

UNIVERSITATEA TEHNICĂ TIMȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE REZISTENȚA MATERIALELOR

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. Inv. _____

Dulap _____ Lit. _____

TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII LA STUDIUL REZISTENȚEI
ȘI DEFORMAȚIILOR LINIILOR DE
ARBORI NAVALE

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC
PROF. UNIV. DR. ING.:
TIBERIU BABEU

DOCTORAND
ȘEF LUCR. ING.:
ZIDARU NICOLAE

TIMIȘOARA - 1998

CUPRINS

1. Considerații generale privind liniile de arbori navale. Stadiul actual al cercetărilor privind tensiunile arborilor instalațiilor de propulsie.....	3
1.1. Tipuri de instalații de propulsie navale. Construcția liniilor de arbori navale.....	3
1.2. Aspecte particulare, dimensionale și de construcție.....	6
1.3. Aspecte tehnologice și de montaj. Materiale.....	12
1.4. Dimensionarea arborilor după Regulile Registrului Naval Român (R.N.R.)	15
1.4.1. Dimensionarea arborilor după Regulile R.N.R. 1982.....	15
1.4.2. Dimensionarea arborilor după Regulile R.N.R. 1990.....	18
1.5. Studiu comparativ privind rezultatele calculului „clasic” de rezistență al arborilor navali și calculul conform Regulilor R. N. R.....	20
1.6. Comparație cu liniile de arbori ale unor nave construite în străinătate.....	21
1.7. Câteva observații și concluzii privind dimensionarea arborilor instalațiilor de propulsie navale.....	21
1.7.1. Pentru Regulile R.N.R. 1982.....	21
1.7.2. Pentru Regulile R.N.R. 1990.....	23
1.7.3. În privința rezultatelor practice ale calculului.....	23
1.7.4. Câteva concluzii generale	25
2. Considerații privind rezistența liniilor de arbori navale.....	27
2.1. Scheme de încărcare pentru liniile de arbori navale. Exemple.....	27
2.2. Solicitățile liniilor de arbori. Aspecte ale calculului clasic.....	31
2.2.1. Solicitări simple.....	31
2.2.2. Solicitarea compusă.....	33
2.2.3. Un model de dimensionare directă la solicitări compuse.....	35
2.2.4. Oboseala arborilor navali.....	37
2.2.5. Considerații privind stabilitatea liniilor de arbori navale.....	47
3. Considerații asupra deformațiilor liniilor de arbori navale.....	55
3.1. Modul actual de a lua în considerație deformațiile.....	55
3.1.1. Prevederi ale normativelor și documentației de proiectare și execuție.....	55
3.1.2. Alinierea liniilor de arbori.....	58
3.1.3. Importanța cunoașterii deformațiilor.....	61

3.2. Aplicarea metodei parametrilor în origine pentru determinarea săgeților și rotirilor și la ridicarea nedeterminării liniilor de arbori navale.....	60
3.2.1. Adaptarea metodei parametrilor în origine pentru calculul săgeților și rotirilor la liniile de arbori.....	60
3.2.2. Aplicarea metodei parametrilor în origine la ridicarea nedeterminării și calculul deformațiilor liniilor de arbori navale.....	63
3.2.3. Program de calcul pentru aplicarea metodei parametrilor în origine la ridicarea nedeterminării și calculul deformațiilor la liniile de arbori navale.....	65
3.3. Alte aspecte ale deformării liniilor de arbori navale.....	68
3.3.1. Aproximarea ordinului de mărime a tensiunilor suplimentare produse de deformații.....	68
3.3.2. Alte influențe asupra deformațiilor.....	70
4. Studiu asupra vibrațiilor liniilor de arbori navale.....	72
4.1. Prevederile Registrului Navala Român privind vibrațiilor liniilor de arbori	72
4.2. Vibrațiile de răsucire ale liniilor de arbori în tratarea constructorilor de nave.....	75
4.2.1. Cauzele apariției vibrațiilor de torsiune.....	75
4.2.2. Trecerea de la sistemul real la sistemul echivalent.....	75
4.2.3. Calculul vibrațiilor libere ale liniei de arbori.....	82
4.2.4. Forțe și momente perturbatoare.....	87
4.2.5. Amplitudinea tensiunilor tangențiale.....	91
4.3. Sinteza privind fenomenele vibratorii ale liniilor de arbori.....	95
4.3.1. Probleme generale privind vibrațiile.....	95
4.3.2. Vibrațiile torsionale ale liniilor de arbori.....	97
4.3.3. Vibrațiile de încovoiere ale liniilor de arbori.....	110
4.3.4. Vibrațiile axiale ale liniilor de arbori.....	117
4.3.5. Cuplarea vibrațiilor torsionale, de încovoiere și axiale.....	125
5. Aspecte practice și experimentale.....	131
5.1. Centrajul liniei de arbori – aspecte generale.....	131
5.2. Influența denivelării reazemelor.....	
5.3. Procedura standard de aliniere (centrare) a liniei de arbor.....	133
5.4. Verificarea alinierii și centrării.....	136
5.5. Măsurările de verificare a centrării la linia de arbori a navei MINERAL ORDAZ.....	143
5.5.1. Caracteristicile navei și ale liniei de arbori.....	143

5.5.2. Verificarea centrării.....	145
5.5.3. Realinierea liniei de arbori.....	151
5.5.4. Măsurători în zona a două porturi europene.....	154
5.5.5. Observații și concluzii.....	154
6. Metode numerice aplicate la studiul liniilor de arbori.....	157
6.1. Program de calcul pentru ridicarea nedeterminării și calculul deformațiilor la bare pe mai multe reazeme.....	157
6.2. Adaptarea unui program de calcul al sistemelor de bare la calculul static al liniilor de arbori navale.....	157
6.3. Aplicarea noțiunilor de fiabilitate la studiul liniilor de arbori navale.....	160
6.3.1. Variabile aleatoare și deterministe.....	160
6.3.2. Fiabilitatea arborilor la rupere.....	160
6.3.3. Ruperea prin rezonanță.....	164
7. Concluzii.....	168

NECESITATEA STUDIERII PROBLEMEI

Importanța rezistenței și fiabilității mașinilor și instalațiilor navale este evidentă și nu mai trebuie demonstrată. Ea decurge din condițiile speciale în care lucrează navele, în stare de strictă izolare, fără posibilitatea unei intervenții imediate din afară pentru remedierea sau înlăturarea efectelor unor eventuale defectări sau avarii.

Din aceste motive, pentru a se asigura un "surplus" de rezistență și fiabilitate față de construcțiile mecanice care lucrează pe uscat, modul în care sunt proiectate și executate componentele mașinilor și instalațiilor din domeniul naval are un anumit specific. În principal, se caută să se asigure pentru aceste componente coeficienți de siguranță mari și se impun condiții mai severe asupra materialelor, tehnologiilor de fabricație și controlului calității.

Liniiile de arbori navale fac parte din instalația de propulsie a navei și ele asigură transmiterea mișcării (și a momentului de torsiune) de la mașina (sau mașinile) de propulsie la propulsor (elicea navei). Funcție de tipul navei, tonajul acesteia și viteza de deplasare ce trebuie asigurată, puterile transmise variază în limite foarte largi, dar ordinul de mărime este al miilor și zecilor de mii de kilowați. Majoritatea navelor maritime au ca mașini de propulsie motoare cu aprindere prin compresie, de puteri între 10.000 și 40.000 kw, având turații reduse (sub 200 rot/min), pentru a nu fi necesare reductoare de turație care să asigure antrenarea elicei cu turația optimă. Puterile foarte mari și turațiile reduse ale acestor arbori înseamnă momente de torsiune extrem de mari, care conduc la dimensiuni foarte mari ale arborilor.

Astfel, la o navă - petrolier de 85.000 tdw (tone deadweight), care este o navă de tonaj "mijlociu", având linia de arbori de lungime "mică" (din cauza amplasării mașinii de propulsie foarte aproape de elice), lungimea celor două tronsoane de arbori este de aproximativ 16 m, iar masa totală a acestora de 36.426 kg.

Dimensiuni și mase foarte mari rezultă și pentru nave foarte mici, dacă mașina de propulsie este amplasată spre zona centrală a navei, prin creșterea lungimii liniei de arbori. Astfel, la o navă de numai 6.500 tdw, cu amplasare "centrală" a motorului, lungimea liniei de arbori este de aproximativ 32 m, iar masa totală a acestora 33.300 kg.

Dimensionarea acestor arbori nu se face prin calculul "clasic" de rezistență, ci pe baza unor normative speciale, "Regulile Registrului Naval Român" (R.N.R.).

Acestea dau relații pentru calculul unor dimensiuni minime (obligatorii), relații care nu explicitează criteriile de rezistență luate în considerare, din cauza înglobării unor mărimi ce intervin în calculul "clasic" în anumiți coeficienți care deasemeni nu sunt explicați, dându-se pentru aceștia doar valori particulare pentru cazurile uzuale.

În acest fel, inginerul (chiar proiectant de nave) nu are o viziune clară asupra solicitărilor, rezistenței și deformațiilor, mai ales că prin acest mod de lucru se elimină toate calculele de

verificare, cu excepția celor privind vibrațiile torsionale.

Acest mod de abordare a problemelor simplifică proiectarea, dar nu dă informații exacte asupra tensiunilor și deformațiilor efective. În special asupra deformațiilor inginerul (proiectant sau de exploatare) nu are nici un fel de informații, cu excepția unor limite impuse la montaj asupra dezaxării tronsoanelor de arbori asamblate cu buloane și flanșe și a înclinărilor admisibile ("frângerii") în zona flanșelor. Aceste limitări sunt luate în considerare numai la montaj și în cazul reparațiilor, dar ele nu dau informații privind linia deformată a axei arborilor și influența acestor deformații asupra reazemelor (lagăre). Nu există nici studii experimentale sistematice privind influența pe care o au deformațiile corpului navei asupra alinierii inițiale a lagărelor.

În cele ce urmează se încearcă să se urmărească o comparație a rezultatelor calculelor "clasice" privind rezistența și deformațiile aplicate acestor linii de arbori navale cu ceea ce este impus în practică prin normative și de a scoate în evidență și explica posibilele discordanțe între cele două moduri de lucru.

