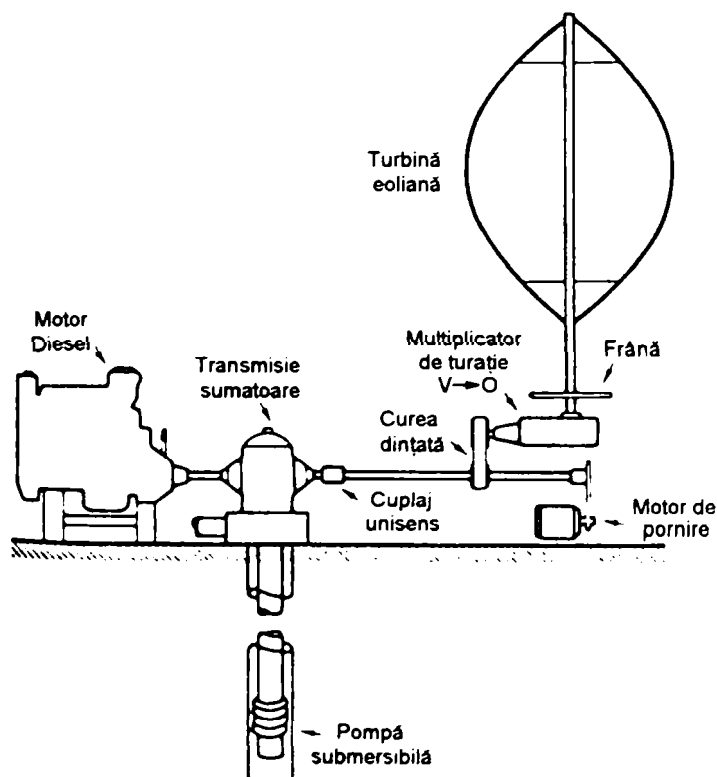


Fig. 14.1. Schema sistemului de pompare vânt - Diesel cu transmisie mecanică pentru irigații

Amănunte cu privire la testarea sistemului sunt prezentate în lucrarea [292].

Performanțele de funcționare a fiecărei părți componente a sistemului de pompare sunt reprezentate în fig. 14.2

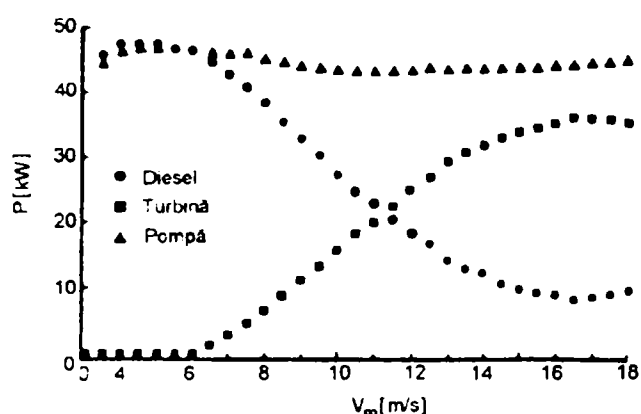


Fig. 14.2. Puterea livrată de motorul Diesel și de turbina eoliană și puterea consumată de pompă în funcție de viteza vântului

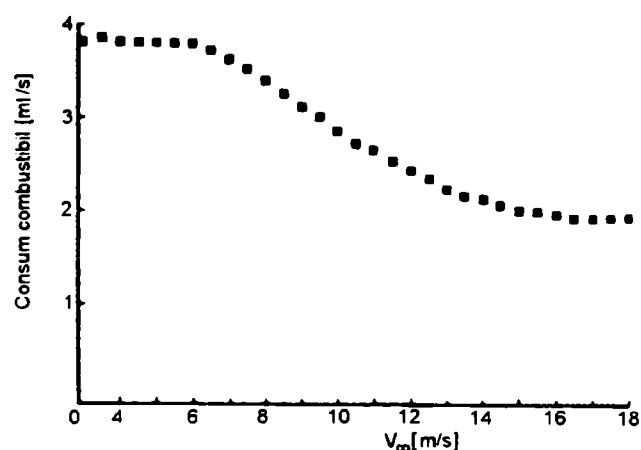


Fig. 14.3. Consumul de combustibil al motorului în funcție de viteza vântului

Puterea pompei rămâne aproape constantă în jurul valorii de 46 kW. Puterea livrată de turbină urmărește curba de putere tipică turbinei cu ax vertical funcționând cu turație constantă. Turbina livrează putere dacă viteza vântului depășește 6 m/s și crește până la 35 kW la 16 m/s. La viteze mici ale vântului motorul Diesel livrează întreaga putere de pompare și consumul de combustibil este de 3.8 ml/s (fig. 14.3).

Consumul de combustibil scade la 1.9 ml/s, respectiv la 50% din consumul la puterea nominală când puterea motorului Diesel este de 9 kW și viteza vântului depășește 16 m/s. Consumul de combustibil se mai poate reduce prin utilizarea unei turbine eoliene mai performante și prin îmbunătățirea strategiei de reglare a motorului Diesel astfel încât la viteze de vânt mai mari de 13 m/s să se oprească.

Transmisia mecanică între motorul Diesel și turbina eoliană se poate înlocui cu un "arbore electric". În acest caz electropompa submersibilă este alimentată de către un sistem generator electric vânt -Diesel autonom. Sistemul vânt -Diesel constă dintr-un grup electrogen și un aerogenerator cu generator asincron. Grupul electrogen de fabricație curentă cu generator sincron este prevăzut cu un dispozitiv de reglare automată a sarcinii și un dispozitiv de pornire - oprire automat. Sistemul vânt -Diesel are o problemă specifică independentă de sistemul de pompare, din care cauză nu intră în tematica prezentului referat.

**Avantajele** sistemului de pompare autonom asistat de vânt sunt următoarele:

- asigură disponibilitatea apei în perioada irigațiilor independent de viteza vântului;
- turația constantă a pompei asigură funcționarea la randamentul maxim;
- sistemul se poate adapta la utilajul deja existent (motopompă);
- debitul constant de apă asigură condiții optime de irigare și de gospodărire a apei;
- se reduce consumul de combustibil.

**Dezavantajele** sistemului sunt:

- necesită două surse de putere;
- la transmisia mecanică turbina eoliană este în funcțiune numai dacă sistemul de

pompare este în funcțiune.

## 14.2. ELECTROPOMPE ALIMENTATE DE LA REȚEA, ASISTATE DE VÂNT

Acest sistem de pompare (fig. 14.4) consta dintr-o turbină eoliană cu ax vertical de tip Darrieus cuplată printr-un cuplaj unisens la motorul de antrenare al pompei [293].

Dacă rețeaua de energie electrică cade, sistemul poate funcționa în regim autonom.

Turbina eoliană și transmisia sunt identice cu sistemul de pompare vânt-Diesel (fig. 14.1.)

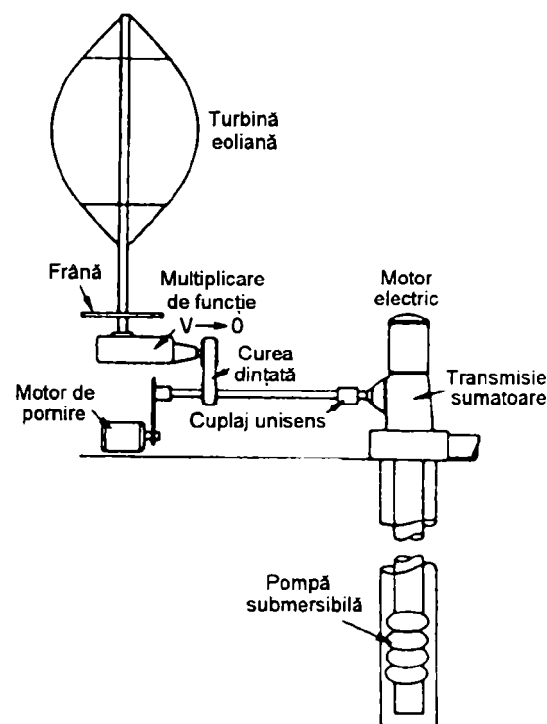


Fig. 14.4. Schema cuplării mecanice la electropompa asistată de vânt

Performanțele electropompei asistate de vânt sunt reprezentate în fig. 14.5 [292]

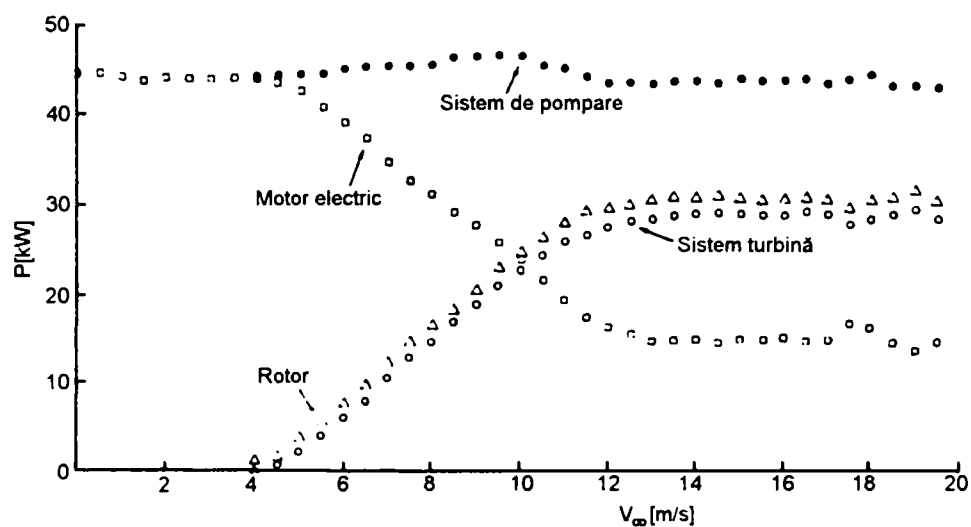


Fig. 14.5. Variația puterii în funcție de viteza vântului la turația rotorului eolian de 81 rot/min

**Dezavantajul** acestui sistem este că turbina eoliană este utilizată numai în sezonul de irigații

Pentru utilizarea maximă a turbinei, în scopul micșorării timpului de recuperare a investiției, a fost dezvoltat un sistem de pompare îmbunătățit [293]. Turbina eoliană este cuplată mecanic printr-un cuplaj unisens la o transmisie sumatoare unghiulară (fig. 14.6). A doua intrare a sumatorului este cuplată la un motor asincron. Ieșirea sumatorului, printr-un cuplaj mecanic antrenează o pompă submersibilă printr-o

transmisie neunghiulară.

Turbina eoliană tip Wingen 25 cu ax orizontal cu trei pale reglabile furnizează o putere de 25 kW la viteza vântului de 13 m/s.

În afara sezonului de irigații, antrenarea pompei se decuplează de la sumatorul mecanic, sistemul funcționând în regim de generator conectat la rețea.

Sistemul de pompare descris are dezavantajul că necesită cuplarea mecanică a turbinei cu generatorul situat la sol. Avantajul sistemului este că necesită o singură mașină electrică care poate funcționa în regim de motor cu încărcare variabilă, sau în regim de generator cu încărcare variabilă în funcție de viteza vântului.

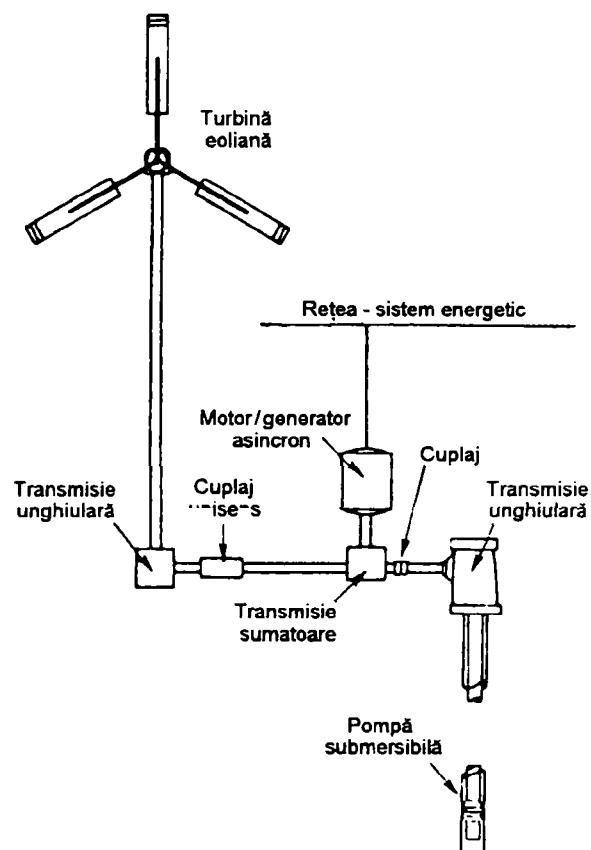


Fig. 14.6. Schema electropompei asistată de vânt cu decuplarea pompei înafara sezonului de irigații

Prin cuplarea electrică a aerogeneratorului cu electropompa se elimină dezavantajele care caracterizează cuplarea mecanică. În acest caz, pentru pompare, se poate utiliza o electropompă submersibilă.

Dezavantajul sistemului este că necesită două mașini electrice de puteri apropiate.

Un model matematic pentru descrierea funcționării sistemului este prezentat în lucrarea [294].

Performanțele energetice ale sistemului de pompare sunt tratate în lucrările [295 și 296].

### 14.3. AGREGAT DE POMPARE HIBRID ASISTAT DE VÂNT

Sistemul este hibrid, deoarece în anumite condiții funcționează autonom iar în altele conectat la rețea.

În anul 1982 firma HOLEC a dezvoltat un sistem de conversie electromecanic de tipul CA-CC-CA, cu turație variabilă pentru sisteme de energie eoliană. A fost cercetată și posibilitatea conectării directe a aerogeneratorului cu motorul unei pompe de drenare, permițând turbinei să-și transfere energia direct motorului pompei, acționându-l la turații variabile, ajustate la energia produsă de aerogenerator [296].

Dacă nu se necesită pompare, sistemul de CA-CC-CA se conectează la rețea.



**Schema electrică** este reprezentată în fig. 14.7. Funcționarea pompei depinde de nivelul apei în polder, după cum este arătat în tabelul 14.1. Sarcina constă dintr-o pompă centrifugă de drenare, antrenată de un motor asincron. Caracteristicile sarcinii sunt reprezentate în fig. 14.8. iar caracteristicile motorului în tabelul 14.2

Tabelul 14.1

Regimuri de funcționare			
Nivel apă	Funcționare pompă	Conexiune electrică	
		Pompă	Turbină
scăzut	nu este necesar	-	la rețea
înalt	debit variabil	la turbină	la pompă
foarte înalt	debit maxim	la rețea	la rețea

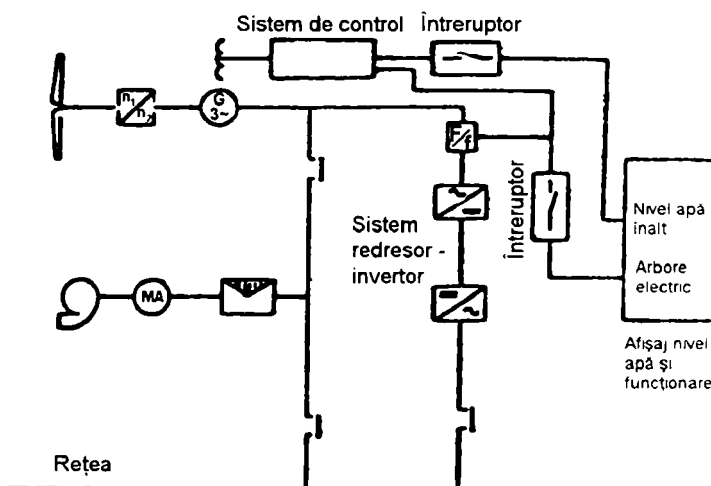


Fig. 14.7. Schema sistemului electric

Tabelul 14.2

Caracteristicile motorului	
Tip	Asincron
Curent	380/220V, 50 Hz
Putere nominală	25 kW
Turație nominală	428 rot/min la 50 Hz

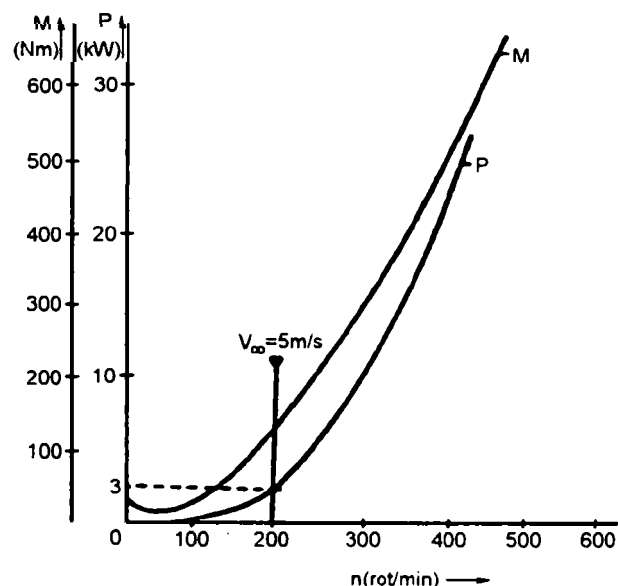


Fig. 14.8. Caracteristicile pompei

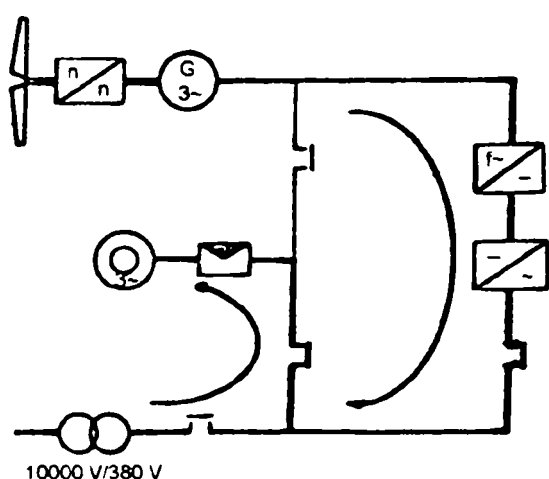
La viteza vântului de 5 m/s, puterea generată de turbină trebuie să antreneze motorul pompei la jumătate din viteza nominală ( $n = 0,5 n_{nom}$ ). La creșterea vitezei vântului turația va fi în domeniul  $0,5 n_{nom} < n < n_{nom}$  în funcție de mărimea vitezei vântului.

Se observă că aliura de variație a sarcinii pompei se apropie de aliura de variație cubică a sarcinii livrate de turbină, deoarece înălțimea de pompare statică este mică.

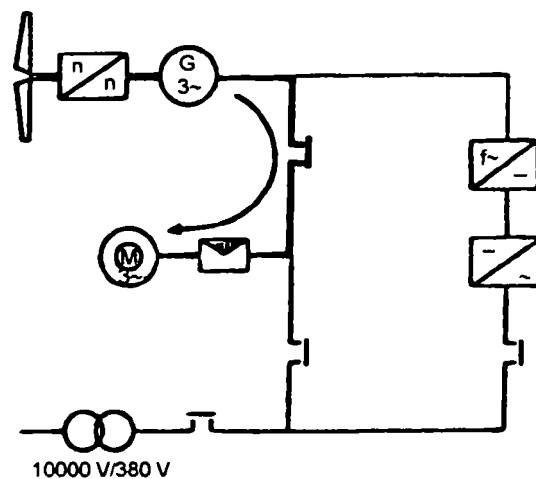
**Comanda sistemului** se face în funcție de nivelul apei în polder, alegând următoarele strategii de comandă:

**1. Modul de funcționare “conectat la rețea”** prin sistemul de convertizor de frecvență CA-CC-CA (fig. 14.9. a).

În acest mod de comandă a sistemului standard, asigură funcționarea generatorului turbinei cu turație variabilă și debitarea în rețea cu frecvență constantă 50 Hz.



a) - conectat la rețea



b) - arbore electric

Fig. 14.9. Fluxul de energie la diferite moduri de funcționare

Acest mod de funcționare este ilustrat pentru o turbină HOLEC WPS 16 în fig. 14.10 și tabelul 14.3.

**2. Modul de funcționare “arbore electric”** între generatorul turbinei și motorul turbopompei realizând funcționarea cu turație variabilă (fig. 14.9.b).

Tabel 14.3

Domeniu de funcționare	Mod de funcționare	Turație arbore [rot/min]	Putere generată [kW]
A-B	putere optimă	30-41	0-30
B-C	limitare turație	41-43	30-60
C-D	limitare putere	43-32	max 60

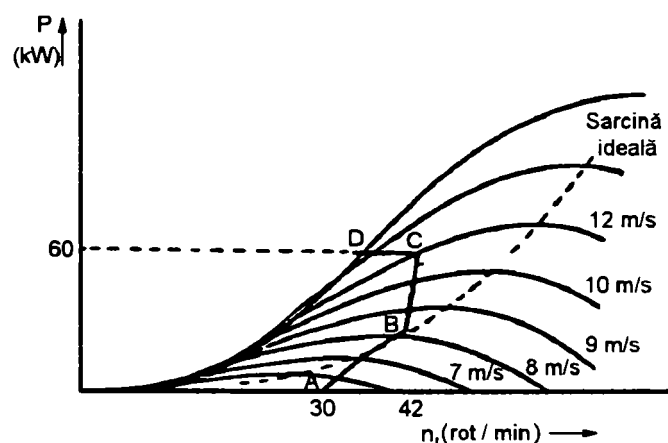


Fig. 14.10. Funcționarea turbinei eoliene conectată la rețea

Motoarele asincrone pot funcționa cu turație variabilă dacă sunt alimentate cu tensiune și frecvență variabile.

Figura 14.11 reprezintă caracteristicile cuplurație ale unei acționări cu turație variabilă, la un raport constant al tensiunii de alimentare și frecvențe.

Sistemul de conversie al energiei eoliene ales pentru aceste aplicații este capabil să genereze mai multă energie electrică decât este necesară pentru antrenarea pompei de drenare. Pentru prevenirea suprasolicitării motorului pompei, sistemul redresor-invertor rămâne conectat la rețea, în paralel cu sistemul de antrenare, alimentând și rețeaua (fig. 14.9. b)

Când frecvența variabilă a generatorului de la sistemul de conversie atinge 50 Hz, motorul pompei este comutat de la sistemul de conversie (mod de funcționare arbore electric) la rețea (mod de funcționare la rețea), permițând sistemului să optimizeze captarea energiei în timpul conectării la rețea. Datorită caracteristicii turbinei, limitarea energiei sistemului de conversie se obține prin reducerea turației de funcționare la viteze mari ale vântului, după cum se vede în fig. 14.10. Presupunând că nivelul apei permite funcționarea pompei la turații variabile, comutarea între modurile de funcționare se realizează conform tabelului 14.4.

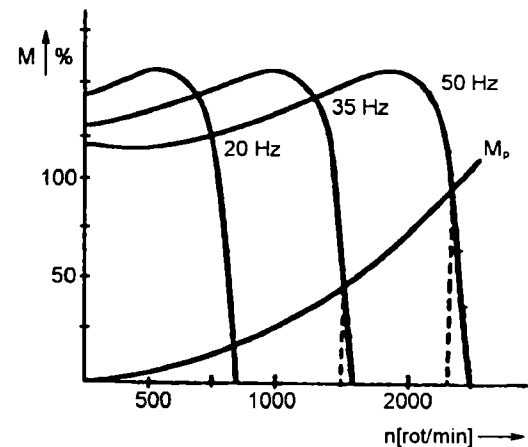


Fig. 14.11. Caracteristicile cuplurație ale unei acționări cu turație variabilă

Tabel 14.4.

Frecvența generatorului	Curentul	Conexiunea electrică la	
		Pompă	Turbină
$f < 25 \text{ Hz}$	20 A	rețea	-
$25 \leq f \leq 50$		turbină	pompă
$25 \leq f \leq 50$	40 A	rețea	rețea
$f > 50 \text{ Hz}$		rețea	rețea

**Adaptarea puterii** se face în următoarele condiții:

- pentru sistemul de conversie - cuplarea funcționării cu arbore electric la

$V_{\infty} = 5 \text{ m/s}$ ;

- pentru pompă, turația să varieze între  $0,5 n_{nom}$  și  $1,0 n_{nom}$ .

Caracteristica sarcinii pompei de drenare este reprezentată în fig. 14.8.

Această caracteristică trebuie adaptată la caracteristica turbinei eoliene, definită prin:

$$P = 1/2 \rho \pi R_2^3 V_{\infty}^3 C_p \eta_{mec} \eta_{el}$$

Rezultatele calculului puterii maxime generate la  $V_{\infty} = 5 \text{ m/s}$  pentru diferite diametre ale rotorului turbinei sunt redată în fig. 14.12., se observă că turbina de 14m diametru este optimă. S-a ales o turbină de 16m diametru, cu posibilitatea de a se cupla la rețea la viteze de vânt mai scăzute,  $V_{\infty} = 4,4 \text{ m/s}$ .

S-a presupus că turbina are posibilitatea să funcționeze cu turație variabilă, cu randament aerodinamic maxim.

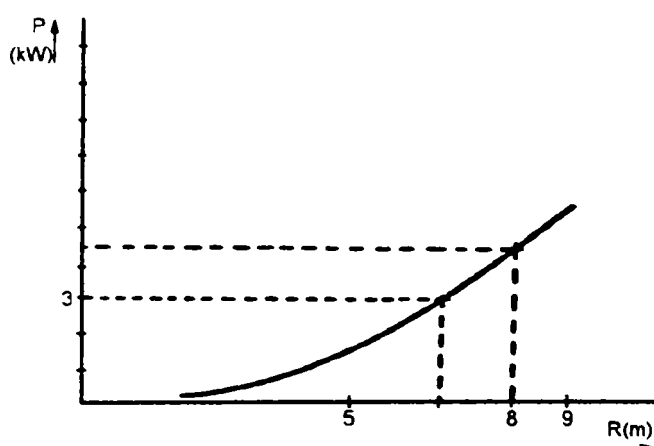


Fig. 14.12. Puterea turbinei în funcție de raza rotorului la  $V_x = 5 \text{ m/s}$

**Adaptarea turațiilor.** La  $V_x = 4,4 \text{ m/s}$ , turbina trebuie să funcționeze cu o turație optimă corespunzătoare  $C_{pmax}$ .

Turația turbinei:

$$\lambda = \omega R / V_x; \quad \omega = \lambda V_x / R = 2,2 \text{ rad/s} = 21 \text{ rot/min.}$$

În aceste condiții, frecvența curentului generat trebuie să fie de 25 Hz la turația generatorului de 750 rot/min. rezultă un raport de transmitere  $i = 1:35,7$ . S-a ales raportul disponibil 1:37. În această combinație sistemul de conversie va fi capabil să demareze la  $V_x = 4,5 \text{ m/s}$ .