CAPITOLUL 1

**Considerații generale privind liniile de arbori navale.
Stadiul actual al cercetărilor privind tensiunile arborilor
instalațiilor de propulsie**

1 Considerații generale privind liniile de arbori navale. Stadiul actual al cercetărilor privind tensiunile și deformațiile arborilor instalațiilor de propulsie

1.1 Tipuri de instalații de propulsie navale. Construcția liniilor de arbori navale.

Instalația de propulsie a unei nave este un sistem complex format din una sau mai multe mașini principale de propulsie, una sau mai multe linii de transmitere a puterii prin arbori („linii de arbori”) și unul sau mai multe propulsoare (elice), având rolul de a asigura deplasarea navei în condiții normale de exploatare cu viteza prevăzută pe drumul dorit.

Mașinile de propulsie navale pot fi: motoare cu piston, turbine cu gaze, turbine cu vapori, cu energie nucleară etc. Având în vedere preponderența în flote a motoarelor cu piston, se va lua în considerare numai acest tip de mașină de propulsie. În cadrul acestora, preponderente ca număr și putere sunt motoarele cu aprindere prin comprimare (MAC) lente în doi timpi, reversibile. Acestea prezintă avantajul că pot fi cuplate direct cu propulsorul (elicea) fără a fi nevoie de un reductor de turație, iar prin schimbarea sensului de rotație al arborelui cotit rezultă schimbarea sensului de înaintare a navei, fără a fi necesar un „inversor de sens”.

Liniile de arbori constituie legătura între mașina principală de propulsie (motor) și propulsor (elice). Din cauza distanței mari dintre motor și elice, ele se execută din mai multe tronsoane de arbori: unul numit „arbore port-elice” și unul sau mai mulți arbori intermediari cuplați între ei prin flanșe asamblate cu buloane păsuite. Arborii sunt sprijiniți pe mai multe lagăre (reazeme) numărul acestora fiind de obicei mai mare de trei, depinzând de lungimea liniei de arbori și de posibilitățile de montare a acestora.

Propulsorul (elicea) – poate fi cu pale fixe (cazul cel mai frecvent) sau cu pas reglabil. În acest ultim caz, prin modificarea pasului elicei, se poate modifica și sensul de înaintare a navei, fără schimbarea sensului de rotație al motorului de propulsie.

În figura 1.1 sunt prezentate câteva scheme ale instalațiilor de propulsie mai frecvent utilizate la navele maritime și fluviale. Figura 1.1 a – b reprezintă instalații de propulsie directă cu elice cu pas fix (figura a) și cu elice cu pas reglabil (figura b). Pentru cazul „a” – este obligatoriu ca mașina de propulsie să fie reversibilă, iar în cazul „b” – mașina poate fi un motor la care arborele cotit să aibă un singur sens de rotație. În ambele cazuri este necesar ca turația mașinii de propulsie să fie egală cu cea a propulsorului.

Figura 1.1 c, d, e – prezintă schemele unor instalații de propulsie cu reductor. În aceste cazuri mașina de propulsie este un motor semirapid, având turație mai mare decât propulsorul (elicea), fiind deci necesară reducerea

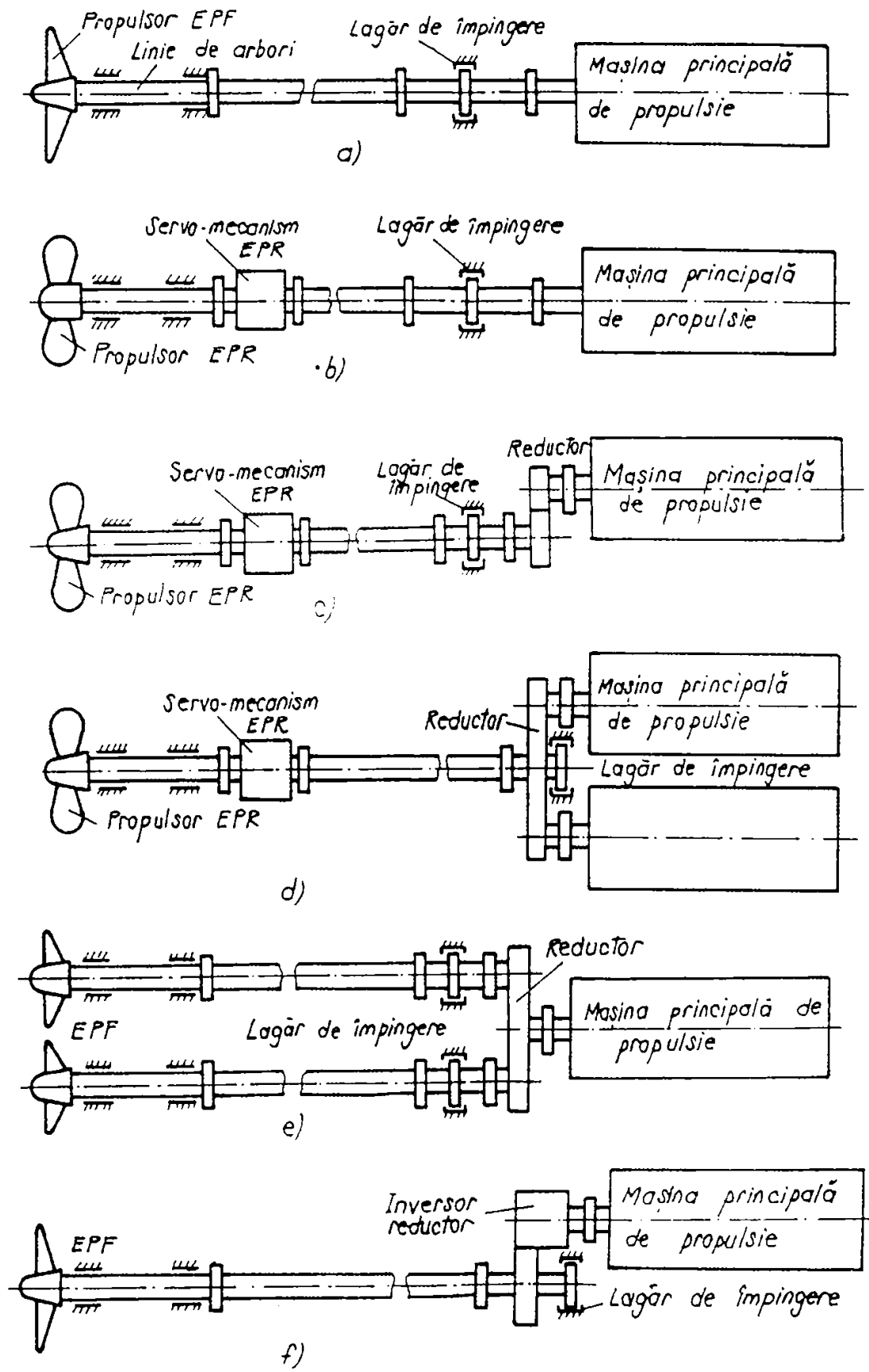


Fig. 1.1

turației. Schema din figura c corespunde cazului cu o singură mașină de propulsie și o singură linie de arbori; figura d reprezintă cazul utilizării a două mașini de propulsie și o linie de arbori; figura e pentru o singură mașină de propulsie și două linii de arbori.

Figura 1.1 f prezintă schema instalației de propulsie cu reductor inversor.

Din cauza utilizării pe scară foarte largă, referirile se vor face în continuare pentru schema din figura 1.1 a care corespunde echipării a peste 90% din navele românești.

În figura 1.2 a, b este reprezentată linia de arbori pentru o navă cu o singură elice, corespunzând schemei din figura 1.1. a. Ea este plasată în „ planul diametral ” (planul de simetrie longitudinal al navei) și are următoarea structură: elicea (propulsorul) (1); lagărul arborelui port-elice (2); tubul etambou (3); arborele port-elice (4); presetupa (sistem de etanșare) (5); lagăre de sprijin (6); arbori intermediari (7); tunelul liniei de arbori (8).

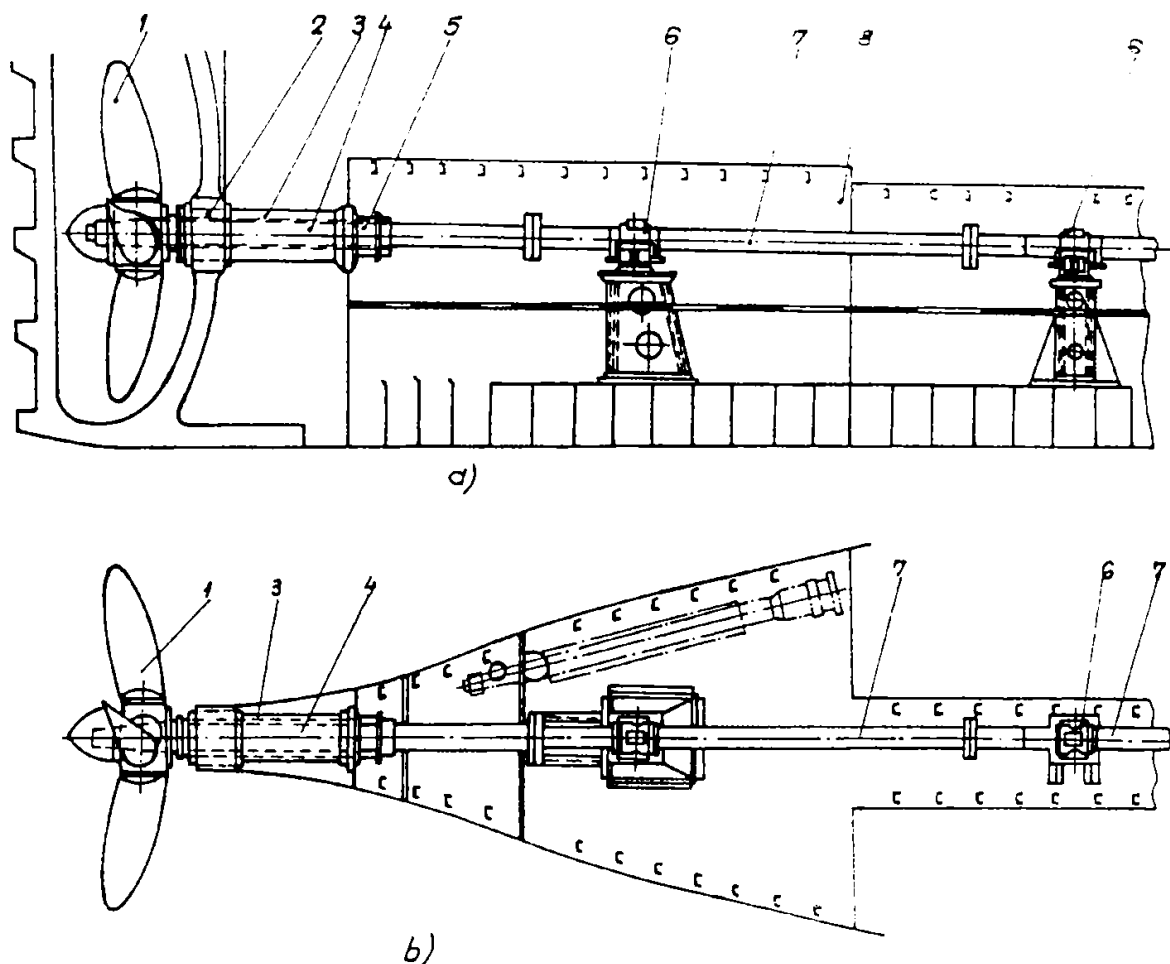


Fig. 1.2

Arborele port-elice este executat în majoritatea cazurilor din oțel carbon de calitate (de obicei OLC 35 sau echivalente), prin forjare – urmat de

prelucrări prin strunjire. La partea din spate („pupa”) are o porțiune conică – pe care se montează elicea – prin pană sau prin strângere hidraulică pecon. Lagărul pe care se sprijină în apropierea elicei este susținut într-un tub special („tubul etambou”) și are o lungime mare (până la de 4 ori diametrul arborelui). La navele mai vechi (dar încă în exploatare) cuzinetul acestui arbore este din lemn de gaiac, lubrifiat cu apă. La unele nave, cuzinetul este executat din textolit (furnir de mesteacăn impregnat cu bachelită sau rășini fenolice) iar în alte cazuri din bare de cauciuc cu o inserție metalică. La navele mai noi acest lagăr este cu cuzinet metalic uns cu ulei. În acest din urmă caz lungimea lagărului poate scădea până la 2,5d arbore port–elice.

La capătul din față („prova”) arborele port-elice este prevăzut cu o flanșă (de obicei dintr-o bucată cu arborele) prin care acesta se cuplează cu arborele intermediar cu ajutorul unor șuruburi (buloane). Cuplarea este rigidă, impunându-se condiții speciale de aliniere a celor doi arbori. Extrem de rar se folosesc cuplaje care să preia dezaxările sau înclinările. Majoritatea arborilor sunt cu secțiune plină. Se execută cu secțiune inelară (goi la mijloc) numai dacă se folosește o elice cu pas reglabil la care sistemul de modificare a pasului elicei trece prin interiorul arborelui.

Arborii intermediari sunt executați din aceleași materiale și după aceeași tehnologie ca și arborii port-elice. Numărul lor depinde de distanța dintre motor și elice precum și de posibilitățile de montare în tunelul liniei de arbori. Flanșele de cuplare sunt de obicei dintr-o bucată cu arborele. Lagărele pe care se sprijină sunt lagăre cu alunecare obișnuite (cu cuzinet metalic) iar uneori sunt sprijiniți pe rulmenți (la dimensiuni mai mici). Arborele dinspre motor este uneori prevăzut cu o flanșă specială, ce intră în construcția unui lagăr axial („lagăr de împingere”) ce preia reacțiunile provocate de propulsia navei de către elice. Din acest motiv, uneori, acest arbore intermediar este numit și „arbore de împingere”.

1.2 Aspecte particulare dimensionale și de construcție

Formele și dimensiunile concrete ale liniilor de arbori de la navele maritime sunt deosebit de variate și au la bază în principal experiența diferitelor firme constructoare și mai puțin aspecte teoretice ale proiectării. Ca o caracteristică generală, se poate totuși remarca faptul că dimensiunile arborilor sunt foarte mari (raportat la arborii din alte domenii din construcția de mașini), atât ca diametru cât și ca lungime. De asemeni se poate remarca faptul că prin modul de cuplare rigidă cu flanșe și prin numărul mare de lagăre de sprijin, ei se încadrează în grupa „barelor pe reazeme multiple”, static nedeterminate.

De remarcat cantitatea de material – foarte mare – încorporată în structura acestor transmisii și evident, aspectul economic deosebit ce ar rezulta la scoaterea din funcțiune a unei linii de arbori.

Pentru exemplificare, în figura 1.3 este prezentată schița liniei de arbori de la o navă „mică” având un deplasament de 18000tdw („tone deadweight”) iar în figura 1.4 a, b – schema pentru o navă mineralier de 55000tdw (de dimensiune medie). Tot pentru comparație, în figura 1.5 a, b – se dau desenele arborelui port-elice și arborelui intermediar de la o navă - petrolier – de 85000tdw care nu este foarte mare (petrolierele moderne au deplasamente peste 150000tdw).

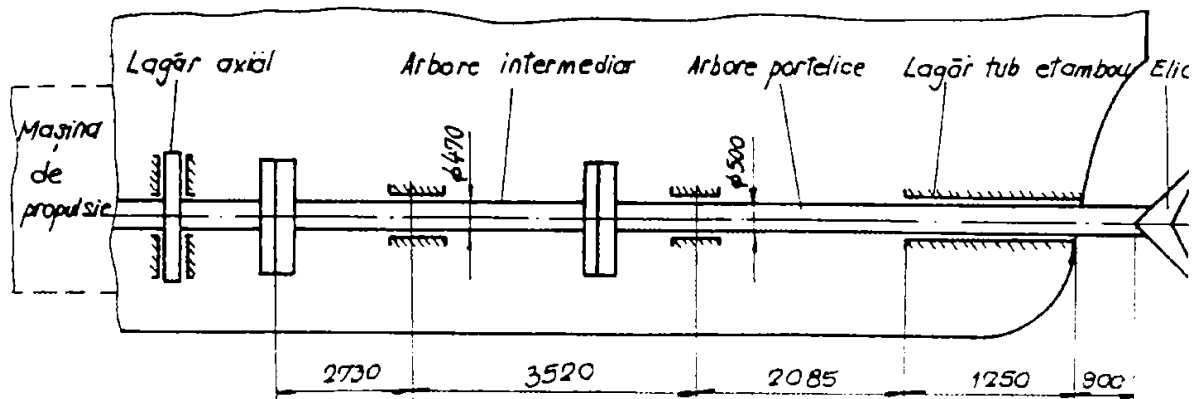


Fig. 1.3

Se constată că la nava – petrolier, arborii au o lungime totală de aproximativ 16 m cu diametrele ϕ 570 mm și ϕ 660 mm, iar masa lor totală depășește 36000 kg.

De remarcat, la nava „mică” (18000tdw) greutatea elicei de 9,4 t.

Schemele din figurile 1.3, 1.4, 1.5, caracterizează nave la care motorul principal (de propulsie) este plasat la partea din spate a navei (la „pupa”). Din acest motiv, lungimea liniei de arbori nu este prea mare, iar numărul de arbori (reazeme) este destul de redus.

Există însă nave la care motorul principal este plasat într-o zonă aflată spre „centrul” navei. În acest caz, lungimea liniei de arbori crește, se mărește numărul de arbori intermediari, crescând de asemeni, numărul lagărelor (reazeme).

Pentru exemplificare – în figura 1.6 se indică schema liniei de arbori de la o navă „foarte mică” de 6500tdw.

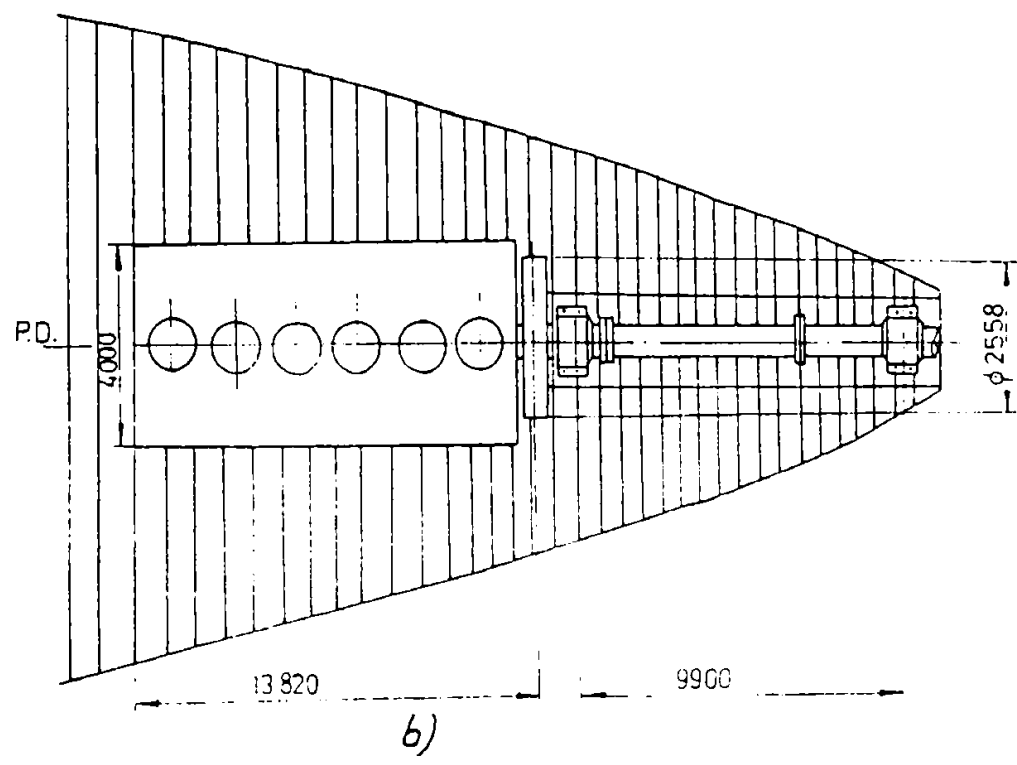
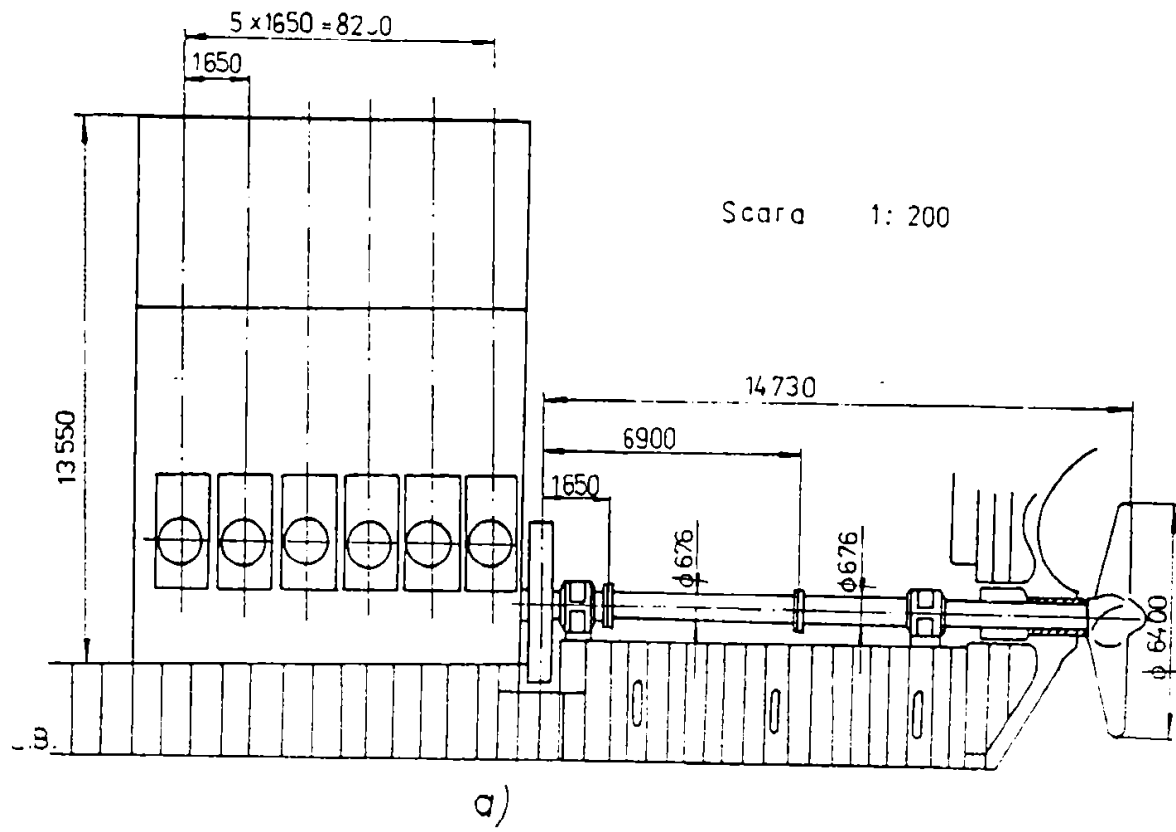