**Adaptarea cuplului de demarare.** Cuplul de demarare al pompei de drenare este de 35 Nm (fig. 14.8). Fig 14.13 reprezintă caracteristica cuplu-turație a motorului (generatorului) la modul de funcționare “arbore electric” indicând un cuplu mare de demarare la diferite frecvențe.

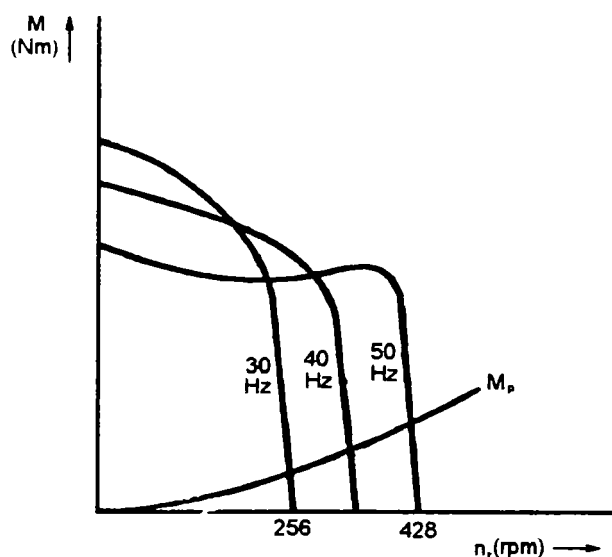


Fig. 14.13. Caracteristica cuplu-turație mod de funcționare “arbore electric” cu turație variabilă

**Caracteristicile funcționale.** La diferite turații, acestea sunt redată în fig. 14.14.

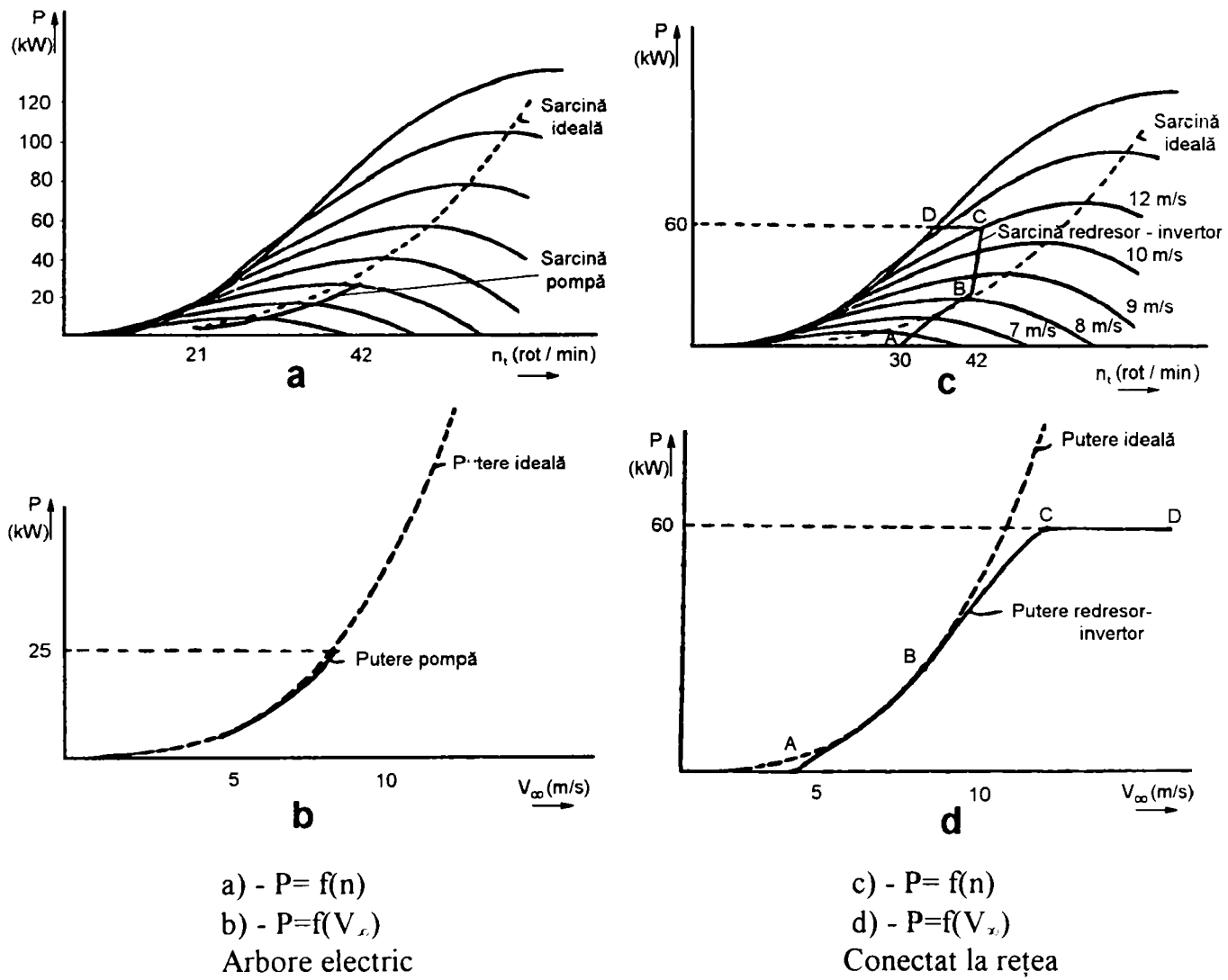


Fig. 14.14. Caracteristicile de funcționare

Caracteristica de variație a tensiunii generatorului este reprezentată în fig. 14.15. pentru ambele moduri de funcționare.

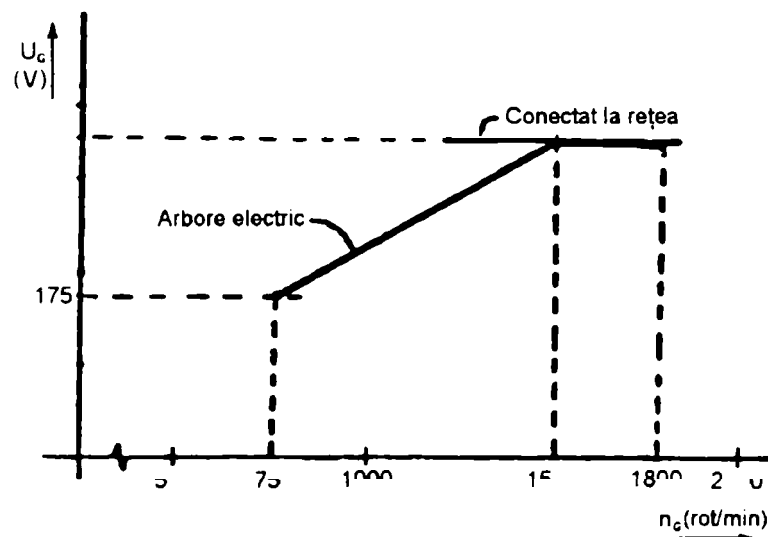


Fig. 14.15. Variația tensiunii generatorului la diferite moduri de funcționare.

### **Concluzii**

Folosind sistemul descris, este posibilă antrenarea pompei de drenare cu un sistem de conversie eolian folosind un arbore electric între turbină și pompă.

Tehnica de antrenare cu turație variabilă se aplică oricărei sarcini având caracteristica cuplu-turație aproape pătratică, presupunând că sistemul de conversie este adaptat în ceea ce privește caracteristicile și presupunând că este posibil să se limiteze puterea produsă de sistemul de conversie sau să se realizeze o conectare la rețea pentru livrarea energiei în exces.

*Avantajele* sistemului sunt:

1. Este posibil să se separe fizic sarcina de turbină, permițând un amplasament mai favorabil pentru turbină;
2. În condiții de suprasolicitare, redresorul-invertor va dirija energia excesivă la rețea;
3. Sistemul funcționează pe caracteristicile “naturale” ale turbinei și pompei;
4. Când nu este necesară pomparea, energia poate fi dirijată în rețea, sporind economia.

*Dezavantajul* principal al sistemului este costul ridicat și complexitatea redresorului-invertor (convertizor de frecvență) și a sistemului de reglare electronic.

## 14.4. CARACTERISTICILE AGREGATELOR DE POMPARE ASISTATE DE VÂNT

Pentru a putea cuprinde mai bine caracteristicile fiecărui tip de agregat de pompare asistat de vânt, s-a întocmit tabelul 14.5 în care se pot urmări caracteristicile prin comparație.

Tabelul 14.5

Caracteristicile agregatelor de pompare asistate de vânt						
Disponibilitatea: 100%						
Caracteristici	Tipul sistemului de pompare					
	Vânt - Diesel		Electropompă conectată la rețea asistată de vânt		Hibrid autonom și conectat la rețea	
Regim						
- de conectare	autonom		cu rețea		autonom și (sau) cu rețea turbină: variabil	
- de turație	constant		constant		pompa: variabil/constant	
Transmisie	mecanică	electrică	mecanică		electrică	electrică
turbină -pompa			cuplaj unisens	umator ngiular		
Componența sistemului	• Moto-pompa • Turbină coliană	• Grup electrogen • Aero-generator • Electro-pompa	• Turbină • Electro-pompa	• Turbină • Electro-pompa	• Aero-generator • Electro-pompa	• Aerogenerator • Electropompa • Convertizor de frecvență • Sistem de automatizare
Distanța turbină-pompa	mică	mare	mică	mică	mare	mare
Furnizarea energiei de la turbină	la pompa	la electro-pompa	la electro-pompa	la electro-pompa și/sau la rețea	la electro-pompa și/sau la rețea	la electropompa și/sau la rețea
Utilizarea energiei coliene	sezonieră			tot timpul		
Tipul pompei	- submersibil • volumic rotativ sau • turbopompa		- submersibil • volumic rotativ sau • turbopompa		- de drenaj - turbopompa • axială sau • radială	
Calculul raportului de transmitere i turbină-pompa	ca la aerogeneratoarele racordate la rețea		ca la aerogeneratoarele racordate la rețea		la viteza vântului de cuplare la rețea să se realizeze $\lambda_0, C_{p0}, P_n$ și $f = 25\text{Hz}$	
Recomandat pentru puteri	mici		mari		mari	
Cost	scăzut, dacă există motopompe		mediu		ridicat	

## Capitolul 15

### REZULTATE EXPERIMENTALE

Măsurătorile referitoare la performanțe s-au făcut pe Instalația pentru pomparea apei cu turbină de vânt lentă TS1-0 realizată de LUEV Brașov.

Locul măsurătorilor: Poligonul experimental Ghimbav.

#### A. DESCRIEREA POMPEI EOLIENE

##### 1. Destinația instalației

Instalația pentru pomparea apei cu turbina de vânt lentă TS1-0 este destinată alimentării cu apă a unei game largi de consumatori și anume:

- ferme zootehnice;
- gospodării agricole de producție;
- complexe turistice;
- gospodării individuale.

Apa poate fi utilizată în diverse scopuri: igienico-sanitare, menajere, amenajări piscicole, cât și pentru irigații.

Pentru acoperirea necesarului de apă se pot utiliza una sau mai multe instalații de pompare.

##### 2. Descrierea instalației de pompare

Elementele principale ale instalației de pompare sunt reprezentate în fig.15.1.

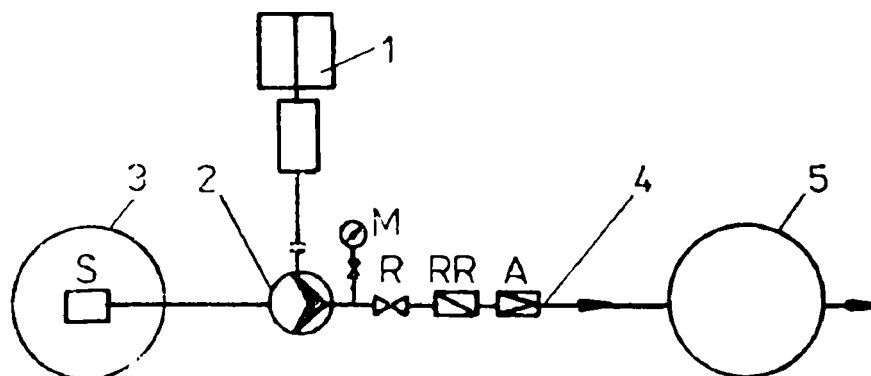


Fig. 15.1. Schema instalației de pompare

1 - turbina de vânt TS1-0; 2 - pompa cu piston cu dublu efect; 3 - captarea;  
4 - instalația hidraulică; 5 - bazinul de acumulare.

Părțile principale ale turbinei de vânt sunt reprezentate în fig.15.2.



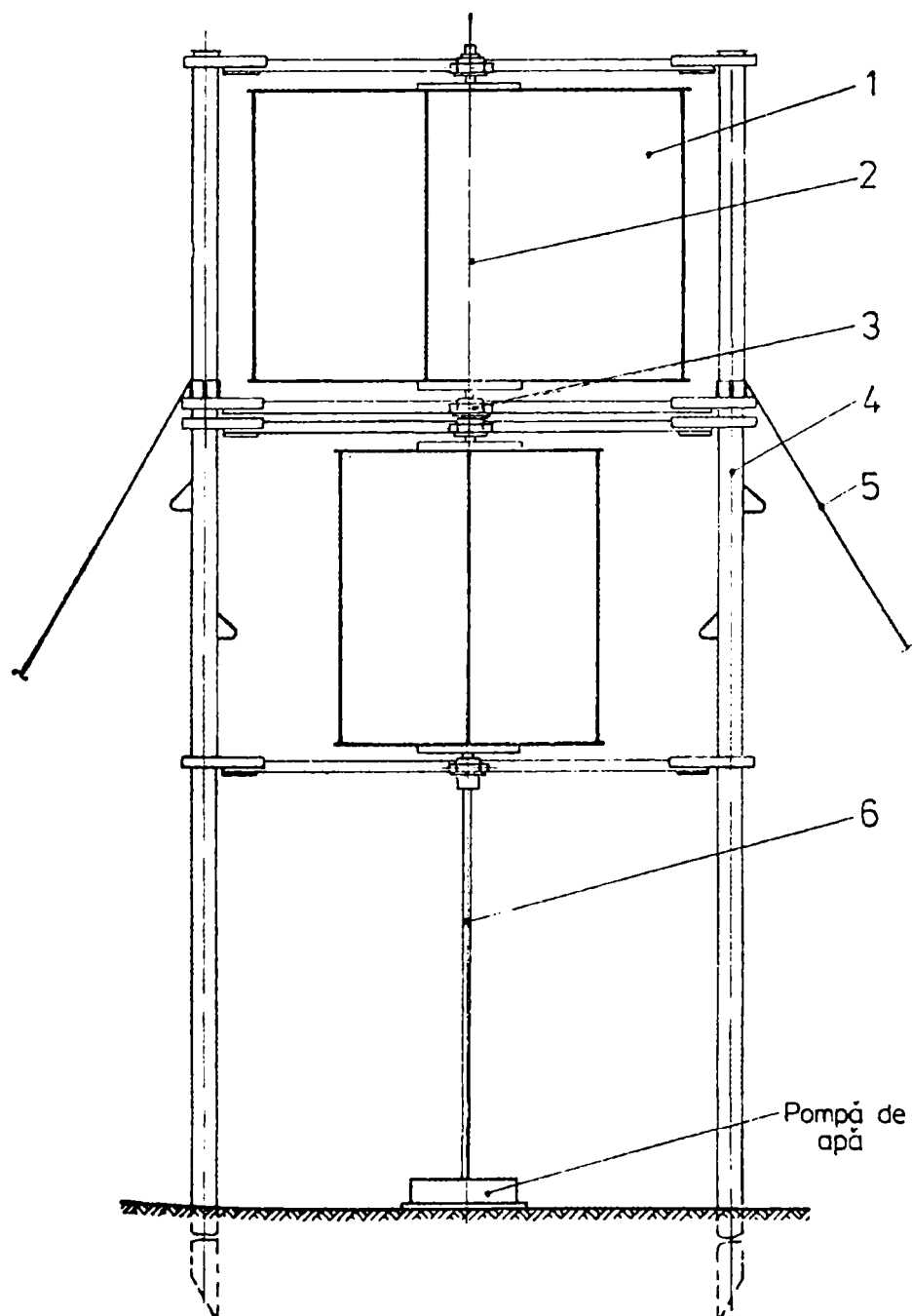


Fig. 15.2. Instalația pentru pomparea apei cu turbina de vânt lentă TS1-0  
 1 - rotor (turbina este constituită din două rotoare "Savonius" montate etajat și decalate la  $90^\circ$ ); 2 - arbore vertical; 3 - lagăr; 4 - stâlpi susținere; 5 - ancoraj turbină; 6 - arbore cardanic.

Pompa este tipul de piston cu dublu efect și are următoarele caracteristici principale:

- înălțimea de aspirație 7 m;
- înălțimea de refulare 23 m;
- turația de antrenare 300 rot/min;
- debitul teoretic maxim (la 300 rot/min)  $123 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- puterea maximă consumată pentru antrenarea pompei în condițiile de mai sus: 14,3 kW.

Pompa este compusă din două părți principale:

a) Mecanismul culisă-bielă-manivelă care transformă mișcarea circulară în mișcare lineară alternativă (fig.15.3);

b) Pompa cu piston propriu-zisă (fig.15.4);

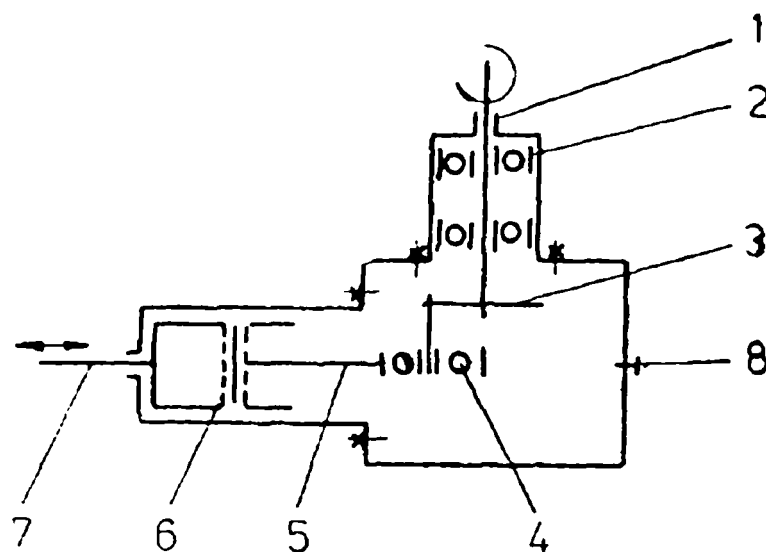


Fig. 15.3. Mecanismul culisă-bielă-manivelă

1 - arborele de antrenare; 2 - rulment; 3 - excentric; 4 - rulment;  
5 - bielă; 6 - culisă; 7 - tijă; 8 - bușon nivel.

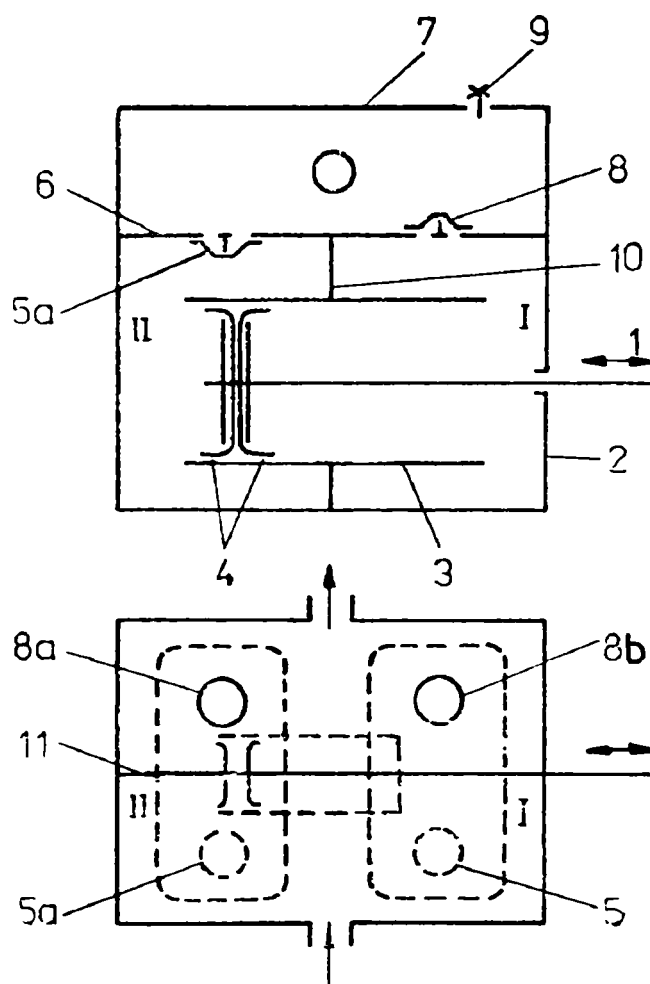


Fig. 15.4. Pompa

1 - tijă; 2 - corp inferior; 3 - cilindru; 4 - garnituri din piele; 5 - supapă absorbție (2 buc); 6 - placă distribuitoare;  
7 - corp superior (2 compartimente); 8 - supapă refulare (2 buc); 9 - bușon pentru amorsare.

### 3. Captarea

Captarea apei se poate face din stratul freatic acvifer prin puțuri forate sau puțuri săpate cu condiția ca înălțimea de aspirație să nu depășească 7 m.

De asemenea, sursele de apă pot fi și apele de suprafață (râuri, lacuri, iazuri, etc.); în acest caz captarea se va realiza prin prize de apă adecvate la fiecare caz în parte.

### 4. Instalația hidraulică

Instalația hidraulică (fig.1) este compusă din:

- conducta de aspirație și sorbul cu ventil de reținere (S);
- conducta de refulare pe care se montează robinete de separare (R); manometru (M), apometru (A) și robinetul de reținere ( $R_R$ ).

### 5. Bazinul de acumulare

Acumularea apei pompate în vederea stocării se poate face în rezervoare subterane, rezervoare supraterane (castele de apă, hidrosfere, etc.) și lacuri.

## B. ECHIPAMENTUL DE MĂSURĂ

- anemometru plasat la mijlocul înălțimii rotorului;
- contor de debit;
- manometru;
- cronometru.

## C. MODUL DE LUCRU

S-au efectuat seturi de măsurători mediate pe perioade de 10 min referitoare la viteza vântului, debitul pompat și turația rotorului.

Seturile de măsurători s-au ordonat pe valori ale vitezelor vântului în intervale de 0,5 m/s (0-0,5 m/s, 0,5-1,0 m/s etc.).

La modelul experimental, între rotor și pompă a fost montată o cutie de viteze cu trepte foarte fine de rapoarte de transmisie.

## D. REZULTATELE MĂSURĂTORILOR

Pentru ilustrarea efectul modificării valorii vitezei vântului de calcul  $V_c$  s-au trasat curbele teoretice  $Q(V)$ ,  $C_p(V)$  și  $\lambda(V)$  corespunzătoare diferitelor valori  $V_c$  reprezentate în fig.15.5. Funcțiile de generare a curbelor sunt reprezentate în tabelul 15.1.