Fig. 1.4

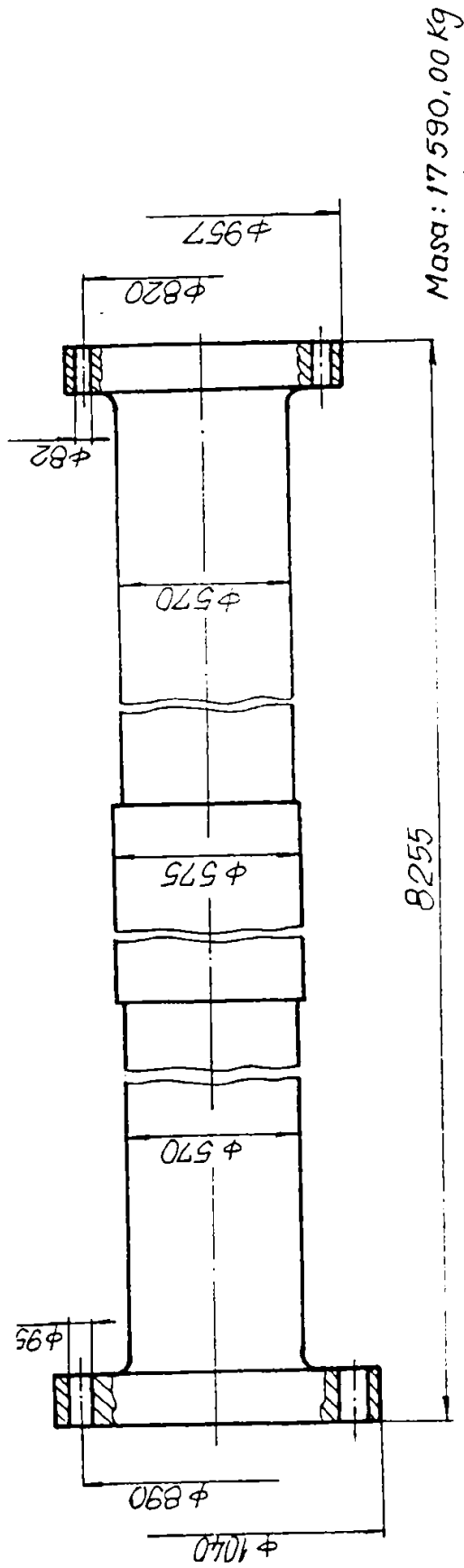
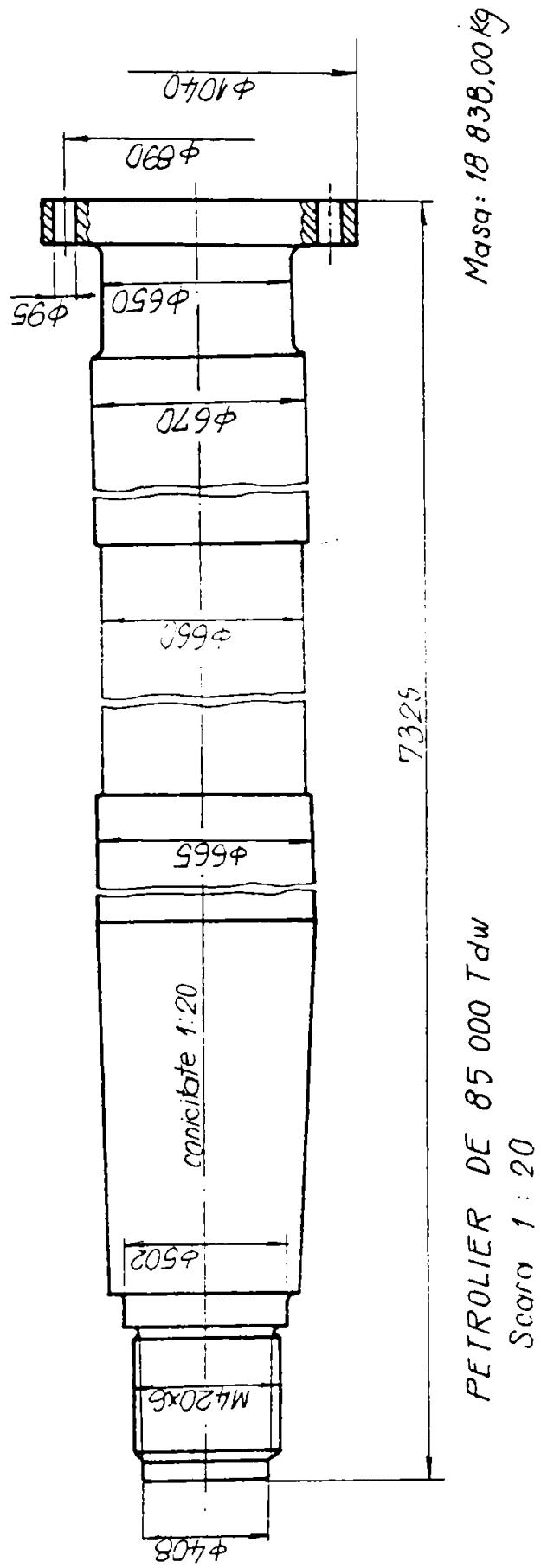


Fig. 1.5



1.3 Aspecte tehnologice și de montaj. Materiale

Arborii de transmisie ai liniilor de axe navale se execută de obicei prin forjare din oțeluri carbon de calitate, în marea majoritate a cazurilor OLC35 sau echivalente și foarte rar (la nave speciale) din oțel aliat.

Dacă arborii sunt prevăzuți cu flanșe de cuplare, aceste flanșe se forjează dintr-o bucată cu arborele, prelucrarea prin așchiere a arborelui făcându-se odată cu flanșa, iar arborii se împerechează câte doi, astfel ca dezaxările și frângerile provocate de execuție să fie cât mai mici.

În cazul introducerii arborilor prin orificii limitate în diametru (arborii port-elice prin orificiile interioare ale tubului etambou, iar arborii intermediari prin orificiile presetupei din pereții transversali etanși), acești arbori se confecționează fără flanșe, iar îmbinarea lor se realizează cu ajutorul unor semicuple cilindrice sau conice. Figura 1.7 reprezintă îmbinarea unui arbore port-elice cu un arbore intermediar printr-o semicuplă cilindrică.

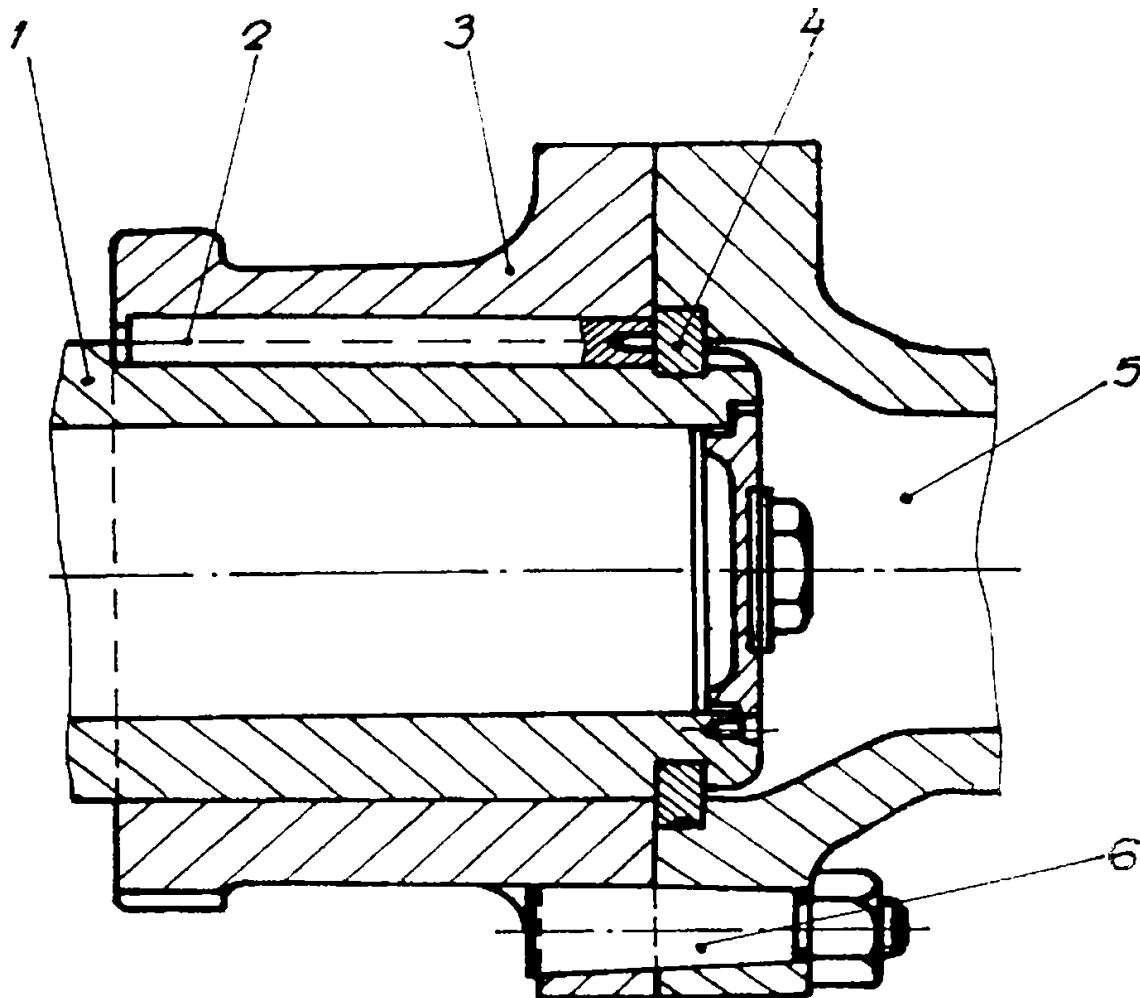


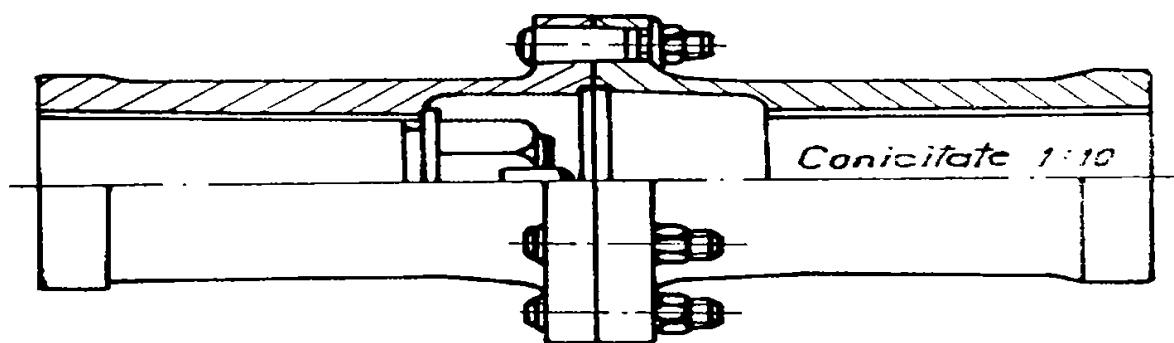
Fig. 1.7

Se observă că semiflanșa de pe arborele port-elice este montată pe acesta prin

pene cilindrice (în număr de 4 sau 6), iar deplasarea axială este împiedicată prin inelul 4, format din două jumătăți.

În figura 1.8 este reprezentată o îmbinare cu semicuple conice. Acest sistem este folosit în special dacă arborele este sprijinit pe rulmenți, întrucât introducerea rulmenților se face pe la capetele arborelui, iar flanșele ar împiedica montarea.

În ultimul timp se utilizează și îmbinarea arborilor fără pene, prin semicuple cu flanșe presate hidraulic. Aceste semicuple (vezi figura 1.9), prelucrate la interior cu o conicitate foarte mică, se introduc la capetele arborilor, apoi, cu ajutorul unor prese hidraulice acționate manual se introduce ulei cu presiune ridicată (până la 1600 bar) între arbore și semicuplă. În acest fel, diametrul interior al semicuplei se mărește, permițând deplasarea ei axială pe capătul arborelui conic. La îndepărtarea presiunii de ulei rezultă o strângere a



semicuplei pe arbore.

Fig. 1.8

Vizarea liniei de axe este o operație care constă în trasarea (și materializarea) axei geometrice a liniei de arbori, având ca scop „aliniera” lagărelor, astfel încât la montaj abaterile de coaxialitate, precum și abaterile unghiulare (frângerii) în zonele de îmbinare a tronsoanelor de arbori să fie minime.

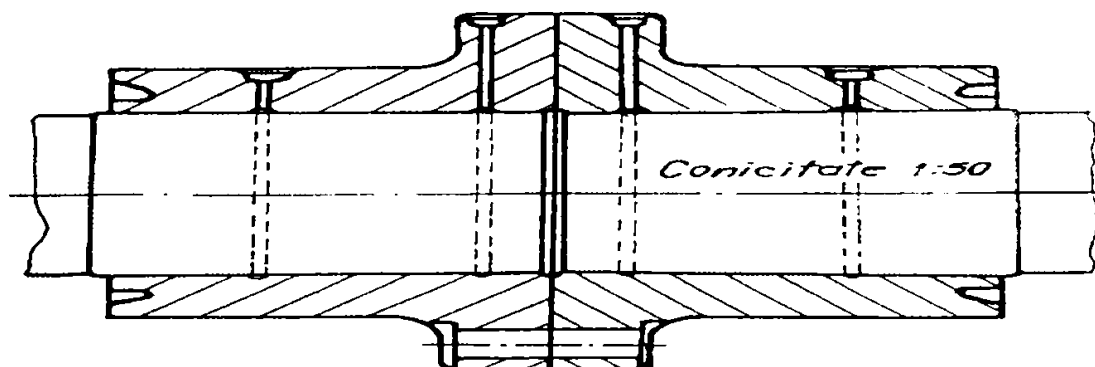


Fig. 1.9

În figura 1.10 este prezentată schema vizării liniei de axe pentru o navă. Principiul constă în așezarea unei surse de lumină la capătul prova a liniei axiale (acolo unde acesta se cuplază cu arborele motorului), așezarea unui vizor în capătul pupa al liniei de arbori (pe axa elicei) și trecerea razei de lumină prin orificiile unor ecrane ce se deplasează ca să se asigure continuitatea razei de lumină. Orificiile pentru raza de lumină sunt cu diametrul de $0,5 \div 1$ mm, operația se execută de obicei noaptea și asigură centrarea liniei de arbori cu o precizie satisfăcătoare pentru practică. În prezent, pentru această aliniere se folosesc (dar nu la noi) și dispozitive cu laser, ce vor fi descrise când se va studia problema deformațiilor liniilor axiale.

Materializarea liniei de axe se face prin întinderea unei sârme de oțel cu diametrul de 0,5 mm, ce trece prin găurile de vizare menționate, fir întins prin montarea la capătul pupa a unor greutăți de $100 \div 200$ kg sau cu ajutorul unui vinci. Se impun anumite condiții pentru săgeata firului.

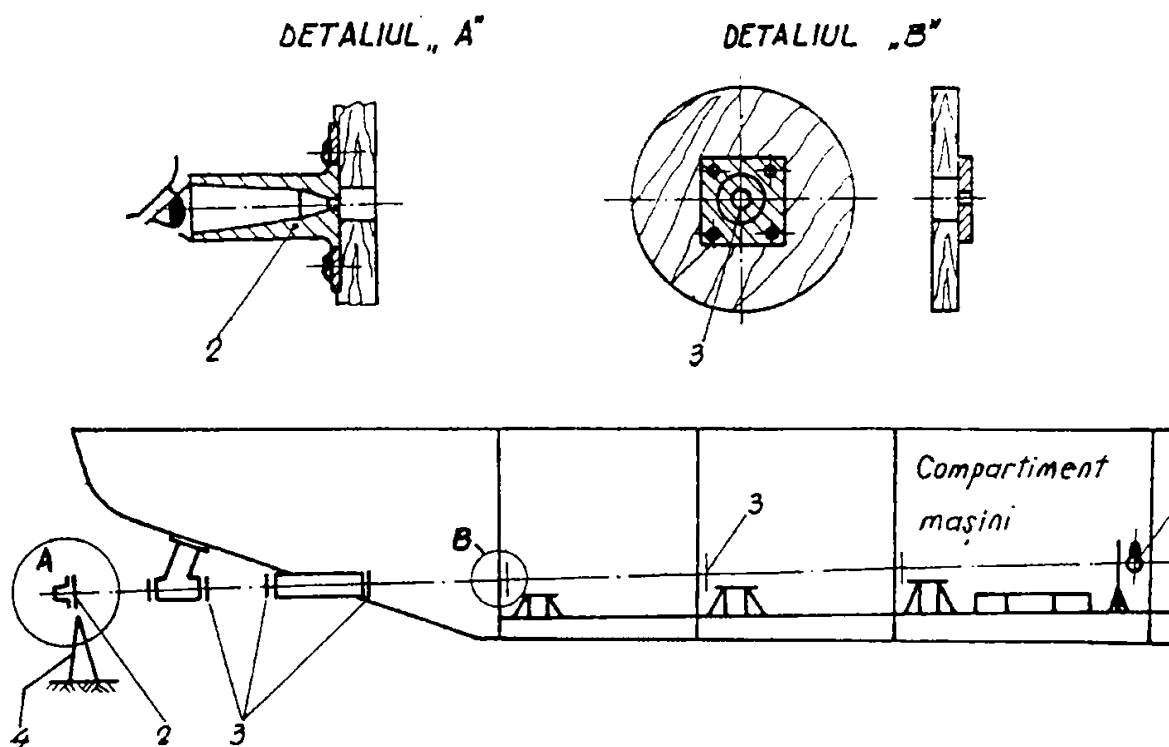


Fig. 1.10

Materialele din care se execută arborii liniilor de propulsie navale sunt oțeluri carbon de calitate, având rezistența la rupere de 430 până la 690 N/mm^2 pentru arborii intermediari, iar pentru port-elice aceleași oțeluri, cu rezistența la rupere de 430 până la 510 N/mm^2 .