Curbele de variație a parametrilor s-au trasat printre punctele obținute după mediere și s-au găsit funcțiile de generare aproximativă a curbelor. (tabelul 15.2)

Tabelul 5.1

Curba	Funcția de generare		
	a) $Q(V_\infty)$ [l/h]=	b) $C_p(V_\infty)$ =	c) $\lambda(V_\infty)$ =
1	$49,25V_\infty - \frac{24,685}{V_\infty}$	$\frac{0,5}{V_\infty^2} - \frac{0,25}{V_\infty^4} \quad (V_\infty \geq 0,707)$	$1,7 - \frac{0,85}{V_\infty^2}$
2	$197,48V_\infty - \frac{394,96}{V_\infty}$	$\frac{2}{V_\infty^2} - \frac{4}{V_\infty^4} \quad (V_\infty \geq 1,41)$	$1,7 - \frac{3,4}{V_\infty^2}$
3	$444,33V_\infty - \frac{1999,485}{V_\infty}$	$\frac{4,5}{V_\infty^2} - \frac{20,25}{V_\infty^4} \quad (V_\infty \geq 2,12)$	$1,7 - \frac{7,65}{V_\infty^2}$
4	$789,92V_\infty - \frac{6319,36}{V_\infty}$	$\frac{8}{V_\infty^2} - \frac{64}{V_\infty^4} \quad (V_\infty \geq 2,82)$	$1,7 - \frac{13,6}{V_\infty^2}$
5	$1234,25V_\infty - \frac{15428,25}{V_\infty}$	$\frac{12,5}{V_\infty^2} - \frac{156,25}{V_\infty^4} \quad (V_\infty \geq 3,53)$	$1,7 - \frac{21,25}{V_\infty^2}$
6	$24,685V_\infty^3$	<b>0,25</b>	<b>0,85</b>

Tabelul 15.2

Curba	Funcția de generare		
	a) $Q(V_\infty)$ [l/h]=	b) $n_{rot}(V_\infty)$ [rot/min]=	
1	$1,6716237 + 49,25V_\infty - 0,3031928V_\infty^2 - \frac{24,685}{V_\infty} - \frac{0,7616803}{V_\infty^2}$	$16,233804V_\infty - \frac{8,1169021}{V_\infty}$	$V_\infty \geq 0,707$
2	$13,862266 + 176,29V_\infty - 3,8847616V_\infty^2 - \frac{314,53361}{V_\infty} - \frac{12,366423}{V_\infty^2}$	$16,233804V_\infty - \frac{28,963016}{V_\infty}$	$V_\infty \geq 1,322$
3	$222,10679 + 444,33V_\infty - 24,678621V_\infty^2 - \frac{1999,485}{V_\infty} - \frac{499,74248}{V_\infty^2}$	$16,233804V_\infty - \frac{73,052119}{V_\infty}$	$V_\infty \geq 2,12$
4	$49,25V_\infty - \frac{24,685}{V_\infty}$		$V_\infty \geq 0,707$
5	$176,29V_\infty - \frac{314,53361}{V_\infty}$		$V_\infty \geq 1,322$
6	$444,33V_\infty - \frac{1999,485}{V_\infty}$		$V_\infty \geq 2,12$
7	$24,685 V_\infty^3$		$V_\infty \geq 0$

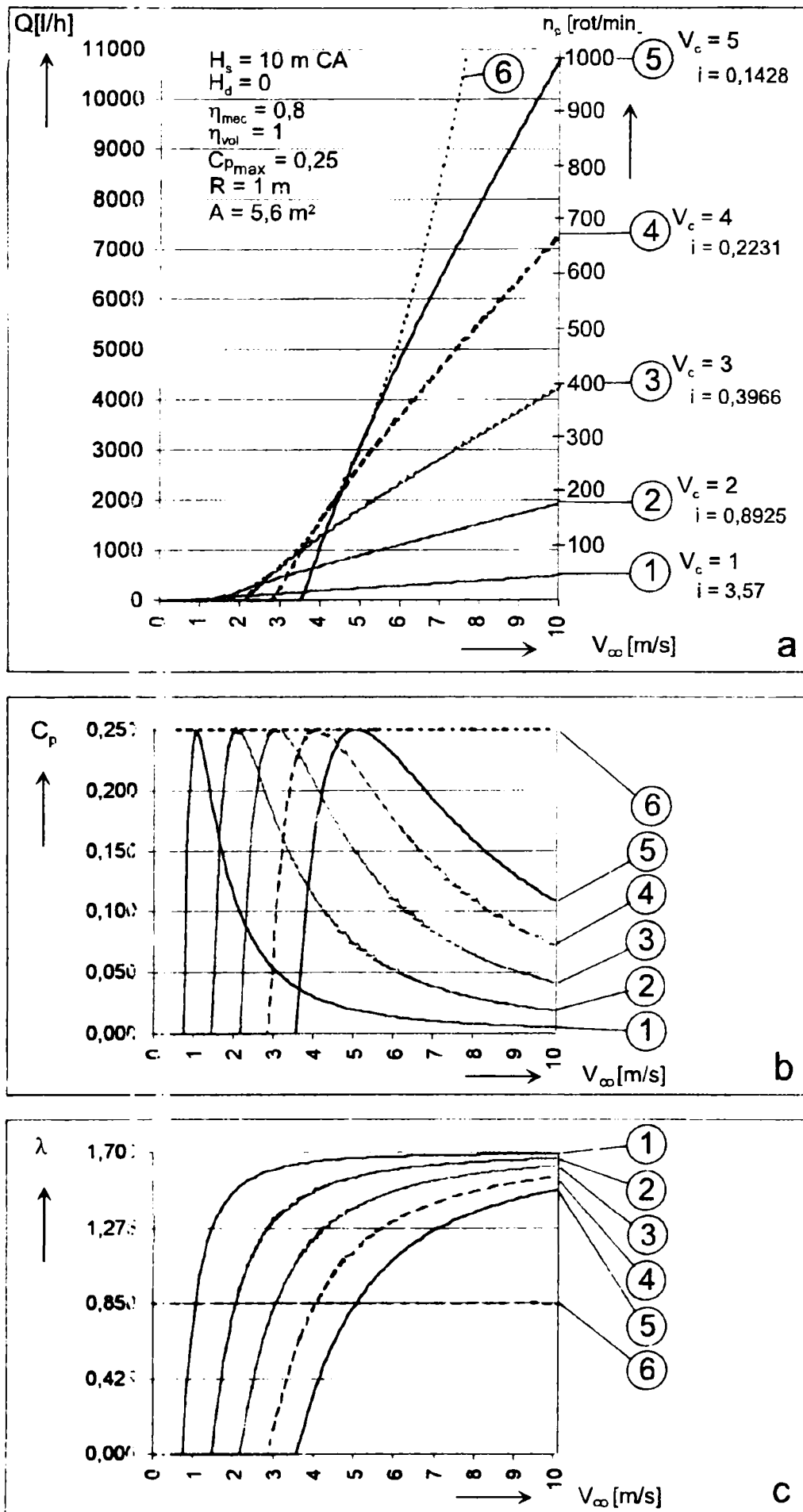
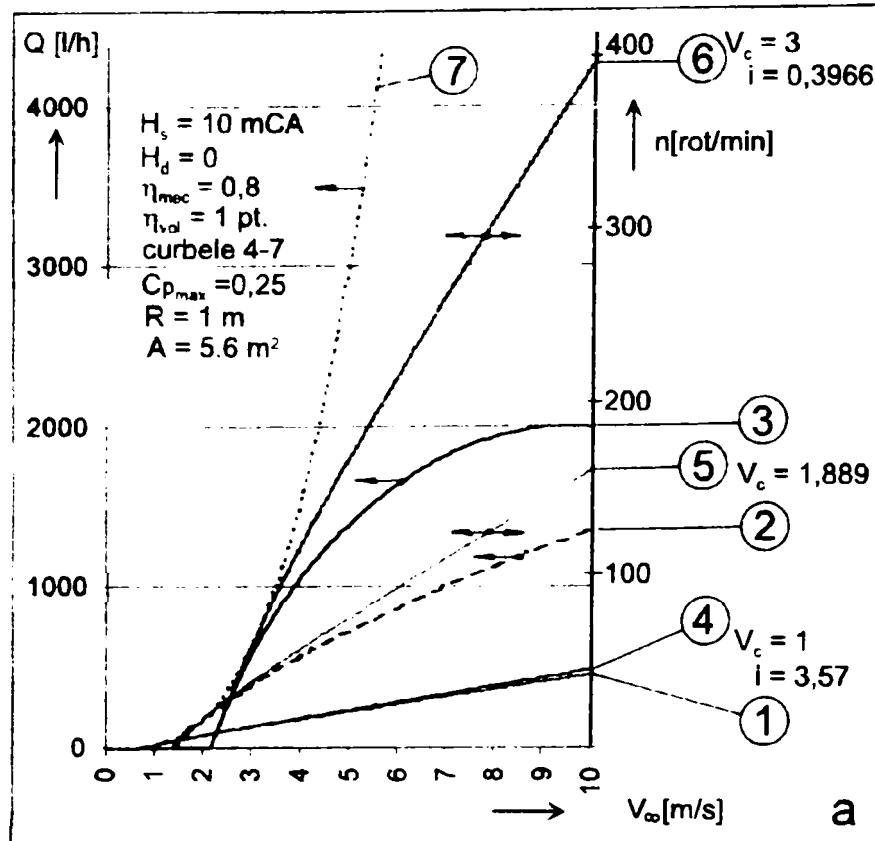
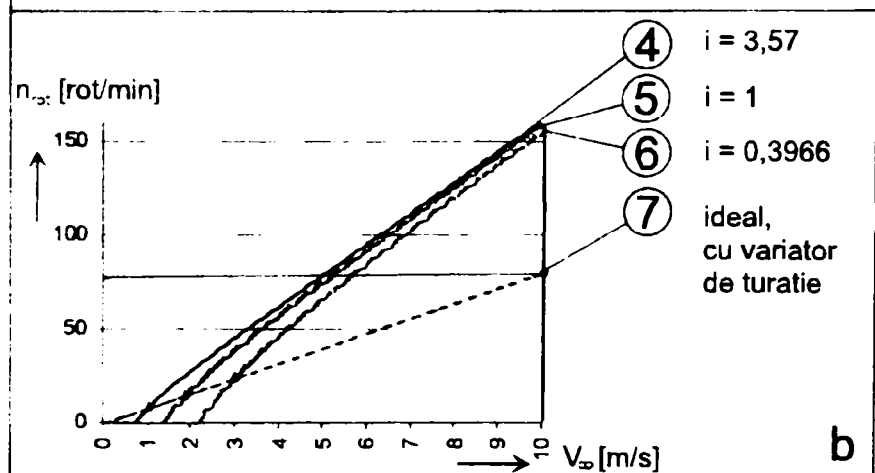


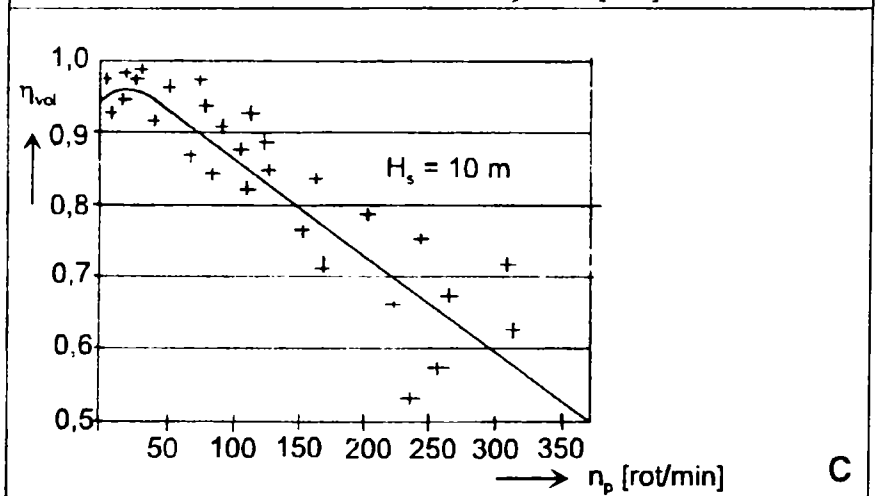
Fig. 15.5. Curbele caracteristice teoretice la pompa eoliană TS1-0 corespunzătoare diferitelor valori pentru viteza vântului de calcul  $V_c$



a - debitul pompat și turația pompei în funcție de viteza vântului. Curbele 1, 2 și 3 trasate conform măsurătorilor pentru diferite valori  $i$  comparate cu curbele teoretice 4, 5, 6 și 7



b - turația rotorului eolian în funcție de viteza vântului. Curbele 4, 5 și 6 trasate conform măsurătorilor pentru diferite valori  $i$ , comparate cu curba teoretică ideală 7



c - randamentul volumic al pompei în funcție de turație

Fig. 15.6. Curbele de performanță ale pompei eoliene TS1-0

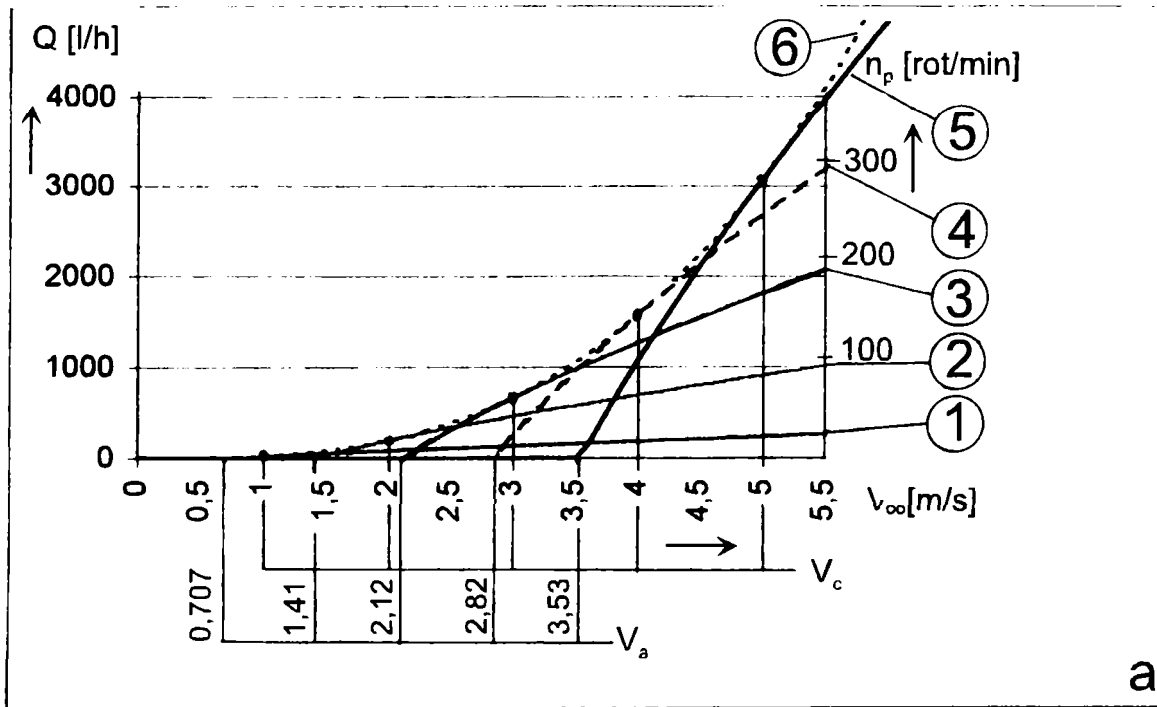


Fig. 15.7. Detaliu domeniului  $V_\infty = 0 - 5,5$  m/s din fig.15.5.a

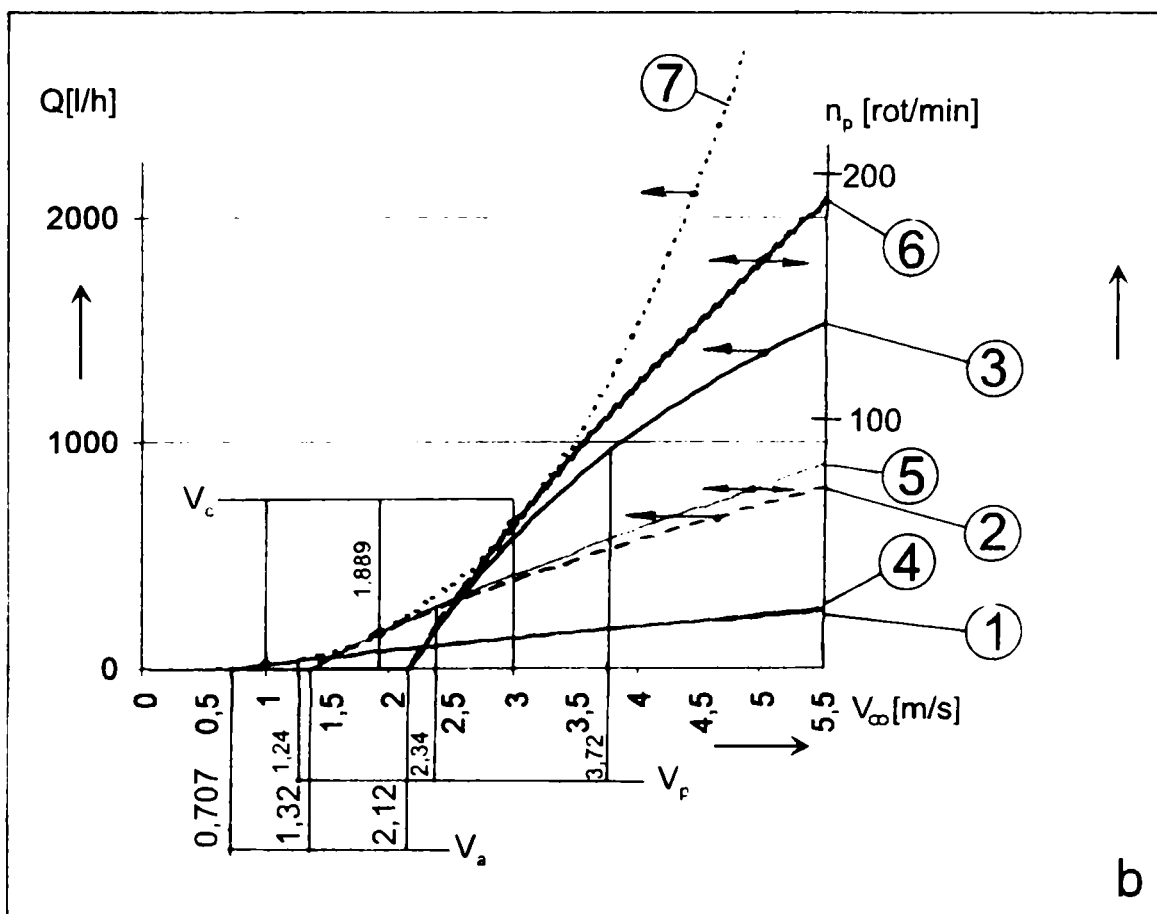


Fig. 15.8. Detaliu domeniului  $V_\infty = 0 - 5,5$  m/s din fig.15.6.a

În fig. 15.6 sunt reprezentate următoarele:

- a)  $Q(V)$  curbele 1, 2 și 3 măsurate pentru diferite valori  $i$ ;  
                           4, 5 și 6 teoretice pentru diferite valori  $i$ ;  
                           7 teoretică ideală;  
 b)  $n(V)$  curbele 4, 5 și 6 măsurate pentru diferite valori  $i$ ;  
                           curba 7 teroretică ideală;  
 c)  $\eta_v(Q)$  curba aproximativă liniarizată.

Funcțiile de generare găsite sunt cuprinse în tabelul 15.2.

Tabelul 15.3 reprezintă efectele măsurilor de micșorare a momentului de pornire asupra valorii vitezei vântului de pornire.  $V_p$  și vitezei vântului de calcul  $V_c$  pentru diferite valori  $i$ .

Tabelul 15.3

Parametrii caracteristici în funcție de valoarea vitezei vântului de calcul $V_c$ la pompa eoliană TS1-0								
$V_c$	$i = n \text{ rot}/n_p$		$V_p$ [m/s] cu:			$Q$ [l/h] $\eta_{mec}=0.8$ $\eta_{vol}=1$	$n_p$ [rot/min]	$n_{rot}$
	zecimal	fracțional	pompă cu dublu efect	cameră aer	orificiu de scurgere			
1	3.57	3,57/1	1.24	1	0,707	24,56	2,27	8,11
1.889	1.00	1/1	2.34	1.88	1.322	166,50	15,27	15,27
3	0.39666	1/2.52	3.72	3	2.12	666,49	61,36	24,35

## E. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Se constată că randamentul pompei scade drastic cu creșterea turației.

Prin modificarea raportului de transmisie crește zona de funcționare cu performanță maximă.

## F. CONCLUZII

Pompa trebuie înlocuită cu o altă pompă la care randamentul volumic este acceptabil la turații mai mari.

Este necesară utilizarea unor dispozitive pentru adaptarea caracteristicii pompei.



## Capitolul 16

### SINTEZĂ ȘI CONCLUZII

Teza de doctorat constă în sistematizarea și analiza critică a realizărilor cunoscute până în prezent în domeniul tematicii tratate, precum și în prezentarea soluțiilor constructive propuse și metodelor de calcul elaborate. În cadrul fiecărei teme analizate sunt prezentate avantajele, dezavantajele și domeniul de aplicabilitate. La sfârșitul subcapitolelor mai importante sunt concluzionate cele expuse. În cele ce urmează este prezentat în sinteză fiecare capitol din cele 15, cu evidențierea contribuțiilor personale și concluziilor.

#### Capitolul 1. INTRODUCERE

Sunt prezentate și dezvoltate următoarele subiecte:

- tematica tezei;
- obiectivele tezei;
- actualitatea domeniului;
- metoda de lucru;
- concepția generală a tezei de doctorat.

#### Contribuția personală

- sistematizarea concepției generale a tezei;
- punctarea elementelor esențiale;
- ordonarea logică a problemelor tratate.

#### Concluzii

- prin sistematizarea concepției generale se asigură forma de prezentare unitară și la obiect a tezei;
- dezvoltarea actualității domeniului, motivează necesitatea și utilitatea tezei.

#### Capitolul 2. ACTUALITATEA VALORIFICĂRII ENERGIEI EOLIENE

Din acest capitol rezultă următoarele:

- nivelul de dezvoltare economică este în corelare cu existența surselor de energie;
- vântul este o alternativă pentru energie, dovedită din realizările de până acum pe plan mondial și în România în acest domeniu;

- vântul ca sursă de energie se caracterizează prin potențialul energetic care are o anumită distribuție în spațiu și timp;
- principalele utilizări actuale ale energiei vântului sunt: producerea energiei electrice și pomparea apei.

**Contribuția personală** constă în prezentarea relațiilor de calcul al potențialului energetic eolian și distribuția acestuia pe Glob și România.

**Concluzii:**

- utilizarea energiei vântului este în actualitate prin realizările de până acum;
- există premise de extindere a valorificării potențialului energetic eolian și a domeniilor de utilizare ale acestuia.

### **Capitolul 3. POMPAREA APEI, APLICAȚIE PARTICULARĂ A UTILIZĂRII ENERGIEI EOLIENE**

cuprinde următoarele:

- istoricul pompelor eoliene;
- situația actuală a tehnologiei;
- particularitățile utilizării energiei eoliene pentru pomparea apei.

Primele pompe eoliene au fost utilizate de către olandezi pentru desecarea polderelor și mai târziu de către fermierii americani pentru adăpare și alimentări cu apă.

Majoritatea pompelor eoliene comerciale sunt fabricate și azi după proiecte datând din anii 1930 având performanțe destul de modeste.

Din punctul de vedere al particularităților constructive, de funcționare și economice pompele eoliene se împart în trei categorii: pentru adăpare, pentru alimentări cu apă rurale și pentru irigații.

**Contribuția personală** constă în prezentarea istoricului, tehnologiei și particularităților utilizării energiei eoliene pentru pompare, într-un mod exhaustiv și particularizat pe baza unui bogat material documentar.

**Concluzii:**

- apariția pompelor eoliene se datează din sec. XVI, proiectele actuale sunt depășite iar caracteristicile constructive, funcționale și economice trebuie particularizate în funcție de tipul de utilizare.

## Capitolul 4. ANALIZA CRITICĂ A PIETEI ȘI CONCEPȚIA AGREGATELOR EOLIENE DE POMPARE

tratează următoarele:

- piața mondială de pompe eoliene;
- situația actuală a tehnologiei pompelor eoliene;
- viabilitatea economică a agregatelor eoliene de pompare;
- probleme tehnice la proiectarea agregatelor eoliene.

Producția anuală mondială de pompe eoliene se estimează la 5000 de unități pe an realizate de cca. 50 de fabricanți (la nivelul anului 1982). Potențialul de vânzare a pieței va fi de cca. 25000 buc./an la o valoare de aproape 50 milioane USD dacă pompele eoliene existente expirate vor fi înlocuite tot cu pompe eoliene și nu cu alte sisteme energetice.

Cele mai multe țări cu industrie dezvoltată dispun de proiecte depășite (datând din anii 1930). Cei mai mulți fabricanți din țările în curs de dezvoltare sunt abia la începutul producției și nu dispun de un produs profitabil și matur pe deplin finalizat.

Costurile specifice ale pompelor eoliene variază într-un domeniu destul de mare, datorită variației prețului materiei prime și a manoperei.

Disponând de un regim de vânt adecvat, pompele eoliene pot furniza cea mai ieftină metodă de pompare a apei.

Pentru asigurarea integrității structurale și mecanice pe toată durata de viață a pompei eoliene, trebuie prevăzute sisteme de protecție la furtună și supraturare în funcție de tipul și mărimea rotorului și de regimul vânturilor specifice amplasamentului.

### Concluzii:

- piața pompelor eoliene este asigurată pentru zonele care dispun de un regim de vânt adecvat;
- proiectele trebuie modernizate;
- pentru sistemele de protecție trebuie alese soluții constructive fiabile și ieftine.

## Capitolul 5: PROBLEMATICA OPTIMIZĂRII CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE

cuprinde următoarele:

- generalități privind optimizarea în construcții de mașini;
- particularitățile optimizării în cadrul agregatelor eoliene de pompare;
- mărirea randamentului de adaptare între rotorul eolian și pompă.

Sunt trecute în revistă metodele de optimizare prin definirea acestora. În construcția de mașini, metodele de optimizare mai frecvent utilizate sunt metodele:

empirică și euristică. Metoda algoritmică se poate utiliza numai dacă există un algoritm al soluției numerice.

În cadrul agregatelor eoliene de pompare obiectivele optimizării constă în principal, în mărirea următoarelor randamente: de adaptare la regimul de vânt, a pompei, de adaptare la variația ciclică a momentului și al rotorului eolian. O problemă aparte constă în mărirea randamentului de adaptare între rotorul eolian și pompă. Acest randament este scăzut din cauza nepotrivirii caracteristicii de cuplu – turație a pompei cu al rotorului eolian și din cauza variației ciclice a momentului de pornire la pompele cu piston cu mișcare alternativă. Sunt prezentate modalitățile de rezolvare a problemelor și implicațiile acestora.

**Contribuția personală** constă în prezentarea obiectivelor optimizării și a modalităților de realizare ale acestora.

### **Concluzii:**

- randamentul conversiei pompelor eoliene se poate îmbunătăți prin optimizarea unor parametri și a unor soluții constructive;
- aceste mărimi de optimizare vor genera proiecte îmbunătățite care vor determina creșterea performanțelor și implicit creșterea competitivității pompelor eoliene față de alte sisteme de pompare.

## **Capitolul 6: SISTEMATIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE**

cuprinde următoarele:

- clasificarea captatoarelor eoliene;
- soluții constructive de rotoare eoliene pentru convertoare eoliene de pompare;
- analiza comparativă a diferitelor rotoare eoliene.

Sunt abordate analitic, clasificate și descrise toate tipurile de captatori eolieni cunoscuți până în prezent, permițând clasificarea unor noțiuni necesare cunoașterii aspectelor conversiei energiei vântului în alte forme de energie.

Sunt descrise constructiv tipurile de rotoare eoliene utilizate la pompele eoliene clasice de tehnicitate medie confecționate din materiale locale ieftine.

Pentru a putea decide în alegerea timpului adecvat de rotor pentru o anumită utilizare, sunt prezentate performanțele comparative ale acestora. De asemenea sunt analizate cerințele pentru realizarea unei economicități maxime.

### **Contribuții personale:**

- elaborarea unei clasificări a diverselor tipuri de captatori eolieni pe categorii distincte, care să contribuie astfel la o clasificare a denumirilor și noțiunilor utilizate în domeniul acestora;
- sistematizarea problematicei cerințelor pentru alegerea soluției constructive care să conducă la economicitatea maximă.

**Concluzii:**

- în istoria utilizării energiei vântului s-au conceput foarte multe tipuri de captatori eolieni având forme, principii de funcționare și soluții constructive diferite, a căror clasificare pe categorii distincte contribuie la clasificarea denumirilor și noțiunilor;
- există mai multe tipuri de rotoare eoliene clasice, utilizate la pompele eoliene, care în majoritatea cazurilor poartă amprenta caracterului artizanal;
- pentru mărirea economicității pompelor eoliene clasice trebuie satisfăcute o serie de cerințe pentru rotorul eolian prin soluții constructive adecvate.

**Capitolul 7. SISTEMATIZAREA POMPELOR DESTINATE  
CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE**

cuprinde următoarele:

- pompe construite local acționate de turbine eoliene;
- caracteristicile pompelor;

Sunt descrise constructiv tipurile de pompe utilizate la pompele eoliene clasice de tehnicitate medie confecționate din materiale locale ieftine.

Se face o analiză a caracteristicilor diferitelor tipuri de pompe în condițiile specifice funcționării în regim de turație variabilă, caracteristică funcționării pompelor eoliene.