La navele construite în țară se utilizează aproape exclusiv oțelul OLC 35 K (STAS 500-80) iar la navele străine oțeluri echivalente cu acestea.

Arborii se execută din oțel forjat, prelucrat apoi prin strunjire. Zonele montate în lagăre se tratează termic.

1.4 Dimensionarea arborilor după Regurile Registrului Naval Român (R.N.R.)

Registrul Naval Român (R.N.R.) prin „*Reguli pentru clasificarea și construcția navelor maritime*” prezintă în partea A VII 2 – Linii de arbori, *normele obligatorii* ce trebuie luate în considerare la de terminarea diametrelor arborilor precum și a altor caracteristici ale acestora, precum și prescripții obligatorii referitoare la modul de realizare (execuție) a ansamblului liniilor de arbori.

Astfel, în A VII 2.1. – Indicații generale, se precizează: „*dimensiunile minime ale diametrelor arborilor, fără a ține seama de adaosurile de prelucrare pentru strunjirea lor ulterioară în perioada de exploatare, se stabilesc pe baza formulelor expuse în prezentul capitol*”.

Se constată că *dimensionarea arborilor este impusă* în acest fel, iar calculul de rezistență, cum se va vedea mai jos, nu este menționat decât în privința vibrațiilor, dar și acestea pe o cale proprie R.N.R. .

Până în anul 1990 s-au folosit Regurile R.N.R. ediția 1982, care indică un anumit mod de calcul. Ediția 1990 modifică relațiile de calcul, motiv pentru care se va face, după prezentarea celor două variante R.N.R. și calculul de rezistență clasic.

1.4.1 Dimensionarea arborilor după Regurile R.N.R. 1982

Diametrul arborelui intermediar d_m nu trebuie să fie mai mic decât cel determinat cu formula:

$$d_m = 26,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n} \cdot (1+k)} \text{ [mm]} \quad (1.1)$$

în care:

P – puterea de calcul la arborele intermediar [kW];

n – turația de calcul a arborelui intermediar [s^{-1}];

k = 0 pentru mașinile principale de tip rotativ sau cu cuplaje hidraulice ori electromagnetice;

k = q(a - 1) pentru instalațiile cu motoare cu ardere internă;

q = 0,5 pentru instalații cu motoare în 2 timpi;

q = 0,4 pentru instalații cu motoare în 4 timpi;

a – coeficient care reprezintă raportul între momentul de torsiune total maxim al întregului motor și momentul de torsiune maxim indicat. Pentru calarea uniformă a manivelor, valorile lui a se dau în tabelul 2.1.

Tabelul 1.1

Număr cilindri	Motoare în 4 timpi	Motoare în 2 timpi
1	14,0	8,0
2	6,40	3,80
3	4,50	2,60
4	2,80	2,20
5	2,10	1,80
6	2,15	1,50
7	2,10	1,30
8	2,00	1,20
9	1,85	1,15
10	1,60	1,15
11	1,50	1,10
12	1,40	1,05

Diametrul arborelui port-elice d_{pe} nu trebuie să fie mai mic decât cel determinat cu formula:

$$d_{pe} = 1,12 \cdot d_{in} + k \cdot D_e \quad [mm] \quad (1.2)$$

în care:

d_{in} – diametrul arborelui intermediar, determinat cu formula 1.1.;

$k = 7$ – pentru arborii cu bușă de protecție continuă, dar având ungerea cuzineților tubului etambou cu ulei;

$k = 10$ – pentru arborii fără bușă de protecție continuă;

D_e – diametrul elicei [mm];

Conul arborelui port-elice, în cazul utilizării penci, se va executa cu o conicitate de cel mult 1:12.

Se dau alte indicații pentru canalul de pană pentru montarea elicei.

Materialul pentru arborii intermediari și de împingere trebuie să fie oțel cu rezistența la rupere de 430 până la 690 N/mm², iar arborii port-elice se confecționează din oțel cu rezistența la rupere de 430 până la 510 N/mm².

Diametrul arborelui confecționat din oțel cu rezistența de rupere de peste 510 N/mm² poate fi determinat cu formula:

$$d = d_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{R_m}{2 \cdot R_m - 130}} \quad (1.3)$$

în care:

d – diametrul micșorat al arborelui;

d_0 – diametrul arborelui determinat cu formula (1.1), respectiv (1.2);

R_m – rezistența la rupere a materialului arborelui N/mm².

În cazurile când *arborii au un orificiu axial* al cărui diametru depășește $0,4 d_0$, diametrul exterior al acestor arbori nu trebuie să fie mai mic decât cel stabilit cu formula:

$$d \geq d_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1 - (d_c/d)^4}} \quad (1.4)$$

unde:

- d – diametrul exterior mărit al arborelui, [mm];
- d_0 – diametrul arborelui stabilit cu formula (1.1), respectiv (1.2), [mm];
- d_c – diametrul orificiului axial.

Dacă arborele este prevăzut cu un orificiu radial, diametrul arborelui trebuie majorat pe o lungime egală cu de cel puțin 7 ori diametrul orificiului. Diametrul orificiului nu trebuie să depășească 0,2 din diametrul majorat al arborelui, iar diametrul arborelui trebuie mărit cu cel puțin 20%.

Diametrul arborelui în care există o *decupare longitudinală* nu trebuie să fie mai mic decât cel determinat cu formula:

$$d = 1,2 \cdot d_0 + 0,114 \cdot (1,5 \cdot L + b) \quad (1.5)$$

în care:

- d – diametrul mărit al arborelui, [mm];
- d_0 – diametrul arborelui, determinat cu formula (1.1), respectiv (1.2), [mm];
- b – lățimea decupării, [mm];
- L – lungimea totală a decupării, [mm].

Trecerea de la diametrul mărit la cel calculat trebuie să fie treptată. Se da indicații privind rotunjirea capetelor decupării și rotunjirea muchiilor.

Diametrul buloanelor (d_b) pentru flanșele de îmbinare a arborilor nu trebuie să fie mai mic decât cel determinat cu formula:

$$d_b = 0,535 \cdot \sqrt{\frac{d_{in}^3}{i \cdot r}} \quad (1.6)$$

în care:

- d_{in} – diametrul arborelui intermediar, determinat pe baza formulei (1.1);
- i – număr buloanelor de îmbinare;
- r – raza cercului centrelor buloanelor de îmbinare.

Grosimea flanșelor de îmbinare a arborilor, măsurată pe linia circumferinței buloanelor de îmbinare, nu trebuie să fie mai mică decât valoarea d_b , iar grosimea flanșei arborelui port-elice trebuie să fie de cel puțin $0,25 d_{in}$. Raza de racordare la baza flanșelor arborilor trebuie să fie cel puțin 0,8 din diametrul arborilor.

Se dau, de asemeni, indicații privind lagărele arborilor, privind montarea fără pană, prin presare, a elicei și cuplajelor și privind vibrațiile. Aceste indicații *nu interesează acum*.

623.753 / 1810

Observații.

Din prezentarea (selectivă) a prevederilor Registrului Naval Român (ediția 1982) se constată următoarele:

1. Dimensionarea arborelui intermediar (și a celorlalți, care sunt funcție de acesta) are la bază solicitarea de torsiune, prin raportul (P/n) din relația (1.1), raport care intră în valoarea momentului de torsiune.

2. Relația (1.1) nu cuprinde explicit rezistența admisibilă la torsiune, o valoare limită pentru aceasta fiind inclusă în constanta 26,1 din relația (1.1).

3. Prin relația (1.3) se face o corecție a calculului, luând în considerare rezistența la rupere reală a materialului arborelui, corecție față de valoarea minimă inclusă în constanta 26,11.

4. Factorul (1-k) din relația (1.1) ia în considerare neuniformitatea mișcării transmise de mașina motoare (de propulsie), majorând valoarea momentului de torsiune, pentru neuniformități mari (număr mic de cilindri).

5. Diametrul arborelui port-elice (relația 1.2) se obține majorând cu 12% diametrul arborelui intermediar, la care se adaugă o altă majorare ce ține seama de diametrul elicei. Această a doua majorare (termenul $k D_i$ din relația 1.2) ține seama de faptul că elicea antrenează o masă de apă și aceasta introduce o solicitare suplimentară.

6. Majorările de diametre pentru zonele cu orificii radiale sau decupări longitudinale sunt date procentual în raport cu diametrul arborelui.

1.4.2 Dimensionarea arborilor după Regulile R.N.R. 1990

Diametrul arborelui intermediar d_{in} , nu trebuie să fie mai mic decât cel determinat cu formula:

$$d_{in} = \frac{F \cdot K}{3,9} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n} \cdot \frac{B}{A}} \text{ [mm]} \quad (1.7)$$

în care:

P – puterea de calcul la arborele intermediar [kW];

n – turația de calcul la arborele intermediar [s^{-1}];

A – coeficient ce ține seama de orificiul axial din arbore, calculat cu formula:

$$A = 1 - \left(\frac{d_0}{d_r} \right)^4 \quad (1.8)$$

unde:

d_0 – diametrul real al orificiului axial din arbore, [mm];

d_r – diametrul real al arborelui cu orificiu axial, [mm].

Dacă $d_0 \leq 0,4 \cdot d_r$ se poate admite $A = 1$.

B – coeficient care ia în considerare materialul arborelui, conform formulei:

$$B = \frac{560}{R_m + 160} \quad (1.9)$$

în care:

R_m – rezistența de rupere a materialului arborelui, [N/mm²].

Nu se iau în considerare în calcule rezistențele de rupere peste 800N/mm² pentru arborii intermediari și de peste 600N/mm² pentru arborii port-elice.

F – coeficient ce ține seama de tipul instalației principale de propulsie;

F = 95 pentru instalații cu turbine, instalații cu motoare diesel și cuplaje cu fricțiune, instalații electrice de propulsie;

F = 100 pentru toate celelalte tipuri de instalații de propulsie cu motoare diesel;

K – coeficient ce ține seama de tipul de constructiv al arborelui intermediar

K = 1 pentru arborii cu flanșe de cuplare dintr-o bucată cu arborele sau pentru arborii cu flanșe de cuplare montate fără pană, prin presare.

Pentru arborii cu găuri și decupări, vezi mai jos.