**Contribuții personale:**

- sistematizarea și analiza critică a tipurilor de pompe utilizate la pompele eoliene;
- analiza problematicei specifice fiecărui tip de pompă;

**Concluzii:**

- la pompele eoliene se utilizează cel mai frecvent pompele volumice cu piston și turbopompele;
- pompele volumice cu piston cu mișcare alternativă se caracterizează prin: randament ridicat, moment rezistent constant, variația ciclică a momentului de pornire;
- turbopompele prezintă un randament mai scăzut și o mare sensibilitate la variația turației, domeniul de variație a turației depinde de raportul dintre presiunea statică și dinamică.

**Capitolul 8. PROBLEMATICA AGREGĂRII TURBINEI EOLIENE CU  
POMPA VOLUMICĂ**

cuprinde următoarele:

- relațiile fundamentale privind agregarea;
- cuplarea pompei cu piston la rotorul eolian;

- expresia matematică a sarcinii rotorului eolian;
- regimul de pornire și oprire.

Sunt prezentate relațiile fundamentale care determină condițiile de agregare a rotorului eolian cu pompa și sunt determinați parametrii de bază ai agregării: volumul pompat la o rotație a pompei și raportul de transmitere.

Pentru deducerea caracteristicii de putere în funcție de viteza vântului este dedusă expresia matematică a sarcinii rotorului eolian.

Se analizează regimul de pornire și de oprire static și dinamic caracteristic pompelor cu piston datorită variației ciclice a momentului rezistent.

#### **Contribuții personale:**

- deducerea relațiilor de dimensionare pentru agregarea rotorului eolian cu pompa;
- deducerea relațiilor de variație a puterii și a coeficientului rotorului de putere în funcție de viteza vântului.

#### **Concluzii:**

- la agregarea pompei cu piston cu rotorul eolian puterea rotorului eolian este utilizată total numai în perioada demarării;
- valoarea vitezei vântului de pornire este mai mare decât valoarea vitezei vântului de calcul datorită variației ciclice a sarcinii pompei.

## **Capitolul 9. OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE CU POMPE VOLUMICE FĂRĂ ADAPTAREA CARACTERISTICII POMPEI**

cuprinde următoarele:

- optimizarea adaptării caracteristicii de putere la regimul de vânt caracteristic amplasamentului;
- optimizarea pompei pentru micșorarea momentului de pornire;
- optimizarea pompei pentru uniformizarea momentului;
- optimizarea transmisiei;

Utilizând metoda estimării matematice s-a calculat valoarea vitezei vântului de calcul corespunzătoare disponibilității maxime și energiei maxime pentru diferite forme de caracteristici ale sarcinii.

Pentru micșorarea momentului de pornire și pentru uniformizarea momentului, s-au descris mai multe soluții constructive referitoare la pompă și transmisie și s-au dedus relațiile de dimensionare ale acestora.

#### **Contribuții personale:**

- prezentarea tabelară a valorilor optime pentru parametrii caracteristici ale caracteristicii de putere raportate la viteza medie energetică a amplasamentului;

- sistematizarea și analiza critică a soluțiilor constructive și aplicabile la pompa cu piston cu mișcare alternativă pentru uniformizarea momentului și pentru micșorarea momentului de pornire;
- sistematizare și analiza critică a soluțiilor constructive aplicabile la transmisie pentru uniformizarea momentului și pentru adaptarea la condițiile de amplasament.

### **Concluzii:**

- pentru mărirea disponibilității și productivității energetice pompelor eoliene cu sarcina de tipul cu moment constant, acestea trebuie adaptate periodic (săptămânal, lunar) la viteza medie energetică a amplasamentului, caracteristic perioadei respective, prin modificarea cursei la pompele cu piston sau prin modificarea raportului de transmitere la pompele rotative volumice;
- există o serie de soluții constructive aplicabile la pompă și la transmisie pentru micșorarea momentului de pornire, pentru uniformizarea momentului și pentru adaptarea la condițiile de amplasament a pompei eoliene.

## **Capitolul 10. OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU POMPE VOLUMICE**

Prin adaptarea caracteristicii pompei, cuprinde următoarele:

- variatoare de cursă automate;
- variatoare de turație automate;
- concluzii privind adaptarea caracteristicii pompei volumice la caracteristica rotorului eolian.

Sunt descrise constructiv și funcțional o serie de tipuri de variatoare automate de cursă și turație care în majoritatea cazurilor au fost propuse pentru utilizare în alte domenii dar sunt aplicabile la pompele eoliene. Pentru pompa volumică cu cilindru mobil, variatorul de cursă automat cu volant și regulatorul de turație automat cu curea trapezoidală sunt deduse relațiile cursă – turație, respectiv raport de transmitere – viteză vânt. La primele două soluții constructive, calculele sunt exemplificate.

Concluziile sunt rezumate într-un tabel cuprinzând soluțiile constructive propuse.

### **Contribuții personale:**

- sistematizarea variatoarelor de cursă și de turație cunoscute aplicabile la pompele eoliene și analiza critică a acestora;
- propunerea unor soluții constructive originale;
  - variatorul de cursă hidraulic cu drosel;
  - pompa volumică cu cilindru mobil;
  - variatorul de cursă automat cu volant;
  - pompă eoliană cu ax vertical și variator de cursă cu sesizor și inerțial;

- deducerea analitică a legii de variație a cursei variatorului de cursă inerțial pornind de la un model analogic mai cunoscut.

### Concluzii

- există o serie de soluții constructive prin care se poate adapta caracteristica unei pompe volumice la caracteristica raportului eolian;
- prin această adaptare, competitivitatea pompelor eoliene se poate mări până la două ori, regimul vânturilor fiind același;
- există soluții constructive care se pot încadra în condiția restrictivă de cost suplimentar al agregatului de pompare eolian cu caracteristică adaptată.

## Capitolul 11. OPTIMIZAREA CONVERTOARELOR EOLIENE DE POMPARE ECHIPATE CU TURBOPOMPE

Sunt analizate cazurile posibile pentru regimul de funcționare a agregatului de pompare: cu turație mobilă și cu turație constantă.

### 1. Regim cu turație variabilă

Pentru rotorul eolian se consideră o relație parabolică între  $C_p$  și  $\vartheta$  și se definește domeniul de valabilitate.

Pentru turbopompă se definesc mărimile adimensionale caracteristice.

Sunt prezentate două modele de calcul (simplificat și exact) pentru calculul raportului de transmisie care asigură funcționarea rotorului eolian și turbopompei la regimul de randament maxim (valoarea optimă), în cazul cuplării mecanice.

În cazul cuplării electrice sunt descrise particularitățile constructiv – funcționale și condițiile de calcul. Se fac referiri la cerințele de optimizare pe subansamblurile agregatului de pompare. Comparația performanțelor este prezentată grafic, având ca sursă unele publicații de specialitate.

### 2. Regim cu turație constantă

Sunt descrise constructiv – funcțional două tipuri de agregate de pompare eoliene cu transmisie electrică și prezentate condițiile de funcționare optime. Performanțele sunt prezentate grafic pe baza unor încercări efectuate de firmele producătoare.

### Contribuții personale:

- sistematizarea problematicei convertoarelor eoliene de pompare echipate cu turbopompe;
- prezentarea modelelor de calcul pentru optimizarea agregării rotorului eolian cu turbopompă.

### Concluzii

- regimul de funcționare al pompelor eoliene echipate cu turbopompe poate fi: cu turație variabilă și cu turație constantă;



- pompele eoliene cu turație variabilă sunt recomandate în special pentru înălțimi de pompare statice mici și puteri mici;
- randamentul maxim al conversiei se va atinge la o viteză de vânt mai mare decât viteza vântului de pornire, care la pompele cu piston apare chiar la viteza vântului la pornire;
- dacă turbopompa debitează pe o rețea fără înălțime statică sistemul rotor eolian – turbopompă funcționează optim la orice viteză a vântului cuprinsă în domeniul de funcționare;
- dacă rețeaua are și presiune statică, sistemul trebuie optimizat în funcție de mărimea presiunii statice și în funcție de regimul vânturilor corespunzător perioadei de utilizare;
- pompele eoliene de turbopompe sunt mai scumpe decât cele cu pompe cu piston, mai ales pentru puteri mai mici și nu pot fi confecționate local;
- adaptarea la amplasament este dificilă necesitând modificarea raportului de multiplicare;
- pompele eoliene cu turație constantă sunt mai avantajoase deoarece se adaptează automat condițiilor din orice amplasament, dar sunt scumpe, nu se pot confecționa local și se pretează numai la puteri mai mici de 15 kW.

## Capitolul 12. OPTIMIZAREA ROTORULUI EOLIAN

Cuprinde următoarele:

- rotoare eoliene pentru pompe eoliene echipate cu pompe volumice fără adaptarea caracteristicii;
- rotoare eoliene pentru pompe eoliene echipate cu pompe volumice cu adaptarea caracteristicii sau cu turbopompe;
- calculul aerodinamic al rotorului;
- exemple de rotoare eoliene optimizate;
- optimizarea constructivă a pompelor eoliene în funcție de tipul rotorului eolian,

Sunt prezentate mai multe tipuri de rotoare eoliene dezvoltate recent, având performanțe îmbunătățite, destinate în special antrenării pompelor volumice și turbopompelor. Calculul aerodinamic al rotorului este exemplificat pentru trei situații mai des întâlnite în practică.

Pentru exemplificarea unor rotoare eoliene optimizate, sunt descrise constructiv câteva tipuri de rotoare dezvoltate de unele forme specializate.

Soluțiile constructive optime pe subansamblurile principale sunt rezumate tabelar.

### Contribuții personale

- optimizarea soluțiilor constructive pentru orientarea rotorului cu ax orizontal;
- soluția constructivă de rotor monopala, cu orientare și protecție tip rozetă articulată pentru antrenarea pompelor volumice cu caracteristică adaptată;

- optimizarea constructivă a subansamblurilor în funcție de tipul rotorului eolian și al pompei.

### **Concluzii**

- tipul rotorului eolian determină tipul dispozitivelor pentru orientare și protecție și tipul pompei;
- se extinde utilizarea rotoarelor semilente care sunt mai ușoare mai simple și mai fiabile;
- rotoarele rapide, dezvoltate pentru aerogeneratoare, se pot agrega cu pompele volumice cu caracteristică adaptată.

## **Capitolul 13. MĂRIREA COMPETITIVITĂȚII POMPELOR EOLIENE PRIN FABRICAȚIE LOCALĂ**

În urma comparației caracteristicilor de performanță și costuri ale pompelor eoliene comerciale și fabricate local rezultă superioritatea celor din urmă.

**Contribuția personală** constă în modul de analiză a influențelor asupra caracteristicilor și costurilor pe baza unor situații reale.

### **Concluzii**

- masa pompelor eoliene fabricate local după proiecte îmbunătățite poate să scadă la jumătate față de masa pompelor eoliene comerciale;
- prețul variantei construite local reprezintă 30% din prețul variantei comerciale;
- dintre variantele fabricate local, varianta cu adaptarea (cu orificiu de scurgere) este mai ieftină cu 25%.
- gradul de reducere a prețului depinde de condițiile locale (prețul materiilor prime, manoperei, distanțe și tarife de transport).

## **Capitolul 14. MĂRIREA COMPETITIVITĂȚII POMPELOR EOLIENE PRIN FABRICAȚIE LOCALĂ**

cuprinde următoarele:

- agregate de pompare autonome asistate de vânt;
- electropompe alimentate de la rețea asistate de vânt;
- agregat de pompare hibrid asistat de vânt;
- caracteristicile agregatelor de pompare asistate de vânt.

Agregatele de pompare asistate de vânt au apărut ca urmare a necesității asigurării unei disponibilități de 100% necesară în unele utilizări (irigații, ferme zootehnice etc.) și ca urmare a necesității de reducere a consumului de combustibil sau de energie electrică.

Pe baza unor modele experimentale descrise în literatura de specialitate sunt descrise constructiv și funcțional mai multe tipuri de agregate de pompare.

**Contribuția personală** constă în sistematizarea constructiv – funcțională a tipurilor agregatelor de pompare asistate de vânt cunoscute până în prezent și analiza critică a acestora.

### **Concluzii**

- agregatele de pompare asistate de vânt se caracterizează prin următoarele :
  - asigură disponibilitatea de 100 % ;
  - reduc cheltuielile de exploatare prin reducerea consumului de combustibil sau energie electrică ;
- tipul agregatului este determinat de condițiile locale ;
- se recomandă pentru puteri instalate peste 50 kW ;
- din cauza complexității, prețul este ridicat și fabricația locală este exclusă ;
- se recomandă utilizarea la fermele mari ;
- în prezent tehnologia n-a depășit faza de pilot industrial.

## **Capitolul 15. REZULTATE EXPERIMENTALE**

Măsurătorile referitoare la performanțe s-au făcut pe instalația pentru pomparea apei în turbină de vânt lentă TS1 – 0 realizată de LCUEV Brașov, la poligonul experimental Ghimbav. Sunt trasate curbele de performanță teoretice și experimentale pentru diferite valori ale vitezei vântului de calcul, respectiv ale raportului de transmisie rotor – pompă.

**Contribuția personală** constă în :

- elaborarea tehnologiei de lucru ;
- realizarea măsurătorilor ;
- interpretarea datelor.

### **Concluzii**

- prin modificarea raportului de transmitere crește zona de funcționare cu performanță maximă ;
- pompa utilizată nu corespunde, deoarece randamentul volumic scade drastic cu creșterea turației ;
- prin utilizarea unor soluții constructive, pentru uniformizarea momentului (camerei de aer) și pentru reducerea momentului de pornire (orificiu de scurgere) se poate reduce viteza vântului de pornire, mărindu-se disponibilitatea și timpul de funcționare.

## Capitolul 17

### CONTRIBUȚII PERSONALE

Urmărind obiectivele fixate pentru teză, am adus următoarele contribuții la studiul optimizării convertoarelor eoliene de pompă :

**17.1.** Am argumentat prin analiza unei bibliografii ample și sistematizarea concepției generale, actualitatea valorificării energiei eoliene pentru pomparea apei care motivează necesitatea și utilitatea tezei.

**17.2.** Am prezentat relațiile de calcul al potențialului energetic eolian și a distribuției acestuia pe glob și în România, prin care am dovedit că există premise de extindere a valorificării potențialului energetic eolian și a domeniilor de utilizare ale acestuia.

**17.3.** Am prezentat analiza evoluției istorice a tehnologiei și particularitățile utilizării energiei eoliene pentru pompare, într-un mod exhaustiv și particularizat pe baza unui bogat material documentar. Am concluzionat că proiectele actuale sunt depășite iar caracteristicile constructive, funcționale și economice trebuie particularizate la tipul de utilizare.

**17.4.** Am analizat critic piața și concepția agregatelor eoliene de pompare pe baza costurilor specifice, rezultând că piața este asigurată, dar proiectele trebuie modernizate, utilizând soluții constructive, fiabile și ieftine.

**17.5.** Am analizat particularitățile optimizării în cazul agregatelor eoliene de pompare, precum și căile de mărire a randamentului de adaptare a sistemului turbină – pompă.

**17.6.** Am elaborat o clasificare a diverselor tipuri de captatori eolieni pe categorii distincte, care să contribuie astfel la ușurarea evidenței și unificarea denumirilor și noțiunilor utilizate în domeniul acestora.

**17.7.** Am analizat diferite soluții constructive de rotoare eoliene pentru acționarea pompelor, cu prezentarea comparativă a performanțelor pentru a decide în alegerea tipului adecvat de rotor pentru o anumită utilizare.

**17.8.** Am sistematizat construcția tipurilor de pompe frecvent utilizate, de tehnicitate medie și confecționate din materiale nepretențioase concluzionând că la pompele eoliene se utilizează cel mai frecvent pompele volumice cu piston și turbopompele. Am analizat, deasemenea caracteristicile acestor două tipuri de pompe, din punct de vedere al randamentului și al sensibilității la turație (respectiv, viteza vântului).

**17.9.** Am dedus relațiile fundamentale privind agregarea ; cuplarea pompei cu piston la rotorul eolian ; expresia matematică a sarcinii rotorului eolian și regimul de pornire, respectiv oprire. Am concluzionat că puterea rotorului eolian este utilizată total numai în perioada demarării, ceea ce, în termeni de viteză a vântului înseamnă : la pornire este nevoie de un vânt mai puternic decât în timpul funcționării normale.

**17.10.** Utilizând metoda estimării matematice am calculat valoarea vitezei vântului de calcul corespunzătoare disponibilității maxime pentru diferite forme de caracteristici ale sarcinii (pompei).

**17.11.** Pentru micșorarea momentului de pornire și pentru uniformizarea momentului prin care se mărește randamentul de adaptare a sarcinii, am descris mai multe soluții constructive referitoare la pompă și transmisie și am dedus relațiile de dimensionare ale acestora.

**17.12.** Pentru adaptarea perfectă a sarcinii pompei cu piston la caracteristica rotorului eolian, am ajuns la concluzia că fiecare agregat trebuie adaptat periodic la viteza medie a vântului pe o perioadă cât mai scurtă prin modificarea cursei la pompele cu piston sau prin modificarea raportului de transmitere la pompele volumice rotative. Pentru realizarea acestor condiții în mod automat am descris o serie de variatoare automate de cursă și de turație aplicabile la pompele eoliene.

**17.13.** Am sistematizat și analizat critic variatoarele descrise, pentru ca, în final să propun patru soluții originale. Pentru deducerea legii variației cursei la pompa volumică cu cilindru mobil am utilizat o metodă analitică pornind de la un model analog mai cunoscut. Relațiile sunt deduse logic fără utilizarea unui instrument matematic sofisticat. Apreciez că această metodă este elegantă prin simplitatea ei și pentru cazul concret utilizat este originală.

**17.14.** Am analizat cazurile posibile ale regimului de funcționare a turbopompelor cu turație variabilă și cu turație constantă, cu implicațiile asupra randamentului, în diferite condiții de exploatare (înălțime statică de pompare, debit necesar, regimul vântului), prețului agregatului, adaptării la amplasament.

**17.15.** Am descris constructiv mai multe tipuri de rotoare eoliene dezvoltate recent, având performanțe îmbunătățite, destinate în special antrenării pompelor volumice și turbopompelor. Pentru trei situații mai des întâlnite în practică am prezentat un calcul aerodinamic simplificat. Soluțiile constructive optime pe subansamblurile principale sunt rezumate tabelar.

**17.16.** Pentru acționarea pompelor volumice cu caracteristică adaptată am propus soluția constructivă de rotor bipal sau monopala, cu orientare și protecție tip rozetă articulată care se caracterizează prin simplitate constructivă și siguranță în funcționare.

**17.17.** În urma comparației caracteristicilor de performanță și costuri ale pompelor eoliene fabricate local și comerciale am concluzionat că pompele eoliene fabricate local sunt superioare celor comerciale fabricate de firme specializate.

**17.18.** Am sistematizat constructiv și funcțional tipurile de agregate de pompare reprezentând soluții compuse, formate din agregate asistate de vânt și am concluzionat că deși astfel de agregate asigură o disponibilitate de 100 %, din cauza complexității și a prețului ridicat, fabricația locală este exclusă.

**17.19.** În cadrul cercetărilor experimentale desfășurate pe instalația de pompare a apei cu turbină de vânt lentă TS1-0, am elaborat metodologia de lucru, am efectuat măsurătorile și am interpretat rezultatele. În urma măsurătorilor și comparând rezultatele teoretice cu cele experimentale, rezultă necesitatea adoptării soluțiilor constructive propuse pentru mărirea randamentului global.

Ca și consecință a acestor contribuții, consider că am îndeplinit scopul fixat inițial, acela de a optimiza convertoarele eoliene de pompare pentru a mări competitivitatea acestora față de alte sisteme de pompare.

Consider că întocmirea tezei este o realizare deosebită ca formă și conținut, în condițiile în care procurarea materialului documentar și editarea s-au făcut cu eforturi personale.

Structura, dozarea și nivelul de prezentare al tezei sunt rezultatul activității mele de mai mulți ani de cercetare – proiectare în domeniul echipamentelor de conversie a energiei eoliene la Laboratorul de Cercetare pentru Energia Vântului din cadrul ICSITMUA Brașov, dovedite și prin lucrările științifice publicate (Lista nr.4).

Teza, prin tematica abordată, metodele de calcul, analizele critice și prin soluțiile constructive propuse poate fi utilă specialiștilor în activitatea de proiectare a unor convertoare eoliene de pompare performante.



**BIBLIOGRAFIE**

1. **Madsen, B.T.:** *The industrial development of the windpower industry in Denmark - European wind Energz - 1986*
2. **Bevan, E.G., Dervent, R.G., Bedford, L.A.W.:** *Wind energy: a promising renewable energy source for the United Kingdom European wind Energy - 1986*
3. \*\*\*: *Energie wirtschaftliche Tagesfragen Heft, 5 Mai 1988, R.F.G.*
4. **Maliser, N.A., Liather, M.:** *Vetroenergheticeschie stanții bolșoi mocinosti - Hidro Tehnicescoe Stroitelstvo, Nr.12, 1983.*
5. \*\*\*: *Wind Master - U.S.A. - California - 1987*
6. **Lester, R.Brown:** "Probleme globale ale omenirii " Ed.Tehnică, 1988
7. **Nițu, V.I.:** "Principiile fundamentale ale proiectării politicilor energetice", Ed.Academiei R.S.R., 1984
8. \*\*\*: "Academia R.S.R. Seria "Probleme globale ale omenirii" (Coord.M.Malița) vol."Energia în următoarele trei decenii"(Coord.C.Mihăileanu), Ed.Acad.R.S.R., București
9. \*\*\*: Academia R.S.R., Academia de științe sociale și politice "Știința și contemporaneitatea" Lucrările sesiunii științifice din 22.02.1980 Ed.Politică, București, 1980
10. **Ursu, I.:** Seria "Știința modernă și energia" vol.I, Investigații în domeniul energiei, Ed.Dacia, Cluj-Napoca, 1982
11. **Malița, M.:** "Cronica anului 2000" , Ed.Politică, București, 1975
12. \*\*\*: *Energy and Physics: Proc.of the Third General Conf. On the European Physical Society 9-12 Sept.1975, Bucharest, România, Edit.Academiei R.S.R. 1976*
13. \*\*\*: *CARTEA ALBASTRĂ ROWEA. Un punct de vedere al asociației române pentru energia vântului, privind posibilitatea dezvoltării energeticii eoliene în România în anii 1991-2010. Octombria 1990 - București*
14. \*\*\*: Grupaj de articole în: *Construcția de mașini 1989 nr.8, pg.387-427*
15. **Gyulai F., Santău I. și Bej A.:** *Experiențe tehnice și bariere instituționale în promovarea surselor aeroelectrice de energie. Energetica 1997 nr.9 pg.418-424*
16. \*\*\*: Normă internă N.I.14/83. *Evaluarea resurselor și amplasarea instalațiilor eoliene. Universitatea din Brașov. Laboratorul de cercetare pentru utilizarea energiei vântului.*
17. **Almási L.:** *Studiul adaptării la condițiile de amplasament a pompelor eoliene. Referat doctorat nr.1, Universitatea Politehnică Timișoara, Catedra de Mașini Hidraulice 1996*
18. **World Meteorological Organisation:** "Technical Note Nr.175", Geneva, 1981



19. **V.Ilie, L. Almási, S.Nedelcu, D.Borzași, G.Luncă, G.Markó:** *Utilizarea energiei vântului* - Editura Tehnică, București, 1984
20. **British Wind Energy Assoc.,** "Wind Energy for the Eighties", Peter Perigrinus, London, 1982
21. **Baas M.:** "Hero's Pneumatica - A Study of its Transmission and Influence", Isis, 40, 1949, p.p.38-48
22. **Woodcroft, B.:** *The Pneumatics of Hero of Alexandria*, London: Oxford University Press, 1962 pp.86-87
23. **Schmidt, W.,** Ed. Heron von Alexandria, vol I, *Pneumatica et Automata*, Leipzig, Germany: Teubner, 1899, pp.XXXIX - XI, 203-207
24. **Wulff, H.E.:** *The Traditional Crafts of Persia, Their Development, Technology and Influence on Eastern and Western Civilization*, Cambridge, Massachusetts: M.I.T.Press, 1966 pp.284-289
25. **While, L., Jr.:** *Medieval Technology an Social Change*, London: Oxford University Press, 1962 pp.86-87
26. **Notebaart, J., Windmühlen:** Den Haag, Monton Verlag. 1965 see the summary in English, pp.357 ft
27. **Ramelli Agostino :** "Le diverse e artificiose machine" 1588
28. **Böchler André :** "Theatrum machinarum novum", 1686
29. **Besson Jaques :** "Theatre des instruments mathematiques et mecaniques", 1578
30. **Belidor:** "Architecture hydraulique", 1739
31. **Eldrige F.R. :** *Wind Machines Report Grant No.AER - 75 - 12937* - Mitre
32. **Torrey V.:** Corporation 1975, *Wind - Catchers*, Baratt Leboro Vermont Stephen Grene Press 1976
33. **Hau E.:** *Wind Kraftanlagen* Springer, Verlag Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokio, 1988
34. **Savonius, S.J. :** *The S-Rotor and and Its Applications*, Mechanical Engineering 53(5) 1931 pp.333-338
35. **Darrieus, F.M.:** "Turbine Having its Rotating Shaft Traverse to the Flow of Current", U.S.Patent No.1.834.018, 1931
36. **\*\*\* :** *Enciclopedia Invențiunilor Tehnice*, București, Editura "Cartea Românească", 1938
37. **\*\*\* :** *Ghidul Muzeului Tehnicii Populare*, Sibiu, Muzeul Bruckenthal, 1974
38. **\*\*\* :** *Catalog Comet no.9* firma Sydney Williams Australia
39. **\*\*\* :** *Solar Energy Digest*, Vol.19, No.3, Sep.1982
40. **The World Bank, Energy Departament, U.S.A., Intermediate Technology Power Ltd (U.K.) :** *Wind Technology Assessment Study*, Wind Study Report, Vol.I, II, Ref.ITP/82041 UNPD project GLO/80/003, February 1983
41. **\*\*\* :** "Small Community Water Supplies" IRC The Hague, 1981
42. **Veldhuizen (van) L.R.** *Windmills for smallscale irrigation*, SWD publication, The Netherlands

43. **Ven (Van de) N.J.** : *Construction manual for a Cretan Windmill WD 77-4* (WOT/SWD) October 1977
44. **Geethaguru V.** : "Anila - 1: low cost windmill for pumping water", Invention Intelligence, January 1980 17-23
45. **Gilmore, Bariean and Nelson** : *Feasibility of Using Wind Power to Pump Irrigation Water*, Texas Energy Advisory Council, 1977
46. **Sutz R.K.**, Private communications plus "Solar Energy Digest" Vol.19, No.3, September 1982
47. **Dudiță F., Diaconescu D.**: *Optimizarea structurală a mecanismelor*, Ed.Tennică București 1987
48. **Seleșteanu A.**: *Principii și metode de proiectare a mașinilor*, Ed.Tehnică București, 1969
49. **Seleșteanu A.** : *Principii și metode de optimizare în: Metalurgia și Construcția de Mașini nr.5/1966*
50. **Seleșteanu A.**: *Valori optime în construcția de mașini în: Metalurgia și Construcția de Mașini nr.1/1966*
51. **Bellman, R.**: *Programarea dinamică*, Ed.Tehnică București 1967
52. **Cofmann, I.**: *Teoria operațiilor*, Editura Științifică București 1967
53. \*\*\* : *Proceedings of the Meeting of the Expert Working Group on the Use of Solar and Wind Energy Economic and Social Commission for Asia and the Pacific Bangkok*, Thailand Energy Resources, Development Series No. 16, United Nations New York, 1976
54. **Calvert** : *Wind Power in Eastern Crete*, Transactions of the Newcomen Society, UK, 1972, vol XLIV, pp 137 - 144
55. **Sherman M. M.** : *6000 handcrafted sail and wing windmills of the Lassithion, Greece, and their relevance to windmill development in rural India*, *Proceedings*, Wind and Solar Energy for Water Supply, German Fondation for Intelctual Development, Berlin, 1975
56. **Sherman M. M.** : *The design and construction of an appropriate water pumping windmill for agriculture in India*, Transaction, Wind and Solar Energy for Water Supply, German Fondation for Intelctual Development, Berlin, 1975
57. **Heronemus W. E.**: *A survey of the possible use of wind power in Thailand and the Philippines*, USAID Contract No. TA - C 1143, 1974
58. \*\*\* : *Water Conservancy in New China*, Ministry of Water Conservancy, Shanghai, People's Art Publishing House, 1956
59. \*\*\* : *Construction plans for 10 m diameter sail windmill*, TOOL Foundation, Netherlands
60. **Biswas D.K.** : *Report to the Indian Agricultural Research Institute , India*
61. \*\*\* : *Note on 6 m diameter sail windmill*, Sarvodaya Educational Development Institute, Sri Lanka
62. **Fraenkel P.** : *Food from windmills*, Intermediate Technology Development Group, UK
63. \*\*\* : *Plans for 25 foot diameter sail windmill*, Windworks, USA

64. \*\*\* : *Performance data for 25 foot diameter sail windmill*, Brace Research Institute, Canada
65. **Harahap F.** : *Design and construction of a windmill: an experience of the Mechanical Engineering Department of ITB*, Workshop paper, Bandung Institute of Technology, Indonesia, 1972
66. \*\*\* : *Wind pump for lifting water*, Information Kit Section II Part B, vol II, No. 5, USAID Technical Digest Service, Washington, USA, 1962
67. \*\*\* : *Report by the commission on the Church's participation in development*, World Council of Churches, Switzerland
68. **Garcia R.** : *Low - cost windmill*, Voluntar Technical Assistance, USA
69. \*\*\* : *Detailed plans of Princeton sail wind rotor windmill design*, New York, Flanagan Plans
70. **Sherman M.M.** : *A water pumping windmill that works*, Journal II of the New Alchemists, USA, 1973
71. **Stam H.** : *Adaptation of windmill designs, with special regard to the needs of the less industrialized areas*, Proceedings of United Nations Conference on New Sources of Energy, Rome, 1961, vol 7, paper No. W/40, pp. 347 - 357
72. **Park J.** : *Simplified wind power systems for experimenters and 12 16 complete plans and instructions*, Helion, USA
73. **Meyer H.** : *12 footer plans*, Windworks, USA
74. **Chilcott R. E.** : *The design, development and testing of a low cost 10 hp. windmill prime mover*, Brace Research Institute, Publication No. 7, Canada, 1970
75. **Wailes R.** : *Horizontal windmills*, Transactions of the Newcomen Society, London, 1967/8, vol XL, pp. 125 - 145.
76. **Koslowski** : *Investigation of whether a Savonius rotor is a suitable prime mover*, Intermediate Technology Development Group, UK
77. **South P. & Rangi R.S.** : *An experimental investigation of a 12 feet diameter high speed vertical axis wind turbine*, National Research Council Report, LTR - LA - 166, Canada, 1975
78. **Godfrey J.R.** : *DAF Company report*, Canada
79. **Brulle R. V., Larsen H.C.** - *Gyromill (ciclogiro windmill) investigation for generation of electrical power*, Proceedings of the Second Workshop on Wind Energy Conversion Systems, Mitre Corporation, Washington, Usa, 1975, pp. 452 - 457
80. **Bade P.** - *Flapping vane Wind machine and rod piston pump and Flapping vane wind machine*, Transactions. Wind and Solar Energy for Water Supply, German Foundation for International Development, Berlin, 1975
81. **Dörner H.** : *Efficiency and Economic Comparison of Different WEC - Rotor Systems*, International Conference Tehnologies of Seminar Wind and Solar Energy for Water Supply 15/20 Sept.1975 Berlin
82. **Barnhart E.** : *Communication*, New Alchemy Institute - East, USA
83. \*\*\* : *Water lifting for agriculture using nonconventional power equipment*. Ministry of Agriculture and Co-operative, Government of Thailand, 1974

- 84. Bodek A.** : *How to construct a cheap wind machine for pumping water*, Brace Research Institute, Publication No. 5, Canada
- 85. Wilson S.** : *Note on low lift irrigation pumping*, Department of Engineering Science, Oxford University, UK
- 86. Pendleton R. L.** : *Thailand, Aspects of Landscape and Life*, An American Geographic Society Handbook, (New York, Duell, Sloan and Pearce, 1963)
- 87. Rubinki I.A. and Rubinky A.I.** : *A low specific speed pump for small discharges*, Civil Engineering and Public Works Review, Vol. 50, No. 591, September 1955, pp. 987 - 990
- 88. Merriam M.F.** : *Wind Energy for Human Needs*, (UC 1 D - 3724), Berkeley, California, USA, Lawrence Berkeley Laboratory, 1974
- 89. Țurcanu C. și Ganea N.** : *Pompe volumice pentru lichide* - București, Ed. Tehnică, 1987
- 90. Campbell M.D. and Lehr J.H.** : *Water Well Technology* - Mc. Graw Hill, 1973
- 91. Ven, N. van de** : *Appropriate designing for the water supply in Developing Countries (în olandeză)* - Dr. Thesis, Twente University of Technology, OC - D29, 1972
- 92. Snoeij J.** : *Dynamic behaviour of the free valves in piston pumps (în olandeză)* - Internal Report R 430 S, Eindhoven University of Technology, the Netherlands, 1980
- 93. Almási L.** *Pompe destinate agregatelor eoliene și optimizarea agregatelor eoliene de pompare*, Referat doctorat nr.3 Universitatea Politehnică Timișoara: Catedra de Mașini Hidraulice 1997
- 94. Jansen W.A.M. and Smulders P.T.** : *Rotor Design for Horizontal Axis Windmills* - SWD Publications, Netherlands, 1977
- 95. Almási L.** : *Studiul convectoarelor eoliene pentru pomparea apei*, Referat doctorat nr.2. Universitatea Politehnică Timișoara. Catedra de Mașini Hidraulice 1997
- 96. Ibrahim A.** : *Effect of aerodynamic characteristics of blades on performance and matching of wind energy pumping systems* - M. Sc. Thesis, Cairo University, 1992
- 97. Cleijne H., Smulders P.T., Verney F., Oldenkamp H.** : *Pump Research by CWD: The Influence of Starting Torque of Single Acting Piston Pumps on Water Pumping Windmills* - EWEA Conf., Rome, Italy, E10, pp 163 - 167, 7-9 October 1986
- 98. Meel J.J.A.v., Smulders P.T., Oldenkamp H., Nat A.L.J.M.v.d., Lysen E.H.** : *Field Testing of Water Pumping Windmills by CWD* - EWEA Conf., Rome, Italy, F15, pp 423 - 430, 7-9 October 1986
- 99. Meel J.J.A.v.** : *Notes on piston pumps coupled to wind rotors: inertia and leaks (in Dutch)* - Internal Report R 294 D, Eindhoven University of Technology, the Netherlands, 1977
- 100. Patay I.** : *Összefüggések a szélmotorok és szélgenerátorok telepítésének tervezéséhez*, Mezőgazdasági Technika 1997, szeptember

101. **Almási L.** : *Studiul adaptării la condițiile de amplasament a pompelor hidraulice*. Referat doctorat nr.1. Universitatea Politehnica Timișoara. Catedra de Mașini Hidraulice 1996.
102. **Smulders P.T., Kragten A., Vaan W. de, Logtenberg A., Leede G. de** : *Innovative Controlling Safety Systems for Waterpumpers* - European Wind Energy Conference, Hamburg, F.R.G., pp 746 - 754, 22 - 26 October 1984
103. **Smulders P.T., Burton J., Pinilla A., Stacey G.** : *The 3S-Pump Project: Piston Pump Innovation for Wind Pumps* - EWEC'94, Salonic, Greece, pp 1147
104. **Eijk J. van de, Batcharov Y.A.** : *Machine Dynamics and Vibrations* - Moratuwa University, Sri Lanka, June 1979
105. **Kragten A.** : *Building Instructions for Water Pumping Windmill SWD 2740 Repot R 456 D* - Wind Energy Group Department of Physics, University Technology, Eindhoven the Netherlands, 1980
106. **Davies D.G.** : *Modern Water Pumping Windmills: The use of air chambers for flow smoothing* - M.Sc. thesis, Department of Engineering University of Reading, UK, 1993
107. **Partington C.F.** : *The British Cyclopedia of Arts and Sciences, vol 1* - London, 1835
108. **Franco J.B.** : *Tesis de Grado Universidad Pontificia Bolivariana* - Medellin, Columbia, 1978
109. \*\*\* : *World Solar Markets* - South American Windmill designed, pp 9 - 10, June 1984
110. **Pinilla A.** : *Global Windpumps Evaluation Programme: Country Study of Colombia* - Proc. Amsterdam EWEC'91, pp 871 - 875, Elsevier
111. **Burton J., Pinilla A., Dunn P.D.** : *Wind Energy to Water Pumped: Conversion Efficiency Limits Using Single Acting Lift Pumps* - 6<sup>th</sup> BWEA Conference, Reading, 1984
112. **Dixon J.C.** : *Load Matching Implications for Wind Pumps Design* - Open University, 1977
113. **Burton J.D., Pinilla A.E** : *Water Pumps for Windmills: A Comparison of Two Commercially Available Systems from South America* - Wind Engineering, vol. 9, No. 1, pp 50 - 58, 1985
114. **Gonzales S.C.** : *Obtencion de Energia Eolica por Medio de Velas Rotatorias* - Fac. Ing. Mecanica, page 48, Universidad de los Andes, 1975
115. **Renwick V.G.** : *Preliminary Study of Windpower Potential in Grenada and Field Test of Horizontal Axis Windpump System* - M. Sc. Thesis, Dept. of Engineering, Reading University, 1983
116. **Burton J.D., Hijazin M.** : *Lift Rod Load Reduction for Wind Driven Pumps* - 2<sup>nd</sup> World Renewable Energy Congress, vol 3, pp 1256 - 1533, Reading, September 1992

117. **Selwood P.R., Burton J.D.** : *Induced Flow Reciprocating Pump with Rotodynamic Characteristic* - Proceedings of 5<sup>th</sup> Conference on Fluid Machinery, Budapest Akademiai Kiadó, vol. 2, pp 997 - 1009, 1975
118. **Burton J.D.** : *Double Acting Pump with Inertia Flow Improves Load Matching of Water Pumping Windmills* - 7<sup>th</sup> Conference on Fluid Machinery, Budapest 16 - 16 Sept, 1983
119. **Burton J.D., Lobo - Guerrero J.** : *Induced Flow Reciprocating Pump Theory Supported by New Performance Data* - Trans. A.S.M.E., vol. 94, 1972, Series D. No. 4, pp 706 - 714
120. **Pinilla A.E. and Mateus L.** : *Comparative Field Tests Results of Two Colombian Windpumps* - EWEC'91, Amsterdam, Elsevier, pp 682 - 686
121. **Diepens J., Smulders P.T.,** : *Pump Rod Forces in Wind Pumps- Part I*, Wind Energy Group, Department of Physics, Laboratory of Fluid Dynamics and Heat Transfer Technical University, Eindhoven, the Netherlands, R1103D, 1991
122. **Rijnhart N.W.H.** - *Simulation of the Behaviour of An Ideal Reciprocating of An Airchamber* - Report WM - 142 Windmill Group, Department of Mechanical Engineering, University of Twete, Netherlands, 1988, May (esp. p 5 & 17)
123. **Burton J.D.** . *Faster Running Wind Driven Reciprocating Lift Pumps* - Wind Engineering. vol. 14, 1990, No. 2, pp 80 - 97
124. **Burton J.D., Hijazin M.** : *Wind Driven Lift Pump Dynamics* - Proc. Amsterdam EWEC'91, pp 672 - 676, Elsevier
125. **Wilks J. E.** : *Windmill* - Brevet U.S. 4.444543 F03D 11/04, 1984
126. **Wilks J. E.** : *Windkraftanlage* - Brevet D.E. 3.040.785 F03D, 9/02, 1981
127. **Sutz R. K.** : *Straight-line drive mechanism drivable by wind or other power source* - Brevet U.S. 4.427342 F01D, 25/00, 1984
128. **Sutz R. K.** : Brevet U.S. 4.507060 F04B, 17/02
129. **Sutz R. K.** : Brevet RO. 78666 F03D, 3/02
130. **Meel J.J.A.v., Smulders P.T.** : *Some Results of CWD's Test Fields. Are the IEA recommendations sufficient for windmills driving piston pumps?* - BWEA Conference on "Small Wind Energy Conversion Systems", London, May, 7, 1986
131. **Fateev E.M.** : *Vetrodvigateli i vetroustanovki* - OGIZ - SEL'HOZGIZ, Moskva, 1948, pp 247
132. **Govinda Raju S.P. and Narasimba R.** : *A Low Cost Water Pumping Windmill using a Sail Type Savonius Rotor* - Report 79FM2, January 1979, Department of Aeronautical Engineering, Indian Institute of Science, Bangalore, India
133. \*\*\* : The Engineer, 1 May 1903
134. **Fraenkel P.L.** : *The Development of a Novel Type of Mechanical Windpump for Economic Low Volume Commercial Production* -Energy Congress, Reading, U.K., pp 1656 - 1662, Pergamon Press

135. **Burton J.D. & Davies D.G.** : *Double Acting Wind Pump Systems for Shallow Wells* - EWEC'94, Salonic, Greece, pp 1127 - 1135
136. **Fraenkel P.L. and Crick F.** : *Development, Design and Optimisation of a Small Windpump* - Commission of the European Communities Joule Wind Energy R&D Programme, Progress Report, Jour 0073 - U.K. Ref: 89359, June 1991, pp 197 - 202
137. **Witfield G.R. & Burton J.D.** : *Increasing the Cost - Effectiveness of Small Solar Photovoltaic Pumping Systems* - 3<sup>rd</sup> World Renewable Energy Congress, pp 342 - 344, Reading, U.K., 1994
138. **Kozlov M.T.** : *Mehanizm preobrazovanija vrasciatel'nogo dvijenija vetrokolesa v vozvratnopolstupatel'noe dvijenie rabocego organa* - Brevet S.U. 1.097820 F03D 11/00, 1984
139. **Diaconescu D.V.** : *Mecanism pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație* - Brevet RO 70214 F16H 19/04, 1980
140. **Batchelor S.J. & Dunn P.D.** : *Wind/Water Pumping Using Hydraulic Transmission for Flexibility in Site Installation.* - 7<sup>th</sup> BWEA Int. Conf., University of Reading, U.K. March 1985 pp 161 - 168
141. **Batchelor S.J.** : *Windpump systems - A Design Methodology with Specific Reference to Kenya and a Hydraulic Transmission Subsystem* - PhD Thesis University of Reading, 1990
142. **Batchelor S.J. & Dunn P.D.** : *Distance Wind Water pumping* - Proc. Amsterdam EWEC'91, pp 657 - 661, Elsevier
143. \*\*\* : *Fluxions* - Manufacturers Literature, Pulsa 3 Handpump, Fluxions Ltd, Italy, 1983
144. \*\*\* : *Vergnet* - Manufacturers Literature, ets. Pierre Mengin, Z.I. Amilly, Montargis, France, 1983
145. \*\*\* : *Omega*, Manufacturers Literature, Briau S.A. Tours Cedex, France, 1983
146. **Popovici Al.** : *Pompă cu acționare hidrostatică* - Brevet RO 69994 F04B 47/08, 1979
147. **Pompes ESSA MICO** : *Dispositif pour l'accumulation et la restitution d'énergie comprenant une lame de ressort* - Brevet FR 2.467121 F03G 1/02, 1981
148. **Petrov Iu. K., Pisarev V.F. & Barinov A.K.** : *Vodopod'emnâi vetroagregat* - Brevet S.U. 823624 F03D 9/00, 1981
149. **Dobroskok B.E. ș. a.** : *Skvajinnâi gidroprivodnoi diafragmennâi nasos* - Brevet S.U. 1.038659 F04B 43/06, 1983
150. **Marcu S.** : *Utilaje noi și modernizate pentru alimentări cu apă* - Mecanizarea agriculturii, Nr. 2/1991, p 11 - 15

151. **Thureau P. și Padilla P.** : *Installation de pompage et plus particulièrement pompe a membranes a double effet* - Brevet FR 2528498 F04B 43/06, 1983
152. **Feitosa E.A.N.** : *Compressed air waterpumping systems driven by wind turbines. Progress and potential* - EWEA Conf., Rome, Italy, , pp 153 - 157, 7-9 October 1986
153. **Feitosa E.A.N., Medeiros A.L., Rahatgi J.S.** : *Towards new concepts of wind turbines and water pumping systems applied to arid regions* - World Energy Congress 23 - 28 Sept. 1990, Reading, England, vol. 3, pp 1589-1593
154. **Stenning A.H., Martin C.B.** : *An analytical and experimental study of air-lift pump performance* - Journal of Engineering for Power, Transactions of ASME, April 1968
155. **Tudor C.** : *Îndrumător pentru executarea forajelor de apă* - Ed. CERES București, 1986 pp 332 - 340
156. **Florea J.** : *Hidrodinamica instalațiilor de transport hidropneumatic și de depoluare a apei și a aerului* - E.D.P., București, 1982, pp 125-130
157. **Magyari A.** : *Instalații mecanice miniere* - Ed. Tehnică, București, 1990, pp 33-36
158. **Varga J.** - *Hidraulikus es pneumatikus gepek. Kezikönyv* - Müszaki Könyvkiadó, Budapest, 1974, pp 226-231
159. **Feitosa E.A.N., Soares A.M.C. Jr. and Cirilo J.A.** : *Analysis of wind-power systems connected to airlift pumps* - 4<sup>th</sup> ASME Wind Energy Symposium Dallas, U.S.A., 1985
160. **Cirilo J.A., Feitosa E.A.N., Soares A.M.C. Jr.** - *Potential use of air - lift pumping systems driven by Windmills in Northeast of Brazil* - Proceedings of the IV Brazilian Hydrology Symposium, Fortaleza, Brazil, 1981 (in Portuguese)
161. **Cirilo J.A., Feitosa E.A.N., Soares A.M.C. Jr.** : *Theoretical - experimental study of air - lift pump driven by wind turbines* - Proceedings of the V Brazilian Hydrology Symposium, Tumenau, Brazil, 1983 (in Portuguese)
162. **Kentfield J.A.C.** : *Pneumatic Energy Transmittal in Wind Power Systems* - Journal of Energy AIAA, vol. 5, No. 6, 1981
163. **Stoianovici Ș.** : *Hidroelevator cu debit variabil* - Brevet RO 68571, F04B 19/06, 1980
164. **Teodorescu C-tin ș.a.** : *Dispozitiv de gazliftare* - Brevet RO 62593, E21B 43/16, 1977
165. **Ferraz D., Soares A.M.C. Jr., Araujo A.** : *Wind Energy Project - BARC Development* - FINEP Report, B/70.82/059/00/00, Recife, Brazil, 1985, (in Portuguese)
166. **Britvin L.L. și Mercuriev I.S.** : *Pogrujnoi pnevmoprivodnoi nasos* - Brevet S.U. 1010317 F04B 47/00, 1983



167. **Silin E.** : *Vozduh podnimaet vodu* - Tehnika molodeji, 8/1959 pp 18.
168. **Bolt J., Henriksen U., Vřlund P., Hundebřl I.** : *Design of Piston Pumps for Windmills* - Conf. FAO, Aplicațiile rurale ale energiei vântului, RISØ, Danemarca, 14 - 16 Mai, 1986
169. **Clark R.N., McCarthy J.W.** : *Variable Stroke Pumping for Mechanical Windmills* - Proc. Windpower '90, Sept. 24 - 28, Washington D.C., pp 217 - 221
170. **Wregmann W.** : *Von einer Windkraftanlage oder von eine anderen under Vollast anlaufen den Maschine angetriebene Flüssigkeitskolbenpumpe* - Patentschrift Nr. 897680 Kl. 88c Gr. 3<sub>02</sub>, 1949
171. **Pinilla A.E. and Dunn P.D.** - *A Variable Stroke Pump for Use with Wind Pumps Designed for High Head Applications* - International Conference on Solar and Wind Energy Application, 3 - 6 August, 1985, Beijing, China, pp 28 - 34
172. **McLachlan N.W.** : *Theory and Application of Mathieu Functions*- Oxford University Press, London, 1947, pp 401
173. **Pinilla A.E.** : *Wind Powered Pumping System for Colombia* - Ph. D. Thesis, Reading University, April 1985
174. **Kentfield J.A.C. and Vardi I.** : *An Adaptive Load - control Mechanism for Water Pumping Windturbines* - Proc. 20<sup>th</sup> Intersoc. Convers. Eng. Conf., Warendale Pa, 1985, vol. 3, pp 656 - 662
175. **Fuller P.E.** - *The Use of Windmills in Irrigation in the Semiarid West* - Farmer's Bulletin 866, United States Department of agriculture, Washington D.C., October 1917, pp 19 - 22
176. **Avery D.E.** : *Some New Improvements for Wind Powered Water Pumping* - Paper presented at, and published in the proceedings of AWEA National Conference, Pasadena, 1984
177. **Avery D.E.** : *Pump Control System for Windmills* - Brevet U.S. 4392785 F04B 49/00, 1983
178. **Kennell E.** : *A Joint American - Mexican Variable - Stroke Water Pumping Wind Turbine* - Oral Presentation, AWEA National Conference, Pasadena, 1984
179. **Veldhoen W.** : \*\*\* - Private Communication, Dec. 1984
180. **Avery D.E.** : *Active Control System for High Speed Windmills* - Brevet U.S. 4718825 F04B 49/00, 1988
181. **Kentfield J.A.C.** : *Benefits Arising from the Use of Pneumatic Energy Transmittal in Wind - power Systems* - Proc. 15<sup>th</sup> Intersoc. Convers. Eng. Conf., Energy Syst. Century, Seattle, Wash., 1980, vol. 1, New York, pp 821 - 827
182. **Vardi I.** : *A Variable Stroke Mechanism for Wind - Driven Pumps* - M. Sc. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, University of Calgary, June 1983

183. **Kentfield J.A.C.** : *Lower Part of Tower Etc.* - Private Communication to Abax Energy Services of Calgary, Feb 21, 1982
184. **Kentfield J.A.C.** : *Coupling Mechanism for Wind Turbine* - Brevet U.S. 4576064 F16H 35/08, 1986
185. **Sadhu D., Ocacia G.C. and Ale J.V.** : *Optimum Wind Pumping System* - Wind Energy: Technology and Implementation, Amsterdam, EWEC '91
186. **Schwarz M.** : *Windradpumpe* - Brevet DE 2925646 F04B 17/02, 1980
187. **Willinger F.** : *Windkraftanlage, insbesondere zum Antrieb einer Kolbenpumpe* - Brevet D.B. 837379 Kl. 88c, Gr. 3<sub>02</sub>, 1955
188. **Rudencu D.** : *Pompa de extracție sonică* - Petrol și Gaze, nr. 11, 1955
189. **Iamskoi L.G.** : *Vetrokompresornâi agregat* - Brevet S.U. 1076619 F03D 9/00, 1984
190. **Constantinescu G.** : *Teoria sonicității* - ed. a II-a, Ed. Academiei R.S.R., București, 1985
191. **Vinayagalingam T. and Sivasegaram S.** : *A Variable Stroke Wind - Operated Water Pumping System* - Wind Engineering, vol. 3, No. 2, 1979
192. **Ruwe H.** : *Regelmechanismus für Windkraftanlagen* - Brevet DE 3232459 F03D 7/00, 1984
193. **Wang Ye Tao, Wang Cheng Xu** : *Study of Medium Speed Horizontal Wind Turbine for Water Pumping and Electricity Generator* - EWEA Conference and Exhibition, 7 - 9 October 1986 Rome, Italy, pp 31 - 34
194. **Wang Cheng Xu, Fritzsche A., Speidel K.** : *Small Size Wind Energy Converter for Low Wind Speed Areas* - International Conference on Solar and Wind Energy Application, 3 - 6 August, 1985, Beijing, China, pp 50 - 55
195. **Fritzsche A., Speidel K.** : *Procedeu și aparatură pentru îmbunătățirea funcțională a unui convertor de energie eoliană și a caracteristicilor funcționale ale unei mașini de lucru cuplată cu acesta* - Brevet DE 3215571 F03D 7/02, 1986
196. **Lungu I., Andriescu N. Cigan L.** : *Variator continuu de turație* - Brevet RO 63602 F16H 35/02, 1978
197. **Mangialardi L. and Mantriota G.** : *Continuously Variable Transmissions with Torque - sensing Regulators in Waterpumping Windmills* - Renewable Energy, vol 4, No. 7, pp 807 - 823, 1994
198. **Mangialardi L. and Mantriota G.** : *The Advantages of Using Continuously Variable Transmission in Windpower Systems* - Renewable Energy, No. 2, pp 201 - 209, 1992
199. **Mangialardi L. and Mantriota G.** : *C.V.T. technology and wind power systems for the production of electric energy* - 2<sup>nd</sup> Int. Cong. Energy, Environment and Technological Innovation, Rome, vol. 1, pp 199 = 204, 1992
200. **Mangialardi L. and Mantriota G.** : *Automatically regulated C.V.T. in wind power systems* - Renewable Energy, 1994