În *cazul existenței* în arborii intermediari a *canalelor de pană, orificiilor radiale sau decupărilor*, coeficient K din formula (1.7) se adoptă după cum urmează:

K = 1,10 pentru arborii cu flanșe de cuplare montate prin pană. După o lungime de minimum 0,2 d_{in} de la capătul canalului de pană, diametrul poate fi redus la diametrul calculat cu K = 1. Marginile canalului de pană trebuie să fie rotunjite cu o rază de cel puțin 0,0125 d_{in} .

K = 1,10 pentru porțiunea de arbore cu gaură radială sau transversală de lungime egală cu cel puțin 7 diametre ale găurii sau orificiului practicat. Se dau indicații privind forma și dimensiunile găurii.

K = 1,20 pentru porțiunea de arbore cu decupare longitudinală. Se dau indicații privind forma și dimensiunile decupării.

Diametrul arborelui port-elice d_{pe} nu trebuie să fie mai mic decât cel determinat cu formula (1.7.), în care:

F = 100 pentru toate tipurile de instalații de propulsie;

A = 1, ceea ce impune ca raportul dintre diametrul real al orificiului axial și diametrul real al arborelui să fie maxim 0,4.

K = 1,0 pentru zona arborelui cuprinsă între marginea prova a lagărului etambou până la fața prova a butucului elicei, dar în orice caz nu mai mică decât 2,5 d_{pe} .

K = 1,22 dacă elicea este fixată pe arborele port-elice fără pană.

K = 1,26 dacă elicea se montează cu ajutorul penelor, dacă arborele port-elice este uns cu ulei și este prevăzut cu bușă de protecție continuă.

K = 1,15 pentru porțiunea de arbore dintre marginea prova a lagărului etambou pupa și marginea prova a etanșării prova a arborelui. Pentru arborii cu ungere cu apă fără bușă de protecție continuă, coeficientul K se mărește cu 2%.

Se dau în continuare elemente constructive privind porțiunea conică arborelui port-elice, forma canalelor de pană, bușa de protecție, etc.

Diametrul buloanelor flanșelor de îmbinare (d_b) a arborilor nu trebuie să fie mai mic decât cel determinat cu formula:

$$d_b = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{d_{in}^3 \cdot (R_{ma} + 160)}{i \cdot D \cdot R_{mb}}} \text{ [mm]} \quad (1.10)$$

în care:

d_{in} – diametrul arborelui intermediar [mm], determinat în baza formulei (1.7);

i – număr buloanelor de îmbinare;

D – diametrul cercului centrelor buloanelor de îmbinare, [mm];

R_{ma} – rezistența de rupere a materialului arborelui, [N/mm²];

R_{mb} – rezistența de rupere a materialului buloanelor, [N/mm²].

De asemenea, trebuie îndeplinită condiția $R_{ma} \leq R_{mb} \leq 1,7 \cdot R_{ma}$ dar nu mai mare de 1000 N/mm².

Grosimea flanșelor de îmbinare a arborilor, trebuie să fie de cel puțin 0,2 d_{in} calculat conform Regulilor, sau cel puțin valoarea d_g a diametrului bolțurilor de cuplare. Se adoptă valoarea cea mai mare.

Grosimea flanșei din pupa arborelui port-elice trebuie să fie de cel puțin 0,25 din diametrul real al arborelui în zona flanșei.

Se dau în continuare alte indicații privind lagărele, montarea fără pană, prin presare, a elicei și cuplajelor liniei de arbori și vibrații, elemente care nu interesează acum (aici).

Observații.

1. Ediția ultimă a Regulilor Registrului Naval Român (1990) sintetizează într-o singură formulă relațiile (1.1.), (1.2.), (1.3.), (1.4.) din ediția 1982, cu unele modificări.

2. Calculul are la bază tot solicitarea la torsiune, prin raportul (P/n) ce caracterizează momentul de torsiune.

3. S-a introdus coeficientul A, care reprezintă corecția momentului de inerție (și modulului de rezistență) pentru secțiunea inelară, echivalentul relației (1.4) din ediția precedentă.

4. Corecția de material dată în ediția precedentă prin relația (1.3), este introdusă acum, în altă formă, prin factorul B dat de relația (1.9).

5. Efectul neuniformității mișcării provocate de tipul mașinii de propulsie, determinat în ediția anterioară amănunțit prin factorul (1-k) din relația (1.1) și cu valorile coeficientului a din tabelul (1.1) a fost luat în considerare într-un mod simplificat, prin numai două valori ale factorului F din relația (1.7).

6. Coeficientul k din relația (1.7), pentru care se dau valori particulare, înlocuiește prescripțiile privind existența orificiilor și decupărilor longitudinale, oferind direct majorările de diametru pentru aceste situații. Prin una din valorile

6. Coeficientul k din relația (1.7), pentru care se dau valori particulare, înlocuiește prescripțiile privind existența orificiilor și decupărilor longitudinale, oferind direct majorările de diametru pentru aceste situații. Prin una din valorile sale el elimină relația (1.2) prin care, în ediția anterioară, se determina diametrul arborelui port-elice.

7. Constanta $1/3,9$ include atât transformările de unități de măsură cât și rezistența admisibilă medie luată ca bază de calcul.

1.5 Studiu comparativ privind rezultatele calculului „clasic” de rezistență al arborilor navali și calculul conform Regulilor R. N. R.

Pentru a realiza o comparație între rezultatele calculelor de dimensionare a arborilor liniilor de propulsie navală conform Regulilor R. N. R. și prin calcul „clasic” de rezistență, s-au luat în considerare următoarele:

1. Calculul „clasic” de predimensionare a arborilor „organe de mașini” (de dimensiuni obișnuite) se face din condiția de rezistență la răsucire:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_r}} \quad (1.11)$$

în care se ia în considerare o rezistență admisibilă la răsucire de o valoare mai mică, pentru a asigura o ușoară supradimensionare, necesară pentru a asigura rezistența și la celelalte solicitări la care este supus arborele (încovoiere, solicitări axiale).

Toate lucrările de Rezistența materialelor și Organe de mașini indică $\tau_{ar} = (15 \div 25)$ MPa, valorile mai mici fiind recomandate pentru valori mai mici.

Pentru realizarea comparației, calculele s-au făcut luând în considerare valoarea maximă $\tau_{ar} = 25$ MPa.

2. S-au luat în considerare datele caracteristice pentru următoarele cazuri:

a) O navă reală, executată la Șantierul Naval Constanța în anul 1996 (MINERAL ORDAZ) cu următoarele caracteristici:

- $P = 16800$ kW – puterea motorului de propulsie;
- $n = 90$ rot/min – turația arborilor liniei axiale;
- motor cu 6 cilindri, în doi timpi, cu aprindere prin comprimare.

b) Navă convențională cu următoarele caracteristici:

- $P = 10000$ kW – puterea motorului de propulsie;
- $n = 90$ rot/min – turația arborilor liniei axiale;
- motor cu 6 cilindri, în doi timpi, cu aprindere prin comprimare.

Pentru ambele cazuri, s-a considerat materialul arborilor OLC 35 K – forjat, pentru care s-au extras următoarele caracteristici:

– pentru OLC 35, normalizat:

$$\sigma_r = R_m = (530 \dots 540) \text{ MPa};$$

– pentru OLC 35, îmbunătățit:

$$\sigma_r = R_m = (580 \dots 700) \text{ MPa}.$$

3. Pentru cele două cazuri considerate, s-au efectuat calculele în paralel, atât cel *clasic* cât și cele conform Regulilor R.N.R. pentru ambele materiale normalizat (N) și îmbunătățit (Î), luând ca valoare a rezistenței de rupere :

$R_m = 540 \text{ Mpa}$ – pentru oțelul OLC 35 K (N);

$R_m = 700 \text{ Mpa}$ – pentru oțelul OLC 35 K (Î).

Calcululele s-au efectuat numai pentru arborele intermediar.

4. Rezultatele calculului s-au sintetizat în tabelul 2.1, unde s-au înscris și valorile tensiunilor efective ce rezultă în cazul dimensionării după R.N.R. acestea din urmă corespund rezistenței admisibile la răsucire ce ar fi trebuit luată în calcul pentru a obține prin calcul „clasic” același rezultat.

1.6 Comparație cu liniile de arbori ale unor nave construite în străinătate.

S-a luat în considerare instalația de propulsie a navei „Neptun”, proiectată și executată în Polonia, în anul 1976. (figura 1.6)

Linia de arbori are următoarele caracteristici:

- Puterea maximă transmisă:

$$P = 5500 \text{ CP} = 4044,1 \text{ kW};$$

- Motor în doi timp, 5 cilindri, reversibil;

- Turația la cuplu maxim $n = 135 \text{ rot/min.}$;

- Diametrul arborilor intermediari $d = 355 \text{ mm}$;

- Rezistența la rupere a materialului:

$$R_m = (440 \dots 590) \text{ MPa.}$$

- Calculul de rezistență „clasic”, cu $\tau_{ar} = 25 \text{ MPa}$ dă un diametru al arborelui intermediar de 388 mm.
- Calculul după R.N.R. – 1982 dă următoarele rezultate:
 - pentru OLC35 fără tratament: $d = 355 \text{ mm}$, $\tau_{ef} = 32,5 \text{ MPa}$;
 - pentru OLC35 normalizat: $d = 294 \text{ mm}$, $\tau_{ef} = 57,3 \text{ MPa}$;
 - pentru OLC35 îmbunătățit: $d = 291 \text{ mm}$, $\tau_{ef} = 59,1 \text{ MPa}$.
- Calculul după R.N.R. – 1990:
 - pentru OLC35 normalizat: $d = 281 \text{ mm}$, $\tau_{ef} = 60,75 \text{ MPa}$;
 - pentru OLC35 îmbunătățit: $d = 270 \text{ mm}$, $\tau_{ef} = 74 \text{ MPa}$.

Se observă că diametrul real al arborelui intermediar corespunde exact dimensionării după R.N.R. – 1982, fără corecția de material.

1.7 Câteva observații și concluzii privind dimensionarea arborilor instalațiilor de propulsie navale

1.7.1 Pentru Regulile R.N.R. 1982

- Dimensionarea arborelui intermediar (de la care se pornește) are ca bază solicitarea de torsiune, prin raportul P/n corespunzător momentului de torsiune.

Tabelul 2.1.