- 201. Hewko L.O.** : *Automotive traction drive CVTs-an overview* - SAE paper no. 861355, 1986
- 202. Machida H. and Aihara S.** : *State of the art of the traction drive CVT applied to automobiles* - Proc. 17<sup>th</sup> Leeds - Lyon Symp. on Tribology, Leeds, 1990
- 203. Gerbert B.G.** : *Adjustable speed V-belt drives-mechanical properties and design* - SAE paper no. 740747, 1974
- 204. Woley W.S.** : *Designing adjustable-speed V-belt drives for farm implements* - SAE Trans. 63, pp. 321-333, 1955
- 205. Oliver L.R. and Henderson D.D.** : *Torque sensing variable speed V-belt drive.* - SAE Trans. 81, paper 720708, 1972
- 206. Ludolph H.J.** : *Steeple's automatic transmission for cars* - Proc. X Fisita Int. Conf., pp. 262-276, 1964
- 207. Gerbert B.G.** : *Force and slip behaviour in V-belt drives* - Acta Polytech. Scand. Mech. Engng. Ser. No. 67 Helsinki, 1972
- 208. Gerbert B.G.** - *Scheibenspreizkrafte in Breitkeilriemen Getrieben* - Antriebstechnik 13(1), 17-21, 1974
- 209. Gerbert B.G.** : *Some notes on V-belt drives* - ASME J. Mech. Des. 103(1), pp. 8-18, 1981
- 210. Frățilă Gh. : Chimu N.** - *Evoluția automobilului* - București, Editura Tehnică, 1971, pg. 52
- 211. Malțev V.F.** : *Mehanicăskie impulsnâe peredaci* - Moskva, Mașinostroenie, Izd. 3, 1978, p. 65-79
- 212. Leonov A.I.** : *Inerționnâie avtomaticeskie transformatori vrasciașcego momenta* - Moskva, Mașinostroenie, 1978
- 213. \*\*\*** : *Brevete S.U.*  
 47h21-174044; 47h12-153817; 47h25-154123; F16h33 08-297835;  
 F16h31 00-304385; F16h33 08-304386; F16h31 00-305297; F16h31 00-310072;  
 F16h31 00-411252; F16h31 00-413317; F16h31 00-497439; F16H33 08-531953;  
 F16H33 14-1803662-
- 214. Leonov A.I.** : *Issledovanie impul'snogo mehanizma paralelogrammnogo tipa v inerționnom transformatora momenta* - cb. "Teorija mașin i mehanizmov" vâp. 105-106 AN, SSSR, 1965
- 215. Leonov A. I.** : *K obșcei teorii inertionih transformatorov vrasciaișcego momenta* - Izv. vâșșih ucebnih zavedeni. Mașinostroenie. 1975, No. 7, pp. 49 - 52
- 216. Balji M.F. i dr.** : *Mașina dlja svarki treniem* - Brevet S.U. 275703 Biulleten izobretenij 1970 Nr. 22
- 217. \*\*\*** : Brevet FR.2675874 F16H 3/44
- 218. Ivanov K.S.** : *The Question of the Synthesis of Mechanical Automatic Variable Speed Drives* - IFT<sub>0</sub>MM, Milan, vol. I, pp. 580 - 584
- 219. Ivanov K.S.** : \*\*\* : Brevet Kazahstan N 940203.1 4.05.94

220. **Voinescu V., Niculescu N., Lăzărescu L.** : *Îndrumătorul instalatorilor* - Ed. Tehnică, București, 1964, pp. 1184 - 1195
221. **Smulders P.T.** : *De Koppelling Van Centrifugal Pompen en Windrotoren* - National Dutch Wind Energy Conference, Lunteren, Feb. 1990
222. **Janssen L.J.H., Van Lierop W.E.** : *Centrifugaal pompen aangedreven door windrotoren* - National Dutch Wind Energy Conference, 1981
223. **Goezinne F. and Eilering F.** : *Water Pumping Windmills with Electrical Transmission* - Wind Engineering, vol. 8, No. 3, 1984
224. **Vadot L.** : *Le pompage de l'eau par eoliennes* - La Honille Blanche, No. 4, pp. 473 - 604, Septembre 1957
225. **Smulders P.T.** : *Wind Pumps for Low Velocity Wind Regimes: Criteria, Design and Experimental Results* - Wind Energy Group, Eindhoven, R 864D, June 1987
226. **Jordon L.A.** : *Feasibility Study of a Low Lift Wind Water Pump for Guyana's Coastal Agriculture* - M. Sc. Thesis, University of Reading, supervised by J.D.Burton, August 1984
227. **Goedhart P.D.** : Private communication to author indicating CWD's interest in wind driven centrifugal pumps, July 1985
228. **Staessen T.** : M. Sc. Thesis Report on Coupling of Wind Rotors to Centrifugal Pumps, Laboratory of Fluid Mechanics and Heat Transfer, Faculty of Physics, Technical University, Eindhoven, The Netherlands, 1989
229. **Burton J.D.** : *The mechanical coupling of wind turbines to low lift rotodynamic water pumps* - Solar and Wind Technology, vol. 5, No. 3, pp. 207 - 214, 1988
230. **Beurskens H.J.M., Hageman A.J., Hospers G.D., Kregten A. and Lysen E.H.** : *Low Speed Water Pumping Windmills: Rotor Tests and Overall Performance* - 3<sup>rd</sup> Int. Symp. on Wind Energy Systems, Copenhagen, B.H.R.A., 1980
231. **Dixon J.C.** : *Load Matching Effects on Wind Energy Converter's Performance* - Int. Conference on Future Energy Concepts, pp 418 - 421, IEE, London, 1979
232. **Bragg J.M., Schmidt W.L.** : *Performance Matching and Optimisation of Wind Powered Water Pumping* - Energy Conversion, vol. 19, pp. 33 - 39, Pergamon Press, Oxford, 1979
233. **Burton J.D.** : *The Matching of Water Pumps to Windmills for use in Developing Countries* - Ministry of Overseas Development Contract No. R 3496, University of Reading, U.K., 1979
234. **Thorne E.W.** : *Solar Powered Pumping* - B.P.M.A. 8<sup>th</sup> Technical Conference "Pumps the Heart of the Matter", Cambridge, U.K. March 1983
235. **Anderson H.** : *Modern developments in the Use of large single entry centrifugal pumps* - Proc. Inst. Mechn. Engrs. 169, pp. 141 - 161, 1955

- 236. Gasch R., Kortenkamp R., Twele J.** : *A Simple Method for Near Optimum Design of Wind Turbines with Centrifugal Pumps* - Wind Engineering, vol. 11, No. 5, pp. 293 - 312, 1987
- 237. Staassen A.J.** : *A Model of a Centrifugal Pump Coupled with a Windrotor* - University of Technology, Eindhoven, Report R 896 - A, 1988
- 238. Burton J.D.** : *The Prediction and Improvement of Regenerative Turbomachinery Performance* - B.H.R.A. 9<sup>th</sup> Members Conference, Paper SP915, 1967
- 239. Cordier B.** : \*\*\* - Wärme Kraft, No. 4, 1953
- 240. Venkatanarayana A.R.** : *A Review of Wind Pump Activities at the National Aeronautical Laboratory. Performance Study of Samira Windpump at Tuticorin* - Bangalore, India, Feb. 1989
- 241. Goezinne F. and Eilering F.** : *Water Pumping Windmills with Electrical Transmission* - Wind Engineering, vol. 8, No. 3, 1984, pp. 152 - 159
- 242. Drost L.F. and Eilering F.** : *Interim reports on the electrical transmission project* - CWD - Consultancy Services on Wind Energy in Developing Countries, Amersfoort, the Netherlands. Report No. CWD-WM-069, CWD-WM-071, CWD-WM-072, CWD-WM-073, CWD-WM-080, CWD-WM-081,
- 243. Semedo L.M., Sluis V.v., Diepens J., Spek H.F. Van de** : *Matching an electrical centrifugal pump to a variable speed wind turbine* - EWEA Conference and Exhibition, 7 - 9 October 1986, Rome, Italy
- 244. Eilering F., Drost L.F. and Bosch E.** : *Interim Reports and Final Report of Electrical Transmission Project* - CWD /UT Reports
- 245. Janssen L.J.H., Smulders P.T.** : *Matching of Wind Rotors and Centrifugal Pumps* - CWD /UT Report WM - 041, Feb. 1981
- 246. Shris W. van.** : *Generators driving two centrifugal pumps.* - CWD/UT report
- 247. Goezienne F.** : *Optimisation and performance of Wind Electric Pumping System* - CWD/UT report
- 248. Goezinne F.** : *Performance of Wind Electric Pumping Systems* - EWEA Conference and Exhibition, 7 - 9 October 1986, Rome, Italy, pp. 431-436
- 249. Conrad W. und Stiebler M.** : *Windpumpensystem mit Kreiselpumpe und elektrischer Energieübertragung* - ETZ Bd.107, 1986, Heft. 14, pp. 642-645
- 250. Gasch R., Siekman H., Twele J.** : *Windturbine mit Kreiselpumpe* - Windkraftj 4, 1984, H2, pp. 44-49, H3, pp. 88-92
- 251. Bade P.** : *Betriebserfahrungen an einen Windpumpensystem mit Synchrongenerator und elektromotorischer Kreiselpumpe* - Ber. 328 d. Kernforschungsanlage Jülich, 1985, pp. 163-170

**252. Kniehl R., Gering T. Schöberl W., Wurz D.** - *Performance and operational data on the windfower, a 7.5 kW wind energy system for water pumping applications* - [ ]

**253. Bucher W.** : *Performance report of a wind-electric pumping systems* - World Energy Congress, 23-28 Sept., 1990, reading vol.3, pp. 1584-1588

**254. Bucher W.** : *Auslegung und testergebnisse eines windelektrisches Pumpensystems* - BMFT - Statusreport Windenergie, Lübeck, 1988

**255. Bucher W.** . *Windelektrisches Pumpensystems für East of Oweinat in Ägypten* - DLR - Nachrichten Heft 54, 1988

**256. El : Din, H.S.; El - Tablany, T.; El - Bassyonni, K.; Scharl, G.,** - *The wind electric pumping system in East Oweinat* - Intern Conference on Applications of Solar & Renewable Energy, Cairo, 1989

**257. J.A.C. Kentfield** : *The delta - wing bladed rotor concept*, European Wind -Energy Conference EWEC '91, Amsterdam, pp. 831 - 835

**258. J.A.K. Kentfield and D.H. Norric** : *An Axial Flow Wind Turbine With Delta - Wing Blades*, Proceedings. 1<sup>st</sup> Miami International Conference on Alternative Energy Sources, Hemisphere Publishing Corp, vol. 4, 1978, pp. 1615 - 1645

**259. J.A.C. Kentfield** : *The Delta -Turbine, A Decade of Development*, Proceedings. 8<sup>th</sup> Miami Conference on Alternative Energy Sources, Vol. VIII, Hemisphere Publishing Corporation, 1989, pp. 975 - 990

**260. J.A.C. Kentfield and I. Cruson** : *A Prototype Canadian Water Pumping Wind Turbine*, Proceedings, Canadian Wind Energy Conference, Charlottetown, P.E.I., 1988, Canadian Wind Energy Association, pp. 69 - 81

**261. J.A.C. Kentfield** : *Prototype Water- Pumping Wind Turbine Based on a New Design Philosophy*, Proceedings, 1989, Annual Meeting of the American Wind Energy Association, Paper P. 12

**262. J.A.C. Kentfield** : *The Influence of Vortex Flaps and Leading Edge Snags on the Performance of Delta - Wind Bladed Wind Turbines*, Proceedings, Canadian Wind Energy Conference, Calgary, Sept. 1987, Canadian Wind Energy Association, pp. 119 - 128

**263. J.A.C. Kentfield** : *The Characteristics of Two simple Automatic Speed - Control Devices for Horizontal Axes Wind - Turbines*, Proceedings, 2<sup>nd</sup> Miami International Conference on Alternative Energy Sources, Hemisphere Publishing Corporation, 1980, Vol. 4, pp. 1561 - 1580

**264. L Obidniak** : *New runner - type wind turbine*, Abstracts of Selected Solar Energy Technology ASSET 7/5, Vol. 7, No. 5, 1985, pp. 21 - 28

**265. L Obidniak** : *Brevet de inventie US 4915580 F 03 1/04*, 1990

**266. P. Fraenkel and F. Crik** - *Development, design and optimisation of a small windpump*, Progress Report. Comission of the European Communities Joule Wind Energy R & D Programme JOUR 0073 - UK. Ref.: 89359, June, 1991

**267. P. D. Fleming and S.D. Probert** : *The Evolution of Wind - Turbines; An Historical Review*, Applied Energy 18 (1984), pp. 163 - 177

- 268. Modi V.J., Roth N. J. and Pittalwala A.** : *Blade Configuration and Performance of the Savonius Rotor with Application to an Irrigation System in Indonesia*, Journal of Solar Energy Engineering, vol. 105, (1983), pp. 294 - 299
- 269. Aldoss T.K.** : *Savonius Rotor Using Swinging Blades as an Augmentation System*, Wind Engineering, Vol. 8, No. 4, (1984), pp. 214 - 220
- 270. Aldoss T.K. and Yousef Najjar S.H.** - *Further Development of the Swinging - Blade Savonius Rotor*, Wind Engineering, Vol. 9, No. 3, 1985, pp. 165 - 170
- 271. Gu Xian Cheng, Ren Shi Yao** : *Study of Blades for Vertical Axis Wind Turbine*, Solar and Wind Energy Application, International Conference, 3 - 6 August, 1985, Beijing, China, pp. 108 - 114
- 272. Gu Xian Cheng, Ren Shi Ya, Sun Caiping** : *The Study of Reverse S - Shaped Vanes of Vertical Axis Wind Turbogenerators*, Asian and Pacific Area Wind Energy Conference, APWEC '88, August 1 - 4, 1988, Shanghai, China, pp. 397 - 400
- 273. Schmidt W. L.** : *Filippini vertical axis wind rotor*, Design and construction manual prepared for the International Development Research Centre (Ottawa, Canada) - Feb. 1977
- 274. Duy Vinh Nguyen** : *Experimental Study for the Optimisation of the Performance of the Filippini Vertical Axis Wind Rotor*, Wind Engineering, Vol. 4, No. 1, 1980, pp. 43 - 47
- 275. Andre Gerard Schellekens** : *Brevet de Inventie, UK, 2042647 F 03 D, 3 06*
- 276. Jansen W.A. M. & Smulders P.T.** : *Rotor Design*, Steering Committee Wind Energy Development Countries (CWD), Publication SWD - 77 - 1
- 277. Sørensen B.** - *Renewable Energy*, Academic Press, London 1979
- 278. Schumack M.** - *Results of Windtunnel Tests on the Scale Model of the THE 12 Rotor*, Eindhoven University of Technology, Dept. of Physics, Internal Report R 408 S, December, 1974
- 279. Griffiths R.T.** : *The effect aerofil characteristics on windmill performance*, University College Swansea In: Aerodinamical Journal July 1977 pp. 322-326 Paper N. 251 Technical note
- 280. Rastagi T.(Miss)** : *Wind pump Handbook Pilot Edition*, Tata Energy Research Institute, Documentation Centre Bombay, India, May 1982
- 281. \*\*\*** : *Prospect CWD Amersfort, Olanda*
- 282. \*\*\*** : *Prospect BM2 Szélkerekes szivattyú GLB Kft, Szeged Ungaria*
- 283. Nikonov S.** : *Vetrovaia "Romaska" NPO "Vetroen"*, In: Modelist Konstruktor nr.4, 1988, pg.2-4
- 284. \*\*\*** : *Prospect ElectrOmat Windgenerator*, Windkraft - Zentrale H.Frees, Ing.Brodersky/Kappeln Germania 1985
- 285. \*\*\*** : *Prospect. WhirlWind Power Company Duluth MN USA 1986*
- 286. \*\*\*** : *Prospect. MP5 Wind generator*, Riva Calzoni Bologna Italia
- 287. Benerskens H.J.M.** : *Wind Energy for Water Pumping in Cape Verde* SWD 81-1 1981. Eindhoven Olanda

- 288. Benerskens H.J.M.** : *Feasibility Study of Windmills for Water Supply in Mara Region Tanzania*. SWD March 1978 Eindhoven Olanda
- 289. Gilmore, E.H., Barrieau, R.E. and Nelson. V.** : *Feasibility of Using Wind Power to Pumps Irrigation water* - Technical Report No. 77-101. Contract No. IAC-76-77 (1143), Governor's Energy Advisory Council, Austin, Texas, March 1977. Available from NTIS, Springfield, VA., Report No. PB 294017-9ST
- 290. Nolan Clark R.** : *Wind - Diesel hybrid System for pumping water* - Proceedings Wind Power '85 August 27-30, 1985 San Francisco, CA SERI/CP - 217 - 2962, pp. 221-226
- 291. Cark, R.N. and Schneider A.D.** : *Irrigation Pumping with wind energy* - Trans ASAE 23, No. 4, pp. 850-853, December 1978
- 292. Cark, R.N. and Schneider A.D., Nelson V., Gilmore E., and Barieau R.E.** : *Wind energy for irrigation-wind-assisted pumping from wells* - Final Report DOE/SEA 731520741/81/3. National Technical Information Centre, 1981, No. 3707-20741/79/3UC-60, June, 1981, Fig.18
- 293. Cark, R.N., Nelson V., Barieau R.E.** : *Wind Turbines for Irrigation Pumping* - AIAA/SERI Wind Energy Conference, April 9-11, 1980. Boulder, Colorado. AIAA-80-0639-CP
- 294. Gilmore E.H.** : *Energy Transfer in Wind-Assist Electric Power Systems* - Wind Engineering Vol.5, No.3, 1981, pp. 162-174
- 295. Cark, R.N., Nelson V., Barieau R.E. and Gilmore E.** : *Wind Turbines for Irrigation Pumping* - Journal of Energy, Vol.5, No.2, pp. 104-108, March-April, 1981
- 296. Lansford, R.R., Supalla R.J., Gilley J.R. and Martin D.L.** : *Economics of Wind energy for Irrigation Pumping* - July 14, 1980. Report No. DOE/SEA-7315-20741/81/2
- 297. Lauw. T.H.** : *Direct Electrical Axis Coupling of a Windturbine an a Draining Pump* - HOLEC, The Netherlands, 1982
- 298. Pattantus A.** : *A gépek üzemtana*, Budapest Tankönyvkiadó 1958
- 299. \*\*\*** : *Prospect produse TRECO n.v. Tractor& Equipment Company s.a.*, Steenveg op Brussel 340, B 1900, OVERIJSE
- 300. Lysen E.H.** - *Introduction to wind energy* - Publication SWD 82-1, Olanda, august 1982



**Tabelul A.1** Densitatea aerului uscat și saturat la presiunea atmosferică standard la nivelul mării, de  $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ 

Temperatura	Densitatea aerului uscat	Densitatea aerului saturat
-20°C	1,394 kg/m <sup>3</sup>	1,394 kg/m <sup>3</sup>
-15	1,367	1,367
-10	1,341	1,340
-5	1,316	1,314
0	1,292	1,289
5	1,269	1,265
10	1,247	1,241
15	1,225	1,217
20	1,204	1,194
25	1,184	1,170
30	1,164	1,146
35	1,146	1,122
40	1,127	1,096
45	1,109	1,070
50	1,092	1,043

**Tabelul A.2** Densitatea aerului uscat la diferite altitudini și condiții atmosferice standard

Înălțimea față de nivelul mării	Densitatea aerului uscat la 20°C	Densitatea aerului uscat la 0°C
0	1,204 kg/m <sup>3</sup>	1,929 kg/m <sup>3</sup>
500	1,134	1,217
1000	1,068	1,146
1500	1,005	1,078
2000	0,945	1,014
2500	0,887	0,952
3000	0,833	0,894
3500	0,781	0,839
4000	0,732	0,786
4500	0,686	0,736
5000	0,642	0,689

## CWD 2000

### Utilizare:

pomparea apei; proiectat pentru utilizarea regiunilor de vânt scăzute și moderate (viteza medie anuală sub 5 m/s)

### Rotor:

ax orizontal; orientare în amonte de stâlp prin echilibrul derivei laterale și rotorului excentric; diametru de 2 m; 6 pale din tablă de oțel galvanizată, pas fix.

### Transmisie:

mecanism bielă-manivelă cu cursa 25-100 mm; tijă pompă echilibrată.

### Sisteme de reglare:

proiecție la supraturare prin scoaterea din vânt acționată de rotorul excentric și deriva laterală articulată.

### Sistem de pompare:

cu piston cu simplu efect cu orificiu de scurgere și camere de aer; diametru nominal piston 65 mm.

### Stâlp:

tubular din oțel; înălțime 6,5 m; rigidizare prin tiranți și ancorare la bază.

### Performanță:

25 m<sup>3</sup>/zi la 5 m înălțime de pompare statică și la viteza medie a vântului de 3,5 m/s.

### Vitezele vântului de funcționare:

- pornire: 2,5 m/s;
- nominală: 6 m/s;
- supraviețuire: 40 m/s.

### Calități aerodinamice:

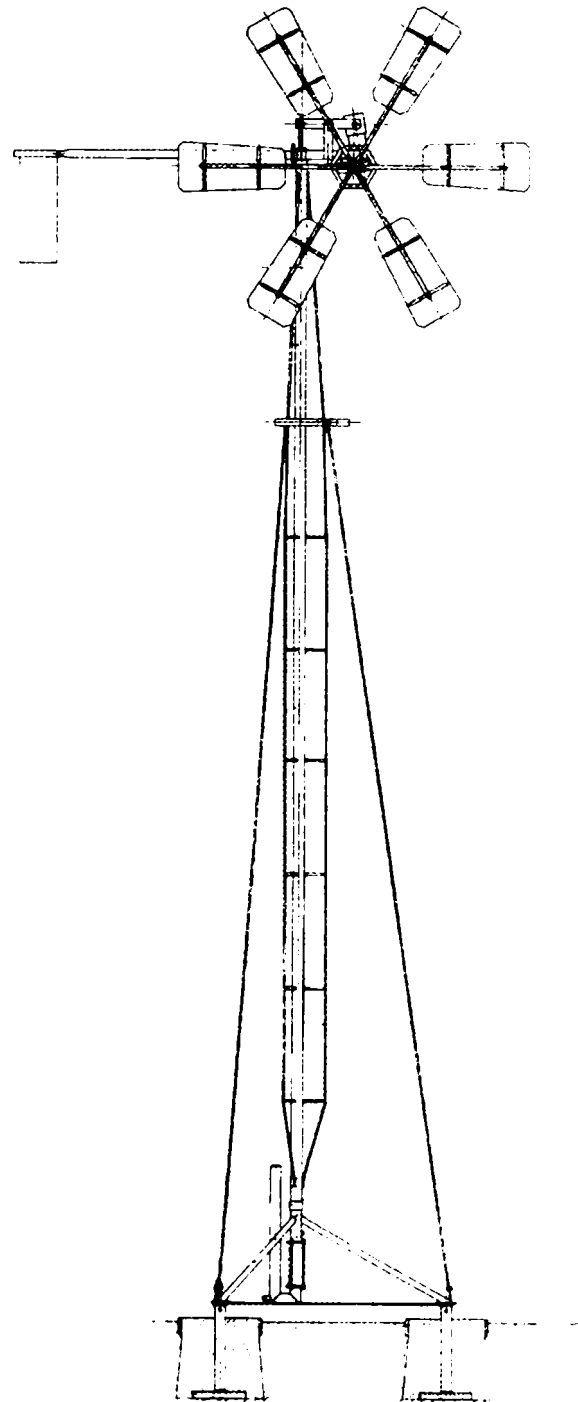
$\lambda_c = 1,5$   
 $C_{pm,ax} = 0,35$   
 $\sigma = 0,35$   
 $V_c = 3 \text{ m/s}$

### Masă:

totală (exclusiv fundația) ≈ 150 \$ (în Olanda)

### Stadiul de realizare:

una în funcționare în Olanda din aprilie 1983 și alta în Sri Lanka din iulie 1988.



## CWD 2740

### Utilizare:

pomparea apei; proiectat pentru utilizarea regiunilor de vânt scăzute și moderate (viteza medie anuală sub 6 m/s)

### Rotor:

ax orizontal, orientare în amonte de stâlp prin derivă; diametru 2,74 m, 6 pale din tablă de oțel galvanizată; pas fix.

### Transmisie:

mecanism bielă-manivelă cu antrenare directă și cursa până la 60 mm.

### Sisteme de reglare:

protecție la supraturare prin scoatere din vânt acționată prin deriva principală articulată și deriva auxiliară; dispozitiv de protecție acționat manual.

### Sistem de pompare:

cu piston cu simplu efect; diametru nominal piston 150 mm; cu camere de aer

### Stâlp:

grindă cu zăbrele de oțel; înălțime 5,5 m.

### Fundație:

fiecare placă de fundație sudată de montantul stâlpului.

### Performanță:

35 m<sup>3</sup>/zi la 10 m înălțime de pompare statică și la viteza vântului de 4 m/s

### Vitezele vântului de funcționare:

- pornire: 3 m/s;
- nominală 3m/s;
- oprire: 12 m/s;
- supraviețuire: 40 m/s

### Calități aerodinamice:

$$\lambda_c = 2$$

$$C_{pmax} = 0,38$$

$$\sigma = 0,34$$

$$V_c = 3 \text{ m/s}$$

### Mase:

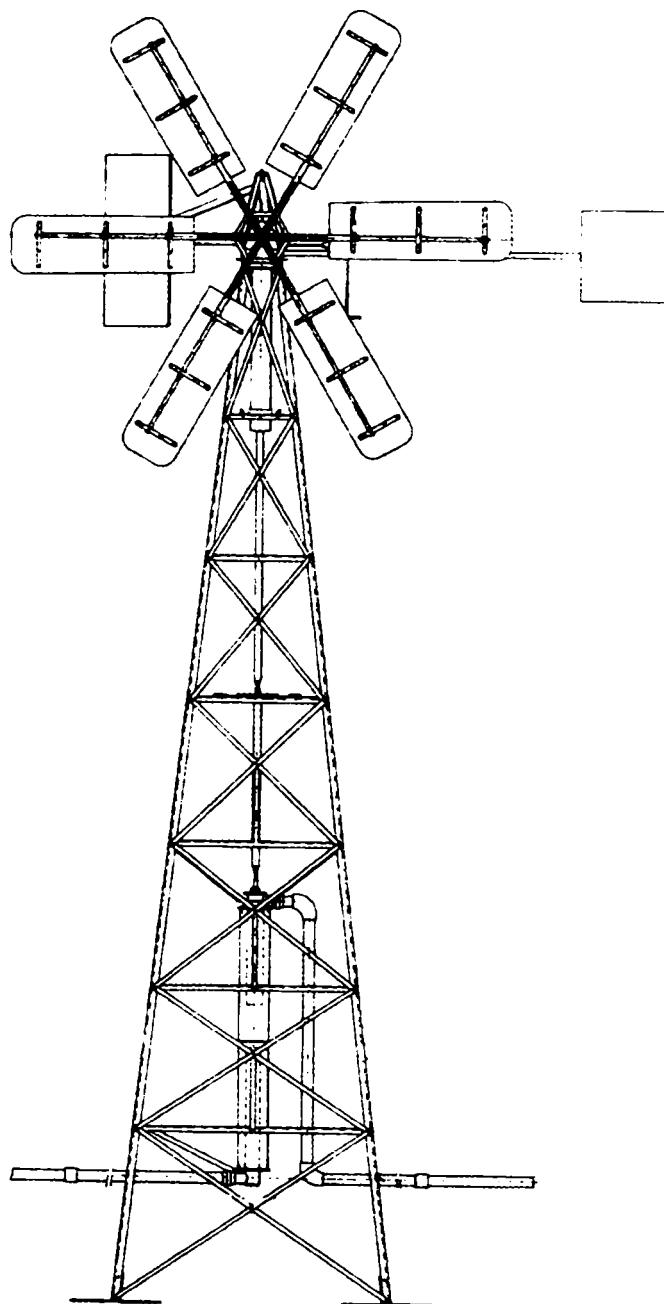
- rotor și transmisie: ≈80 kg
- pompă și tijă: ≈30 kg
- stâlp: ≈155 kg

### Cost:

numai materiale ≈500\$ (în Olanda)

### Stadiul realizării:

10 buc. în funcțiune în țări în curs de dezvoltare



## CWD 5000 LW

### Utilizare:

pomparea apei; proiectat pentru utilizarea regiunilor de vânt scăzute și moderate (viteza medie anuală sub 5 m/s)

### Rotor:

ax orizontal; orientare în amonte de stâlp prin echilibrul derivei laterale și rotorului excentric; diametru de 5 m; 8 pale din tablă de oțel galvanizată; pas fix.

### Transmisie:

mecanism bielă-manivelă cu cursa 80-200 mm; tijă pompă echilibrată.

### Sisteme de reglare:

proiecție la supraturare prin scoaterea din vânt acționată de rotorul excentric și deriva laterală articulată.

### Sistem de pompare:

cu piston cu simplu efect cu orificiu de scurgere și camere de aer; diametru nominal piston 65 mm.

### Sistem de pompare:

(ca la CWD 2000) diametru nominal piston 150 mm.

### Stâlp:

grindă cu zăbrele de oțel, înălțime 12 m (și variantă de 9 m).

### Fundație:

necesar beton armat: 1 m<sup>3</sup>/montant.

### Performanță:

50 m<sup>3</sup>/zi la 20 m înălțime de pompare statică și la viteza vântului de 4,5 m/s.

### Vitezele vântului de funcționare:

- pornire: 4 m/s
- nominală: 12 m/s (scoatere din vânt între 8 și 12 m/s)
- supraviețuire: 50 m/s

### Calități aerodinamice:

$\lambda = 2$   
 $C_{pmax} = 0,35$   
 $\sigma = 0,34$   
 $V_c = 4,5 \text{ m/s}$

### Mase:

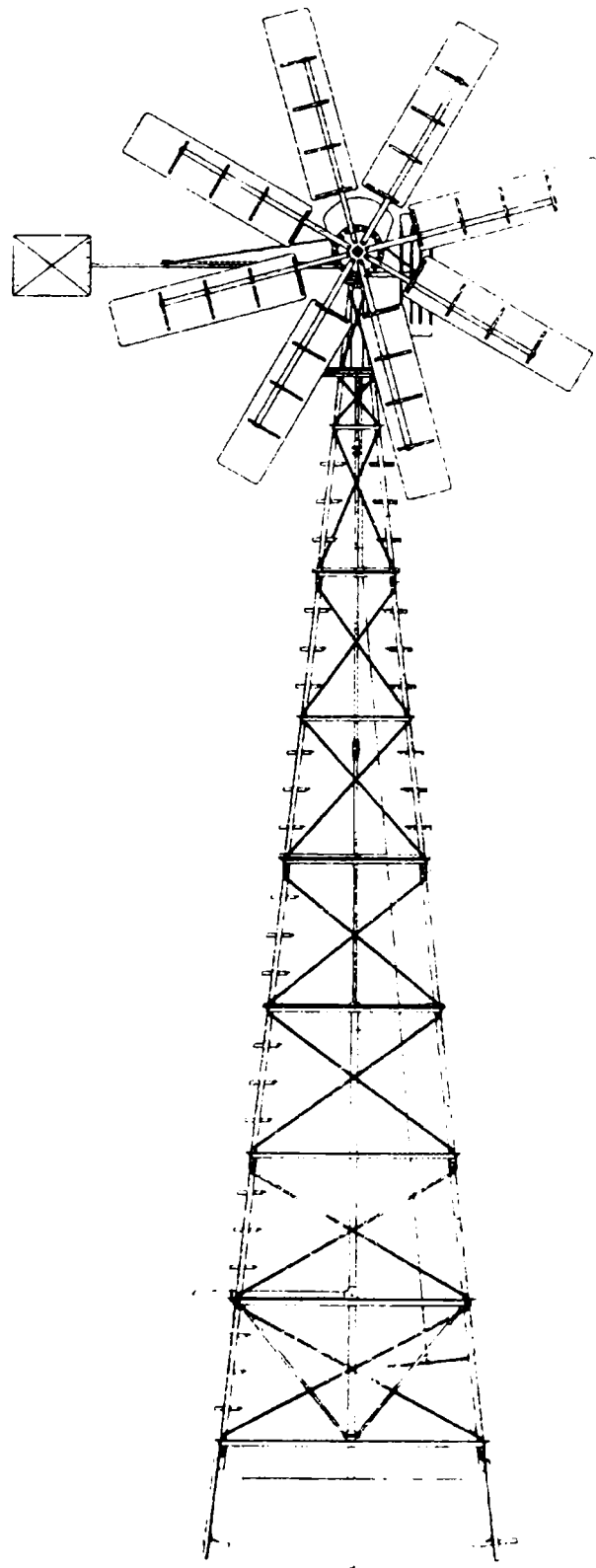
- rotor și transmisie ≈ 350 kg
- stâlp 450 kg (9 m) respectiv 650 kg (12 m)
- pompa inclusiv 25 m teavă 280 kg

### Cost:

numai materiale: 1000 \$ (în Olanda)

### Stadiul realizării:

funcționează un sistem din decembrie 1982 în Olanda.





## CONTRIBUȚII ȘTIINȚIFICE, ICEMENERG BUCUREȘTI

### a) Articole (în domeniul energiei vântului) publicate și comunicări la sesiuni științifice în țară

- 1/ Opțiuni și perspective de utilizarea energiei vântului în România - "Energetica" nr.7-8/1983.
- 2/ Grupul aerogenerator de tip SAG - "Energetica" nr.4/1984.
- 3/ Cercetări pentru utilizarea energiei vântului cu grupuri aerogeneratoare electrice de puteri mari - Consfătuirea pe țară cu tema "Utilizarea surselor noi de energie și a celor refolosibile", referat II.53, București, nov.1984.
- 4/ Concepția grupului aerogenerator de 1000 kW - obiectiv tehnic de vârf în energetica surselor neconvenționale - "Energetica" nr.5/1985.
- 5/ Energetica vântului în pragul trecerii la aplicații industriale - Sesiunea tehnico-științifică jubiliară ICEMENERG, referat IV.47, București, sept.1985.
- 6/ Aerogeneratorul de 1 MW - concepție de ansamblu, idem, referat IV.49.
- 7/ Unele probleme ale calculului producției de energie electrică prin valorificarea potențialului eolian, idem, referat IV.50.
- 8/ Oportunitatea compensării unor efecte ale variației rapide a vitezei vântului asupra instalațiilor eoliene - A III-a Consfătuire pe țară cu tema "soluții perfecționate pentru valorificarea surselor noi și refolosibile de energie", Oradea, oct.1986.
- 9/ Experiența de exploatare pe termen lung a aerogeneratorului AM-20 de la Petrimanu, idem.
- 10/ Centrale aeroelectrice în zona Dobrogea - Conferința Națională de Energetică, ref.13.39, nov.1986.
- 11/ Valorificarea la nivelul industrial a energiei vântului în zona ponto-danubiană - "Energetica" nr. 1/1987.
- 12/ Concepția simplificat - integrată a unui aerogenerator de medie putere - a IV-a Consfătuire pe țară cu tema "Valorificarea resurselor energetice refolosibile a surselor neconvenționale și a potențialului microhidroenergetic", Bacău, 1986.
- 13/ Concepția simplificat-integrată a unui aerogenerator de mică putere - "Energetica" nr.10/1988.
- 14/ studii de profil și amplasament pentru o centrală aeroelectrică în Munții Semenicului - Conferința Națională de Energetică - referat 4.07, octombrie 1988.
- 15/ Energetica vântului, în pragul împlinirii unui deceniu de activitate de cercetare și proiectare în cadrul MEE, idem, referat 4.08.
- 16/ Documentarul CNST "Energia vântului", ianuarie 1989.
- 17/ O privire generală asupra preocupărilor actuale olandeze în domeniul energiei vântului, idem, referat 4.10.
- 18/ Valorificarea potențialului eolian, "Revista economică" nr.11/1989.

- 19/ Centrale aeroelectrice în zona Carpaților de Curbură, a V-a Consfătuire pe țară cu tema "Valorificarea resurselor energetice re folosibile și a surselor neconvenționale", Constanța, mai 1989.
- 20/ Aprecierea performanțelor energetice ale unui grup aerogenerator - "Energetica" nr.8/1989.
- 21/ "Cartea albastră ROWEA - un punct de vedere al Asociației Române pentru energia vântului, privind posibilitatea dezvoltării energeticii eoliene în România în anii 1991-2010" - octombrie 1990.
- 22/ La turbine de vent de 1000 kW pour les zones montagneuses - proposition de conception pour les projets - CNE'92 - Neptun, iunie 1992.
- 23/ Experimental wind flow characteristics in complex terrain - idem, 1992.
- 24/ "La promotion de l'énergie éolienne en Roumanie" (Rapport se synthèse) - CNE'94 - Neptun, iunie 1994.
- 25/ "Metodologie de atestare energetică pentru aerogeneratoare. Aplicație la pilotul industrial de 300 kW" - Sesiunea jubiliară ICEMENERG - mai 1995.

**b) Comunicări făcute la conferințe internaționale sau articole în publicații străine.**

- 1/ "Perspectives of wind power utilisation in Romania" Seventh British Wind Energy Conference - Oxford - Marea Britanie, martie 1985.
- 2/ "Sur les possibilites des réalisation des centrales aeroélectriques en Roumanie". Conferința internațională tehnico-științifică pentru surse noi de energie Ashabad, URSS, septembrie 1986.
- 3/ "Operation Stage of an Experimental Shrouded Wind Generator Conected to the National Power Grind". EWEC'86 - Conference of European Wind Energy Association Roma - Italia, octombrie 1986.
- 4/ "Perspectives and development of industrial wind energy utilisation in Romania" - A Synthesis of the UN-ECE Symposium on the Status and Prospects of New and Renewable Sources of Energy, Sophia Antipolis - France (Pergamon Press), iulie 1987.
- 5/ "Premisele și stadiul actual ale utilizării energiei vântului în România" - Consfătuirea experților din țările membre CAER la tema "Conversia energiei vântului", Poiana Brașov, oct.1987.
- 6/ "Concepția simplificat-integrată a unui aerogenerator de putere medie" - idem.
- 7/ "Centrala aeroelectrică Semenic" - idem.
- 8/ "Wind Energy meets favourable expectations in Romania"- Journal UNESCO - Romania nr.2/1988.
- 9/ "Erection conception of the Semenic wind farm" - International Conference on Solar and Wind Electricity - București, oct.1989.
- 10/ "Conclusions of the investigations for siting several 55 kW wind unites in the coastal complex aria" European Community Wind Energy Conference - EWEC'90 - Madrid, sept.1990.
- 11/ "Wind Energy in Romania - meets favourable expectations" - SDUWE - Timișoara, mai 1992.

- 
- 12/ "Mountains demonstrative wind farm" - ISES Solar World Congress - Budapest - aug.1993.
  - 13/ "Possibilities of utilisation offshore wind energy in Black Sea" - QWEMES - Roma, feb.1994.
  - 14/ "Stadiul aplicațiilor în România în domeniul utilizării surselor regenerabile de energie" Chișinău - mai 1995.
  - 15/ "Romanian possibilities to cooperate in the wind energy field", BICWE'95 - Beijing, mai 1995.
  - 16/ "Economic and financing analysis for favourable wind sites in Romania" - Helsinki -sept.1995.



## **CONTRIBUȚII ȘTIINȚIFICE BRAȘOVENE ÎN DOMENIUL AGREGATELOR EOLIENE**

### **a) Colocviul de mecanica fluidelor și aplicațiile lor tehnice. Societatea de științe matematice din R.S.R., Brașov, 16-18 oct.1981**

1. Todicescu A., Ilie V., Almási L., Nedelcu Șt.

Unele aspecte ale comportării profilelor aerodinamice în mișcarea de rotație la turbinele eoliene

2. Nedelcu Șt., Ilie Vlad, Almási L.

Elaborarea programului de dimensionare aerodinamică a TEV, pe calculator

3. Deliu Gh., Almási L.

Determinarea legii de variație a unghiului de așezare a palei la TEV

### **b) Primul simpozion național pentru utilizarea vântului. Brașov, 26-27 nov.1982**

1. Ilie Vlad

Realizări și perspective în programul de cercetare pentru utilizarea energiei vântului.

2. Pleșu Magdalena

Considerații privind aparatura pentru măsurarea potențialului eolian

3. Deliu Gh., Benche L., Marinescu E., Roșca I.

Determinarea legii de variație a unghiului de blocare la turbine eoliene cu pale segmentate în construcție articulată

4. Nedelcu Ștefan

Efectul curburii traiectoriei asupra aerodinamicii paletelor TEV

5. Popa Lucian

Considerații privind dispozitivele de conversie electro-gazodinamice

6. Nedelcu Ștefan

Model matematic pentru studiul turbinelor de vânt cu ax vertical

7. Almási László

Pala cu profil asimetric, rezultat al considerării efectului de curbura a traiectoriei

8. Ilie Vlad, Mocanu Marin

Conversia energiei eoliene în alte forme de energie

9. Rajeczki Erich

Instalații de alimentare cu apă folosind generatoare eoliene de mică putere cu plaje de viteze ale vântului scăzute

10. Păun Panait

Unele considerații privind construcția unor pompe volumetrice acționate de turbine de vânt

11. Luncă Gheorghe

Energetica turbinelor eoliene echipate cu generatoare electrice

12. Luncă Gheorghe  
Considerații asupra modului de lucru al turbinelor eoliene echipate cu generatoare electrice
13. Luncă Gheorghe  
Scheme de conversie a energiei vântului în energie electrică
14. Țoțu Ioan  
Conversia energiei vântului în energie termică
15. Ilie Vlad  
Unele considerații privind construcția și tehnologia palelor turbinelor eoliene cu ax vertical
16. Mircea Ivănoiu  
Aspecte critice ale construcției și calcului sistemelor inovatoare de conversie a energiei vântului
17. Nedelcu Ștefan  
Influența înclinării palei față de tangența la traiectoria circulară asupra turbinei cu ax vertical și pale drepte
18. Borzași Dan  
Metode practice pentru ridicarea caracteristicilor de funcționare ale turbinelor de vânt
19. Markó Gábor  
Unele aspecte privind dimensionarea turbinelor de susținere
20. Almási László  
Sisteme de orientare ciclică a palelor la turbinele cu ax vertical
21. Borzași Dan  
Unele tipuri constructive de turbine eoliene cu ax vertical realizate de laboratorul nostru
22. Blăjan Ovidiu  
Particularități în construcția axelor turbinelor TEV
23. Almási László  
Calculul, dimensionarea și proiectarea unui generator eolian cu mică putere pentru pomparea apei (pompă eoliană) utilizând o turbină Savonius
24. Epure Ion  
Unele considerații privind transmiterea mișcării prin fricțiune, soluție aplicată la turbinele de vânt de mare putere
25. Blăjan Ovidiu  
Unele considerații privind construcția lagărelor TEV.
26. Ilie Vlad  
Standardizarea și tipizarea în domeniul energiei eoliene-imperative ale etapei următoare
27. Almási László  
Clasificarea și codificarea turbinelor eoliene
28. Markó Gábor  
Aspecte principale privind elaborarea proiectelor tip
29. Cursaru Ioan, Georgescu Dorin  
Fiabilitatea turbinei de vânt

30. Ilie Vlad, Mocanu Marin

Criterii pentru adoptarea unor amplasamente optime ale generatoarelor eoliene

31. Brînzan Emilia

Preocupări privind asigurarea unei documentații tehnice în domeniul utilizării energiei vântului la Laboratorul de Cercetare pentru Utilizarea Energiei Vântului

32. Țoțu Ioan

Ingineria valorii și optimizarea conversiei energiei vântului în energie termică

**c) Simpozionul “Știința modernă și energia” Cluj-Napoca 23-24 septembrie 1987**

1. Popa L., Nedelcu S.

Determinarea numerică a formei troposkien pentru palele turbinei Darrieus

2. Țoțu I.

Optimizarea rotorului turbinei cu ax orizontal de 2 kW

3. Țoțu I.

Conversia energiei vântului în energie termică

**d) Al II-lea simpozion național pentru utilizarea energiei vântului, Brașov, 28-30 nov.1989**

1. Markó Gábor

Aspecte privind montajul turbinei de vânt TEV 100

2. Almási László

Caracteristicile de variație a momentelor în funcție de turație și viteza vântului pentru realizarea unei instalații de frânare aplicată la turbine de vânt.

3. Săpătoriu D.

Considerații privind construcția palei turbinei TEV 100 din aluminiu extrudat

4. Hanc V.

Canada, controlul și autoverificarea sistemelor din componența turbinelor eoliene

5. Luncă Gh.

Instalația electrică a turbinei TEV 100

6. Ungureanu C.

Îmbunătățiri funcționale în automatica turbinei TEV 100

7. Hanc V.

Măsurarea și afișarea alfanumerică a parametrilor de intrare - ieșire la turbinele eoliene

8. Ivănoiu M.

Metodă teoretică de definire a profilului palei la turbinele cu ax vertical în câmp de viteze neperturbat

9. Luncă Gh.

Optimizarea funcționării mașinii asincrone ce echipează turbina TEV 100

10. Moroianu G.

Optimizarea structurii de rezistență la turbina de vânt TS4 (pentru structură cu 4 stâlpi)

11. Ilie Vlad, Petrescu N., Leonhardt A.M.

Program pentru standardizarea și tipizarea în domeniul turbinelor de vânt cu ax vertical

12. Markó Gábor

Studiu privind ipotezele de calcul pentru calculul arborelui unui rotor cu două nivele tip TEV 100

13. Ilie Vlad

Studii și cercetări privind dezvoltarea tehnologiilor de realizare a principalelor componente ale turbinelor eoliene cu ax vertical

14. Păun P., Mitică A.

Tehnologii de îmbinare a elementelor de pală de turbine cu ax vertical prin procedee neconvenționale

15. Hanc V.

Telemetria și centralizarea informațiilor la ferme de turbine eoliene

16. Novac F.

Unele aspecte privind protecția anticorozivă a turbinei eoliene cu ax vertical de 100 kW tip TEV 100

17. Leonhardt A.M.

Unele considerații privind aplicarea ingineriei valorii la proiectarea lagărelor turbinei de vânt cu ax vertical de 100 kW

18. Romanca I.

Unele considerații privind profilarea palei pentru turbine eoliene cu ax vertical tip Darrieus

19. Ilie V., Leonhardt A.M.

Unele aspecte privind standardizarea și tipizarea în domeniul echipamentelor de conversie a energiei vântului în alte forme de energie

20. Markó G.

Unele aspecte privind amplasarea a două turbine (prototip) de TEV 100 în județul Tulcea

21. Săpunaru S., Ilie V.

Unele aspecte privind instalarea unei ferme eoliene pe Măgura Codlea

22. Țoțu I.

Cercetări privind optimizarea aerodinamică a rotorului unei turbine de vânt rapidă cu ax orizontal

23. Smuda E.

Considerații privind proiectarea unei turbine de mică putere, autoricutabilă și cu autoprotecție, pentru pomparea apei

24. Smuda E.

Considerații privind verificarea unor subansamble ale turbinei TEV 100 pe standuri

25. Almási L.

Determinarea dependenței randamentului generatorului asincron de coeficientul de încărcare utilizând datele de catalog referitoare la motorul asincron corespunzător

26. Almási L.

Determinarea parametrilor generatorului asincron utilizând datele de catalog referitoare la motorul asincron corespunzător

27. Almási L.

Metodă pentru ridicarea caracteristicilor turbinelor de vânt în vederea analizei performanțelor

28. Moroianu G.  
Optimizarea rotorului turbinei de vânt TS4 (Savonius)
29. Novac F.  
Procedură de calcul a eforturilor de tracțiune din cablurile de ancorare ale turbinei eoliene cu ax vertical de 100 kW, tip TEV 100
30. Petrescu N., Nedelcu Șt.  
Procedură pentru determinarea duratei de viață, la nivel de proiect a rotorului turbinelor cu arbore vertical, cu aplicație la TEV 100
31. Petrescu N., Nedelcu Șt.  
Procedură pentru determinarea experimentală de fiabilitate previzională, pentru unicate, cu aplicații la TEV 100
32. Petrescu N., Nedelcu Șt.  
Procedură pentru determinarea încărcărilor în rotorul turbinelor cu arbore vertical, cu aplicații la TEV 100
33. Iorga G.  
Stabilirea deformației rotorului cu pale drepte a turbinei eoliene cu arbore vertical
34. Almási L  
Trasarea caracteristicii echipamentului de conversie  $P_{el} = f(V_{\infty})$ , în baza cunoașterii caracteristicilor  $C_p = f(\lambda)$  pentru turbina de vânt și  $P_{el} = f(n)$  pentru echipamentul de conversie
35. Țoțu I.  
Unele aspecte privind dinamica frânării turbinei cu ax vertical
36. Țoțu I.  
Unele considerații privind echipamentele de frânare ale turbinelor de vânt
37. Rajeczky E.  
Considerații privind investigarea potențialului energetic eolian al unui amplasament
38. Ornstein E.  
Considerente generale privind amplasarea și funcțiile tehnico-sociale aferente instalării turbinelor de vânt. Integrarea turbinelor de vânt în arhitectura ambientală a mediului înconjurător
39. Rajeczky E.  
Estimarea producției anuale de energie a unei turbine de vânt
40. Popa Gh., Borzași D.  
Întreprinderea mecanică Vaslui, coordonator al fabricației de serie la turbinele Darrieus de 100 kW
41. Borzași D., Micu V.  
Organizarea fluxului tehnologic de fabricare a turbinei TEV 100 la Întreprinderea mecanică Vaslui
42. Petrescu N., Nedelcu Șt.  
Procedură pentru determinarea probabilistică rapidă a potențialului eolian
43. Smuda E.  
Turbina multipală TM1,2
44. Borzași D.

---

Turbine de vânt autonome sistem "vânt-Diesel"

**e) "Energia Vântului" - Consfătuire științifică ROWEA Timișoara - Semenic 24-26 oct.1990**

1. Almási L.

Caracteristicile de variație a momentelor în funcție de turație și viteza vântului pentru realizarea unei instalații de frânare la turbinele de vânt

2. Almási L.

Metodă pentru ridicarea caracteristicii turbinei de vânt în vederea analizei performanțelor

**f) Conferințe în străinătate**

1. The use of wind - motors at low wind velocities. International Conference  
FAO/CNRE, MEM Műszaki Intézet Gödöllő, Ungaria, 2-4 iunie 1987

- Vlad Ilie

Câteva aspecte din R.S.România privind realizările și utilizările turbinelor de vânt,  
care funcționează la viteze mici ale vântului

2. Wind Energy Applications for Rural Areas. International Conference, Ris...,  
Danemarca, 14-16 May 1986

- Vlad Ilie

Preoccupation and Perspectives for Wind Energy, Construction and Testing of TEV-  
100 Darrieus Turbine

3. Harmony with Nature, Solar World Congress, International Solar Energy Society,  
Budapest 1993

- Almási L.

Vertical Axis Wind Turbines

**g) Cărți**

1. Vlad I.

Surse de energie noi și regenerabile în economia de energie a României. Curs pentru  
lectorat tehnic. Casa de știință pentru tineret Brașov 1981

2. Vlad I.

Energia vântului. Știința și tehnica pentru toți. Editura Tehnică 1982.

3. Vlad I., Almási L., Nedelcu Șt., Borzași D., Luncă Gh., Markó G.

Utilizarea energiei vântului. Editura tehnică București, 1984.

TIMISOREAN'S SCIENTIFIC RESULTS  
ON WIND TURBINES FIELD

a). Conferința de Mașini Hidraulice și Hidromecanică, Timișoara 18-19 oct. 1985 vol. V-agregate aeroelectrice Litografia Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara

Hydraulic Machinery & Hydromechanics Conference Timișoara 18-19 oct. 1985, vol. V - Aeroelectric units Publishing house of Polytechnical Institute "Traian Vuia" Timișoara.

1. Anton I., Gyulai F., Optimizarea construcției agregatelor de vânt echipate cu turbine cu ax orizontal
2. Anton I., Gyulai F., Albu C., Cercetări pentru realizarea a două agregate aeroelectrice industriale destinate sistemului energetic național
3. Anghel A., Ghișulescu C., Marinca B., Raicov Popa N., Agregate aeroelectrice cu ax orizontal de 30 și 300 kW racordabile la sistemul energetic național, parametrii funcționali și soluții constructive
4. Preda I., Adecvarea unor distribuții teoretice pentru calcule aeroelectrice
5. Preda I., Discuția gradului de detaliere a datelor aerologice pentru evaluări energetice
6. Preda I., Estimarea energiei produse de o turbină eoliană, în condiții normale
7. Preda I., Caracteristicile tehnice principale ale unei turbine eoliene într-un echipament dat
8. Popa O., Puterea maximă absorbită de rotoarele eoliene
9. Popa O., Asupra dimensionării paletelor de rotoare eoliene
10. Gyulai F., Kuzman A.F., Aplicarea metodei portanței la calculul turbinei eoliene
11. Popa O., Unghiul de instalare a rețelelor de profile generatoare de palete eoliene
12. Kuzman A.F., Sisak E., Seria de palete pentru turbine eoliene cu ax orizontal SK1, SK2, SK3 și SK-PD
13. Kuzman A.F., Florea D., Prelucrarea datelor profilurilor din familia NACA 4 400 pentru utilizarea lor la paletele de turbine eoliene
14. Kuzman A.F., Broștean L., Baciu I., Metoda grafoanalitică asistată de calculator pentru majorarea numărului de secțiuni cu geometrie cunoscută în lungul razei paletelor de turbină eoliană compusă din profile NACA
15. Albu C., Suci E., Broștean L., Concepția de ansamblu a agregatului de laborator cu turbina de vânt cu ax orizontal
16. Preda I., Caracteristici de exploatare ale AAETOLI Timișoara
17. Broștean L., Baciu I., Studiul efectului forțelor din greutatea proprie asupra reglajului paletelor rotorice la turbinele de vânt
18. Broștean L., Baciu I., Studiul teoretic al efectului forțelor centrifuge asupra reglajului paletelor rotorice la turbinele de vânt
19. Ancușa V., Algoritm pentru încercarea automată a agregatelor aeroelectrice cu ax orizontal
20. Silag Gh., Cioară T., Considerații privind studiul teoretic al dinamicii unui agregat de vânt cu ax orizontal
21. Silag Gh., Cioară T., Nicolescu C., Dragomir D., Cherescu N., Considerații privind studiul experimental al dinamicii unui agregat de vânt cu ax orizontal
22. Cioară T., Metoda de echilibru dinamic al agregatelor de vânt cu ax orizontal
23. Munteanu I., Caraba I., Botici AL, Răspunsul dinamic al structurii de susținere a aerogeneratoarelor eoliene
24. Munteanu I., Caraba I., Botici AL, Studii teoretice și proiect de excepție pentru paleta rotorului de 10 m diametru
25. Fleșeriu E., Munteanu I., Caraba I., Doandș P., Botici AL, Cercetări experimentale asupra comportării statice și dinamice a paletei rotorului eolian cu  $D = 10$  m
26. Caraba I., Munteanu I., Botici AL, Dubină D., Asupra unor soluții de alcătuire și metodă de calcul a paletelor cu rotor de 20 și 30 m diametru
27. Caraba I., Munteanu I., Botici AL, Iosip M., Considerații asupra unor soluții eficiente de structuri portante pentru centrale eoliene cu ax orizontal
28. Munteanu I., Caraba I., Iosip M., Botici AL, Calculul și comportarea la secțiunea vântului a diferitelor variante de structuri de rezistență pentru centrale eoliene cu ax orizontal
29. Popovici M., Ioanovici F., Palete din rășini armate cu fibră de sticlă pentru turbine de vânt
30. Boleanțu L., Cristuinea C., Faur N., Tripa F., Asupra optimizării unor elemente de rezistență de la stația de încercare la supraturare a paletelor pentru turbine de vânt
31. Cristuinea C., Faur N., Considerații asupra calculului încărcărilor ce acționează asupra arborelui principal de la o stație de încercare la supraturare a paletelor de la turbinele de vânt
32. Cristuinea C., Estimarea traiectoriei paletelor încercate până la rupere la stația de supraturare
33. Safta V., Schuls T., Arghiriade I., Cinetica propagării fisurii la sollicitări variabile complexe
34. Hajdu L., Ioanovici F., Tripa P., Cercetarea comportării mecanice a unor materiale plastice armate cu fibră de sticlă, de fabricație indigenă
35. Nichici AL, Popovici I., Dragomir E., Ghiță M., Olariu M., Popovici V., Algoritm pentru proiectarea tehnologiei matrițelor de execuție a paletelor din materiale macromoleculare consolidate pentru turbine eoliene
36. Nichici AL, Popovici I., Dragomir E., Ghiță M., Olariu M., Sinteză creativă a soluțiilor constructive tehnologice ale paletelor turbinelor eoliene cu ax orizontal de putere mijlocie și mare
37. Dobândă E., Considerații asupra calculului de verificare la rezistență a paletelor turbinelor de vânt cu ax orizontal
38. Negru V., Popoviciu M., Suci E., Tițășan V., Cercetări experimentale privind acțiunea descărcărilor electrice asupra paletelor turbinelor de vânt realizate prin poliesteri armați cu fibră de sticlă
39. Dordea T., Funcționarea schemei realizată cu mașini electrice a unei centrale aeroelectrice
40. Dordea T., Funcționarea schemei cu generator de inducție în colivie, cu două viteze de rotație dintr-un agregat aeroelectric
41. Dordea T., Asupra stabilității schemei cu generator de inducție în cascadă suprasincronă la un agregat aeroelectric
42. Budișan N., Teleagă P., Sistemele de acționare și reglare a paletelor turbinei și a poziției caselor mașinilor la agregatul aeroelectric AEROTIM - L1
43. Budișan N., Marchiș D., Robu N., Stern M., Automat pentru comanda și controlul agregatului aeroelectric AEROTIM - L1
44. Budișan N., Robu N., Mureșan V., Mureșan A., Marchiș D., Sistem de investigație cu calculator pentru agregatul aeroelectric AEROTIM - L1
45. Budișan N., Marchiș D., Robu N., Automat pentru prelucrarea datelor și elaborarea de informații de conducere pentru agregatul aeroelectric SACI 01/100
46. Crișan S., Hrebăniș I., Sistem de măsurare a poziției palei la agregate aeroelectrice
47. Stoicu D., Crișan S., Sistem de măsurare a vitezei vântului





48. Toma L., Crișan S., Luzen E., Sistem de detecție a direcției vântului
49. Jurca T., Sisteme de măsurare a turației la agregate aeroelectrice
50. Boleanțu L., Babeu T., Neguț N., Considerații asupra echipării cu aparate de ridicat a unor stații cu agregate eoliene
51. Gheorghiu N., Luchin I., Duțescu A., Dreucean N., Dehelean N., Transmisie mecanică sumatoare pentru agregatul aeroelectric de laborator (30 kW) varianta birotor
52. Preda I., Asupra exploatarea aerogregatelor în formație, constituirea centralei aeroelectrice
53. Gyulai F., Modele diferențiate de calcul pentru agregate și centrale aeroelectrice
54. Panaitescu V., Vlădescu M., Turbina eoliană cu ax vertical cu turație autoreglabilă pentru pomparea apei
55. Gyulai F., Albu C., Suciuc E., Potorac I., Microagregat autonom pentru Teremia Mare
56. Luchin M., Structura transmisiei mecanice pentru agregate eoliene de mică putere
57. Gyulai F., Probleme de stabilitate la orientarea nacei agregatelor de vânt echipate cu turbine horizontale
58. Budișan N., Considerații privind oportunitatea utilizării la agregatele aeroelectrice a generatorului asincron cu alunecare în regimurile de suprasarcină.

b). Douăzeci de ani de cercetare-proiectare echipamente hidromecanice - Timișoara - CCSITEH, vol.II - Agregate aeroelectrice, 1986

Twenty yers in R&D of hydromechanic equipments - Timișoara - CCSITEH, vol.II - Aeroelectric units, 1986

1. Soluții utilizate în echiparea electrică a agregatelor eoliene de 30 și 300 kW, proiectate la CCSITEH Timișoara  
ing. Bogdana Marinca - CCSITEH Timișoara
2. Considerații privind măsurile energetice asupra modelului AERO - 30 kW  
ing. Petru Ghera, ing. Mircea Nicodim - CCSITEH Timișoara
3. Pală cu frânare aerodinamică progresivă  
ing. Dan Rău C. - CCSITEH Timișoara
4. Cercetări experimentale tensiometrice și fotometrice privind starea de tensiune și mărirea deformațiilor dintr-o paletă eoliană din material plastic  
dr.ing. Fleșeriu Eugen, ing. Dubină Dan, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
5. Traductor incremental capacitiv de deplasare  
dr.ing. Crișan Sever, dr.ing. Breban Florin, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
6. Proiectarea flexibilă a sistemelor de măsurare a vitezei vântului  
ing. Stoiciu Dan, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
7. Considerații cu privire la conducerea cu microprocesor 18080 a unei mașini electrice cu comutație statică  
prof.dr.ing. Babuța Ioan, ing. Boraci Radu, ing. Andreescu Gh. Daniel, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
8. Conducerea cu microprocesor 13 000 a unei mașini electrice cu comutație statică  
prof.dr.ing. Babuța Ioan, ing. Boraci Radu, ing. Andreescu Gh. Daniel, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
9. Echipament de comandă și reglare analogică a turației pentru o mașină electrică cu comutație statică  
prof.dr.ing. Babuța Ioan, ing. Boraci Radu, ing. Andreescu Gh. Daniel, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara

10. Câteva aspecte privind optimizarea construcției agregatelor de vânt industriale

- acad.prof.dr.ing. Anton Ioan, prof.dr.ing. Gyulai F., Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
11. Câteva particularități în aplicarea metodei portanței la proiectarea turbinelor de vânt cu ax orizontal  
prof.dr.ing. Gyulai Francisc, ing. Kuzman F.Arpad, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  12. Câteva implicații ale poziției rotorului față de stâlp asupra construcției agregatelor de vânt cu turbină orizontală  
prof.dr.ing. Gyulai Francisc, ing. Albu Cornel, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  13. Posibilități de simplificare a construcției turbinelor de vânt orizontale și implicații asupra caracteristicilor lor energetice  
prof.dr.ing. Gyulai Francisc, ing. Albu Cornel, ing. Dobândă Eugen, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  14. Considerații asupra normării calculelor aeroenergetice primare pentru amplasarea centralelor aeroelectrice  
prof.dr.ing. Preda Iosif, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  15. Utilizarea familiei de profile NACA (4 cifre) în proiectarea turbinelor de vânt  
prof.dr.ing. Gyulai Francisc, ing. Raszga Călin, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  16. Avantaje, în unele aplicații, ale turbinelor de vânt lente  
ing. Dobândă Eugen, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  17. Racord hidraulic rotitor pentru acționarea hidraulică a paletelor turbinelor de vânt  
ing. Miloș Teodor, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  18. Paleta, în construcție simplificată, pentru microturbine de vânt  
prof.dr.ing. Gyulai Francisc, conf.dr.ing. Popoviciu Mircea, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  19. Experimentări în domeniul realizării paletelor din materiale plastice armate  
conf.dr.ing. Popoviciu Mircea, conf.dr.ing. Ioanovici Francisc, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  20. Anemometru cu termistor pentru măsurători fine la agregatele aeroelectrice  
ing. Suciuc Emilian, ing. Potencz Iosif, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  21. Aspecte privind efectul giroscopic la turbina de vânt cu ax orizontal  
ing. Broștean Lazăr, ing. Baciuc Ionel, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  22. O încercare de sistematizare a acțiunilor pe componentele unui agregat de vânt cu ax orizontal  
ing. Broștean Lazăr, ing. Baciuc Ionel, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  23. Studii pentru un tunel aerodinamic destinat cercetării pe model a turbinelor de vânt  
dr.ing. Ionescu Dumitru, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, ing. Dancu N., ing. Marinov V., Botescu H., IPROTIM Timișoara
  24. Considerații privind reglarea paletelor la agregatele aeroelectrice cu generator asincron în cascada suprasincronă  
prof.dr.ing. Budișan Nicolae, ing. Măciș Dorel, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, ing. Robu Nicolae - I.P.A. Timișoara
  25. Considerații privind calculul și construcția unei stații de încercare la suprasarcină a paletelor destinate centralelor de vânt  
dr.ing. Constantin Cristumea, ing. Nicolae Fair, ing. Mircea Motigan, ing. Pavel Tripa - Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
  26. Studiul unor variante de echipare pentru sistemul automat de conversie a energiei mecanice a aerogregatelor în cascada suprasincronă

CONTRIBUȚII ȘTIINȚIFICE TIMIȘORENE  
ÎN DOMENIUL AGREGATELOR EOLIENE

TIMISOREAN'S SCIENTIFIC RESULTS  
ON WIND TURBINES FIELD

prof.dr.ing. Nicolae Budișan, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara; ing. Petru Teleagă, IPROTIM Timișoara.

c) Revista - "Construcții de mașini" București, Anul XXXXI, August 1989 nr. 8 - Număr realizat în coordonarea CCSITEH Timișoara

Review - "Construcții de mașini" Bucharest, Year XXXXI, August 1989 nr. 8 - Realised in CCSITEH Timișoara coordination.

1. Anton I, Gyulai F., Anghel A., Agregate aeroelectrice cu turbine horizontale pentru sistemul energetic național
2. Anghel A., Ghișulescu C., Raicov Popa N., Nicodim M., Vergiliu C., Guță D., Roman D., Agregate aeroelectrice horizontale de puteri 5 - 300 kW, racordurile la sistemul energetic național și consumatori izolați
3. Broștean L., Suciu E., Baciu I., Determinarea pe model a caracteristicilor turbinei pentru agregatul experimental de 300 kW
4. Anghel A., Bebeșelea O., Ipoteze privind calculul aerodinamic al rotorilor agregatelor aeroelectrice
5. Raazga C., Popa M., Albu E., - Sistem și metodă de achiziție și prelucrare a rezultatelor încercării pe model a turbinelor de vânt
6. Ghișulescu C., Raicov Popa N., Echipamente și sisteme mecanice specifice agregatelor aeroelectrice, horizontale
7. Raicov Popa N., Nincov L., Gheorghe St., Traductori de măsură a mărimii și direcției vitezei vântului cu aplicații la agregatele aeroelectrice
8. Anghel A., Energia vântului - aplicații și limitări.

d) Conferința de Mașini Hidraulice și Hidrodinamica, Timișoara, 15-17 noiembrie 1990, vol.V, Turbine de vânt, Litografia Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara

Hydraulic Machines & Hydrodynamics Conference, Timișoara, 15-17 nov. 1990, vol. V. - Wind Turbines, Publishing House of Polytechnical Institute "Traian Vuia" Timișoara

1. Gyulai Fr., Baciu I., Probleme actuale privind promovarea sursei eoliene în energia României
2. Gyulai Fr., Dobândă E., Considerații cu privire la modelele de calcul ale turbinelor eoliene
3. Voicu Gh., Tudor M., Țânțăreanu Cr., Pop C.S., Concluziile investigațiilor pentru amplasarea unor aerogeneratoare de 55 kW în teren complex în zona litorală
4. Gârbacea Anton, Aprecieri privind montajul agregatelor aeroelectrice amplasate pe Semenic
5. Silag Gh., Cioară T., Marina L., Vașcău M., Budura A., Stoicu L., Batoș M., Teste de vibrații la paletele agregatului de vânt cu ax orizontal de 300 kW
6. Budișan N., Considerații privind utilizarea și reglarea tensiunii generatorului asincron la grupurile energetice autonome hidro-electrice, aeroelectrice, funcționând în biogaz și altele
7. Gyulai Fr., Modelarea pe calculator a influenței unor parametrii de construcție asupra curbelor caracteristice ale turbinelor de vânt

8. Damian R., Degeratu M., Efecte ale interacțiunii pentru generatoarele eoliene carcasate montate în baraj
9. Gyulai Fr., Albu C., Dobândă E., Microagregat eolian de pompare
10. Gyulai Fr., Albu C., Dobândă E., Paletaj fracționat cu înveli toare din pânză pentru microagregate eoliene
11. Santău I.E., Ilieși N., Probă de supraturare a paletelor OPSN-7 pentru agregatul aeroelectric de 300 kW
12. Broștean L., Cioară T., Suciu E., Baciu I., Metodă și dispozitiv pentru determinarea coordonatelor centrului de masă la paletele turbinelor de vânt cu ax orizontal
13. Baciu I., Broștean L., Metodă de testare în atmosferă ale turbinelor de vânt aplicate pe model AAETO-L1
14. Albu C., Dobândă E., Protecția la supraturare a agregatelor eoliene de mică putere
15. Baciu I., Broștean L., Calculul unor caracteristici geometrice necesare la proiectarea paletelor de vânt
16. Cioară T., Topală I., Suciu I., Stanciu I., Stanciu S., Vașcău M., Stand pentru determinarea masei și a poziției centrului de masă pentru palete de agregate de vânt
17. Topală I., Cioară T., Stanciu D., Vașcău M., Stăngu I., Transport manipulator pentru paletele agregatelor de vânt
18. Baciu I., Asupra folosirii profilului NACA cu patru cifre pentru generarea paletelor de turbine de vânt axiale
19. Baciu I., Broștean L., Energia captată în vânt turbulent

e) Revista "Energetica" nr.5, vol. XXXIII, mai 1985, București

Review "Energetica" nr.5, vol. XXXIII, May 1985, București

1. Anton I., Voicu Gh., Gyulai F., Albu C., Concepția grupului aerogenerator de 1000 kW; obiectiv tehnic de vârf în energia surselor neconvenționale.

f) Revista "Energetica" nr.11, vol. XXXVII, noiembrie 1989, București

Review "Energetica" nr.11, vol. XXXVII, November 1989, Bucharest

1. Anton I., Gyulai F., Preda I., Albu C., Broștean L., Suciu E., Baciu I., Cercetări experimentale pe agregatul aeroelectric de laborator de la Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara
2. Gyulai F., Galeriu C.D., Modelarea în tunelul aerodinamic a dăreii agregatelor de vânt
3. Gyulai F., Dobândă E., Câteva probleme privind garantarea performanțelor aerodinamice ale turbinelor de vânt.

g) Conferința Națională de Energetică "Tendințe și orientări actuale în energia românească", Neptun 15-18 Iunie 1992, România

Energetics National Conference "Present Tendencies and Directions in Romanian Energetics", Neptun 15-18 June 1992, Romania

1. Gyulai F., Voicu Gh., Țânțoreanu C., Tudor M., La turbine du vent de 1000 kW pour les zones montagneuses - proposition de conception pour les projets
2. Preda I., Gyulai F., Preliminary Studies on Locations Identification for Wind Farms in the Banat Mountains
3. Baciu I., Merce M., Some Results of Wind Turbines Model Testing
4. Albu C., Lăzărescu S., Some Results on Mountainous Zone Behaviour of a 300 kW Wind Unit
5. Gyulai F., Albu C., Lăzărescu S., Comparison between Computed and Measured Performances at the 300 kW Wind Unit from Semenic Location
6. Gyulai F., Dobândă E., Consideration sur les modes de calcul utilisés pour les courbes caractéristiques turbines a vent.

b) Symposium and Demonstration of the Use of Wind Energy in Romania, Timișoara, 3-6 May 1992, Romania

1. Gyulai F., Ecological Arguments for the Wind Farm Semenic - Romania
2. Albu C., Lăzărescu S., Ghițulescu C., Nicodim M., Experimental Results and Conclusions Referring to Tests on the 300 kW Model Unit - Semenic
3. Preda I., Gyulai F., Wind Farms in the South-Western Mountains of Romania
4. Baciu I., Merce M., Blade Testing OPM-7 on Wind Laboratory Turbine
5. Gyulai F., Dobândă E. Computer Programmes for the Estimation of the Characteristic Curves of Wind Turbines
6. Broșteanu L., Baciu I., Mass and Centre-Mass Coordinates Determinates for Axial Wind Turbine Blades
7. Santău I., Gyulai F., Experimental Researches on the Dynamic Characteristics of the Blades of Wind Turbines with Horizontal Spindle.

l) Wind-directions, vol.XII/1/1992, London, UK

1. Gyulai F., Gărbacea A., Wind Energy Research in Romania.

j) European Community Wind Energy Conference and Exhibition, 8-12 March 1993 Lubek - Travemunde, Germany

1. Gyulai F., Santău I., Cioară T., Botici AL, Mechanical characteristics of blade determination from aeroelectrical turbine with horizontal axis
2. Baciu D.I., Merce M., Computer utilization on 30 kW wind turbine testing
3. Gyulai F., Voicu Gh., Țânțoreanu C., Tudor M., The megawatt wind turbine for mountainous zones-Romanian proposal of design concept
4. Albu C., Lăzărescu S., Bej A., Novac F., Nicodim M., Testings on the 300 kW wind unit in a mountain placement
5. Gyulai F., Dobândă E., Merce M., Theoretical studies regarding the calculus models of characteristic curves of horizontal axis wind turbines
6. Preda I., Gyulai F., Vorteilhafte Baustellen zur Verwertung der Windenergie in der Banater Gebirge aus Rumänien.

k) European Wind Energy Conference 1994, Thessaloniki - Macedonia - Greece, 10 - 14 oct. 1994

1. Albu C., Bej A., Considerations concerning the influence of fitting-errors of horizontal axis wind turbines blades.

l) Conferința de Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara, 26-30 septembrie 1994, vol.2., Secțiunea VII, "Energia vântului"

Proceedings of the fourth Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 26-30 September, 1994, vol.2, Section VII "Wind Energy"

1. Albu C., Lăzărescu S., Bej A., Novac F., Albu E., Some Results obtained During the Testings Developed on a 300 kW Experimental Windmill in Semenic Mountains
2. Anghel A., Ghițulescu C., Nicodim M., Vergiliu C., Modernizing the Solutions for the Equipment of Horizontal Axis, 300 kW Wind Generators
3. Baciu I.D., Testing of Blade Wind Turbine with Horizontal Axis on AAETO-L1 Aerounit
4. Gărbacea A., Constructive Solution Adopted for 300 kW Wind Turbines on Semenic
5. Gyulai F., Solutions for 300 kW Competitiv Aeroelectrical Aggregate
6. Novac F., Proposal of Sliding Bearing for the Yaw System of Windmillunits
7. Preda I., Concerning Some Profitableness Limits in Aeroenergetics
8. Preda I., Santău I., Experimental Researches Concerning the Wind Speed Distribution in Semenic Massif
9. Raicov-Popa N., Popescu R., Balaci C., Control System with Microcontrollers for Wind Turbines
10. Raicov-Popa N., Popescu R., Balaci C., Jivan D., Wind Units Equipped with Slow Generators.

m) Conferința internațională de sisteme hidropneumatice de acționare, vol.3 -Timișoara, 19 - 20 oct. 1995, Romania

Proceedings of the International conference on hydropneumatic driving systems, vol.3 - Timișoara, 19 - 20 oct. 1995 , Romania

1. Gyulai Fr. , Bej A. Argumente pentru utilizarea sistemelor de acționare hidraulică în componența agregatelor aeroelectrice.

n) Buletinul Științific al Universității Politehnica Timișoara, Tom 41(55) Mecanica, p.68-75, 1996, Romania

1. Gyulai Fr., Galeriu C.D., Bugaru A., Le modelation des sillages des agregats eoliens sur des modeles statiques des simulation.

## LISTA CU TITLURILE LUCRĂRILOR ȘTIINȚIFICE PUBLICATE DE DOCTORAND

### I. COMUNICĂRI

- a) Primul simpozion național pentru utilizarea energiei vântului (26-27 nov.1982, Brașov)
1. Pală cu profil asimetric, rezultat al considerării efectului de curbură a traiectoriei.
  2. Sisteme de orientare ciclică a palelor la turbinele cu ax vertical.
  3. Calculul, dimensionarea și proiectarea unui generator eolian de mică putere pentru pomparea apei utilizând o turbină Savonius.
  4. Clasificarea și codificarea turbinelor eoliene.
- b) A VI-a sesiune de comunicări tehnico-științifice IRE Suceava Mai 1985.
5. Turbina eoliană cu ax vertical TEV 100, tipul caracteristic al turbinelor de mare putere.
- c) Simpozionul "Surse noi de energie. Problema prezentului, soluția viitorului" 1986, București.
6. Considerații privind construcția palelor TEV 100 din aluminiu extrudat.
- d) A III-a Consfătuire națională "Soluții perfecționate pentru utilizarea surselor noi și refolosibile de energie", 22-24 oct.1986, Oradea.
7. Turbina de vânt TEV 100, utilajul prototip al unor centrale aeroelectrice.
- e) Proceedings of the Conference on Solar and Wind Electricity, 2-4 oct.1989, București.
8. Autonomous Wind Electric Equipment (coautor).
- f) Al II-lea simpozion național pentru utilizarea energiei vântului, 28-30 nov.1989, Brașov.
9. Caracteristicile de variație ale momentelor în funcție de turația și viteza vântului pentru realizarea unei instalații de frânare, aplicată la turbine de vânt.
  10. Determinarea dependenței randamentului generatorului asincron de coeficientul de încărcare, utilizând datele de catalog referitoare la motorul asincron corespunzător.
  11. Determinarea parametrilor generatorului asincron, utilizând datele de catalog referitoare la motorul asincron corespunzător.
  12. Metodă pentru ridicarea caracteristicilor turbinelor de vânt în vederea analizei performanțelor.

13. Trasarea caracteristicilor echipamentului de conversie,  $P_{el} = f(V_{\infty})$ , în baza cunoașterii caracteristicilor  $C_p = f(\lambda)$  pentru turbina de vânt și  $P_{el} = f(n)$  pentru echipamentul de conversie.

g) Harmony with Nature. ISES Solar Congress.23 -27 Aug.1993, Budapest, Hungary  
14. Vertical Axis Wind Turbines.

## II. LUCRĂRI DE CERCETARE

1. Cercetări privind execuția unui microgenerator eolian de 0,5 kW destinat alimentării cu energie electrică a unor locuri izolate pentru populație ICUEV Brașov Contract nr.35/1980, Faza 11, Subfaza 11.1. 20 dec.1980, CNȘT București.

2. Analiză critică a realizărilor în domeniul turbinelor cu ax vertical tip Darrieus  
Studiu IFET Oradea dec.1990 Beneficiar ICEMENERG București.

3. Contribuții la optimizarea transmisiei mecanice aferente unei centrale aeroelectrice formată dintr-o turbină eoliană și grup multiplicator-generator Universitatea Oradea 1997 Contract MCT 220/1996 București.

## III. ACTIVITATE DE PROIECTARE

1. Proiectarea structurală a turbinelor de vânt: TS1, TS4, TEV-20, TEV-50, TEV-100 în perioada 1980-1990 la L.C.U.E.V. Brașov.

2. Proiectarea palelor la turbina de vânt TEV-100. 1986 L.C.U.E.V. Brașov.

3. Proiect de execuție TEP-500W Turbină de vânt cu ax vertical pentru populație. 1981 L.C.U.E.V. Brașov.

## IV. CARTE

Vlad Ilie, László Almási, Ștefan Nedelcu, Dan Borzași, Gheorghe Luncă, Gábor Markó.

Utilizarea energiei vântului - Editura tehnică, București, 1984.