Nava	Material	Dimensionare clasică $\tau_{cr} = 25 \text{ MPa}$	Dimensionare după R.N.R. 1982		Dimensionare după R.N.R. 1990	
			Diam.[mm]	τ_{cr} [MPa]	Diam.[mm]	τ_{cr} [MPa]
MINERL ORDAZ P = 16800 Kw n = 90 rot/min MAC, 6 cil., 2timp $d_{real} = 630 \text{ mm}$	OLC 35 Fără tratament	d = 700 mm	629	36,3	-----	-----
	OLC 35 Normalizat	d = 700 mm	522	63,8	533	61
	OLC 35 Îmbunătățit	d = 700 mm	516	66,1	497	72,7
NAVĂ CONVENȚIONALĂ P = 10000 Kw n = 90 rot/min MAC, 6 cil., 2timp	OLC 35 fără tratament	d = 600 mm	530	36,3	-----	-----
	OLC 35 Normalizat	d = 600 mm	440	63,4	448	60
	OLC 35 Îmbunătățit	d = 600 mm	435	65,7	418	74

- Relația de calcul nu cuprinde explicit rezistența admisibilă a materialului, dar o valoare medie a acesteia este cuprinsă în constanta 26,1 din relația (1.1).

- Relația de corectare a diametrului (1.3) realizează o micșorare a diametrului când rezistența de rupere a materialului depășește o anumită limită.

- Factorul $(1+k)$ din relația de dimensionare ia în considerare neuniformitatea mișcării transmise de la mașina motoare, majorând momentele de torsiune pentru neuniformități mari (număr mic de cilindri ai motorului etc.).

- Diametrul arborelui port-elice se obține majorând cu 12 % diametrul arborelui intermediar, la care se adaugă o a doua majorare funcție de diametrul elicei și de solicitarea produsă de masa apei antrenată de elice (prin coeficientul k din relația (1.2)).

- Majorările de diametre pentru zonele cu orificii radiale sau cu decupări longitudinale se dau procentual, funcție de diametrul calculat al arborelui.

1.7.2 Pentru Regulile R.N.R. 1990

- Această ediție sintetizează într-o singură relație (1.7) formulele (1.1), (1.3), (1.4) din R.N.R. 1982.

- Calculul are la bază tot solicitarea de torsiune, prin raportul P/n , ce caracterizează momentul de torsiune.

- S-a introdus coeficientul A , care ține seama de orificiul axial ce poate exista în arbore (echivalentul relației 1.4 din R.N.R. - 82).

- Corecția de material, dată în R.N.R. - 82 prin relația (1.3) este dată acum prin factorul F din relația (1.7).

- Efectul neuniformității mișcării, cauzată de tipul mașinii de propulsie și determinat de factorul $(1 + k)$ în R.N.R. - 82, este luat în considerare într-un mod simplificat prin numai două valori ale factorului F din relația (1.7).

- Coeficientul K din relația (1.7), pentru care se dau direct valori particulare, înlocuiește prescripțiile din R.N.R. - 82 privind existența orificiilor și decupărilor din arbori.

Tot acest coeficient elimină relația (1.2) din R.N.R. - 82 prin care se calcula diametrul arborelui port-elice.

- Constanta 1/3,9 include atât transformările de unități de măsură, cât și o valoare medie a rezistenței admisibile la torsiune luată ca bază de calcul.

1.7.3 În privința rezultatelor practice ale calculului

• Aplicațiile de calcul s-au realizat numai pentru arborii intermediari, deoarece aceștia se iau ca bază. Ceilalți arbori (de exemplu arborele port-elice) prezintă o mărire procentuală (de aproximativ $23 \div 27 \%$) față de arborele intermediar.

• La oțelurile considerate ca material pentru arbori, rezistența de rupere R_m s-a luat foarte aproape de limita superioară a intervalului indicat în lucrările de

specialitate, considerând că oțelurile pentru arborii navali sunt de calitate superioară.

Materialul OLC 35 K (STAS 800 – 80) este echivalent pentru toate navele românești și străine.

- Dimensionările s-au făcut numai pentru secțiunea circulară (plină). Calculele pentru secțiunea inelară conduc spre aceleași concluzii generale, cu oarecare economie de material.

S-a luat în considerare faptul că se practică secțiunea inelară numai la navele la care elicea este cu pas variabil (deoarece dispozitivul de modificare a pasului trece prin arbori), dar numărul acestor nave este foarte mic.

- Diametrele reale ale arborilor navelor construite (inclusiv în 1996) corespund exact dimensionării după R.N.R. - 82 fără corecția de material, precum și unui calcul „clasic” cu o tensiune admisibilă de răsucire de (33...36) MPa.

- Dacă pentru aceleași nave s-ar fi folosit prescripțiile R.N.R. 1990 (echivalente cu Lloyd's Register – 86), ar fi rezultat diametre de arbori mult mai mici, în care tensiunile efective de răsucire ar fi (72...74) MPa.

Se observă că această situație corespunde cazului unei dimensionări „clasice” care ar lua în considerare o tensiune admisibilă la răsucire de 3 ori mai mare decât cea recomandată pentru arborii „organe de mașini” – în lucrările de Rezistența materialelor și Organe de mașini.

- Dacă la navele reale, construite până în 1996 – se ia în considerare diametrul efectiv al arborilor intermediari precum și valorile ce ar rezulta printr-o dimensionare „la zi” – conform R.N.R. – 1990 rezultă următoarele:

- diametrele rezultate din calculul „clasic” – ca și cum ar fi vorba de arbori „organe de mașini” – ar fi cu (9,3 ÷ 11) % mai mari decât diametrele reale.

- diametrul „corectat”, rezultat după R.N.R. – 1982 ar fi cu (20 ÷ 22) % mai mic decât cel real.

- diametrul conform R.N.R. – 90 ar fi cu (26 ÷ 31) % mai mic decât cel real.

- Pentru niște nave „convenționale”, adică pentru care proiectarea s-au face „de la început” – în paralel prin cele 3 metode: calculul „clasic” de organe de mașini, R.N.R. - 82 și R.N.R. -90, diferențele diametrelor rezultate se păstrează:

- diametrul rezultat din calculul „clasic” este cu aproximativ 13 % mai mare decât cel obținut prin dimensionarea după R.N.R. - 82 – fără corecția de material;

- diametrul rezultat după R.N.R. – 82 fără corecția de material (și echivalent cu diametrul real al navelor existente) este cu aproximativ 22 % mai mare decât cel rezultat dacă s-ar fi aplicat corecția de material;

- diametrul rezultat după R.N.R. – 90 este mai mic cu aproximativ 27 % față de cel rezultat după R.N.R. – 82 fără corecția de material.

- Foarte sugestivă este comparația între cantitățile de material corespunzătoare arborilor proiectați în variantele menționate.

Ca exemplu, pentru nava MINERAL ORDAZ (construită în 1996 la Șantierul Naval Constanța) – masele corespunzătoare arborelui intermediar sunt următoarele:

- arborele real are masa de 20700 Kg;
- dacă arborele ar fi fost proiectat „clasic” – ca organ de mașină, masa ar fi fost mai mare cu aproximativ 4857 Kg, adică cu 25 % mai mare;
- dacă arborele ar fi fost proiectat după R.N.R. – 1982 cu corecția de material, masa ar fi fost mai mică cu 6812 Kg față de cea a arborelui real;
- un arbore proiectat după R.N.R. – 1990 – ar avea o masă de 13000 Kg, adică numai 63 % din masa arborelui real.

Efectuând calculele și pentru alte nave reale, rezultă că aplicarea Regulilor R.N.R. – 1990 ar aduce, numai pentru arborii intermediari, o economie de material în jurul a 35 %.

1.7.4 Câteva concluzii generale.

1. Arborii liniilor axiale navale, de dimensiuni foarte mari, nu se dimensionează prin calculul „clasic” la răsucire. Rezistențele considerate „admisibile” în calculul arborilor de dimensiuni mici, indicate în cărțile de Rezistența materialelor și Organe de mașini nu mai pot fi utilizate în cazul liniilor de arbori navale. Dacă ele s-ar folosi, ar rezulta supradimensionări importante.

2. Dimensionarea arborilor aparținând instalațiilor de propulsie se face după normative speciale: „Regulile Registrului Naval Român” – echivalente până la identitate cu normative folosite pe plan mondial.

3. Proiectanții și constructorii de nave au folosit și folosesc și în prezent prescripțiile R.N.R. 1982 (sau echivalente din străinătate), fără corecția de material. Relațiile corespunzătoare sunt echivalente cu o dimensionare „clasică” în care tensiunea admisibilă de răsucire ar fi în jurul valorii de 35 MPa, pentru materiale a căror rezistență la rupere este în limitele (400...700) MPa.

4. Proiectanții și constructorii de nave au evitat (și evită încă) să utilizeze corecția de material din R.N.R. – 82, funcție de rezistența la rupere reală a materialului utilizat.

Această „corecție” – dacă ar fi utilizată la dimensionarea arborilor ar reduce cu aproximativ 20 % valoarea diametrului, ceea ce ar corespunde unei tensiuni efective în arbore de (63...65) MPa și unei reduceri a masei arborilor cu aproximativ 30 %.

5. Registrul Naval Român – 1990 (ca și Lloyd’s Register of Shipping – 1994) consideră că supradimensionarea rezultată din normele anterioare este exagerată – și dau relații de calcul care micșorează și mai mult diametrele necesare ale acestor arbori.

Aceste calcule dau valori ale diametrelor mai mici cu aproximativ 27% față de diametrul real al arborilor navelor construite până în prezent, cu economii de material de 35 %. Tensiunile efective în arborii astfel proiectați sunt de (72 ÷ 75) MPa, adică de (2,5...3) ori mai mari decât valorile considerate „admisibile” în calculul „clasic” al arborilor „organe de mașini”.

6. Faptul că proiectanții și constructorii aplică și în 1996 Regulile R.N.R. – 1982, realizând o supradimensionare apreciabilă a acestor arbori, denotă, pe de o parte, o neîncredere în caracteristicile materialelor folosite (deoarece nu aplică corecția de material), iar pe de altă parte o anumită rețineră în utilizarea noilor prescripții, provocată de reducerea importantă a diametrelor arborilor.

Tensiunile efective mari din arborii proiectați după ultimele normative (de aproape 3 ori față de valorile considerate „admisibile”) creează impresia unei „sub – dimensionări” periculoase. Această „subdimensionare” este luată în considerare și de beneficiarii navelor, care nu își pot explica cum este posibilă o asemenea reducere a dimensiunilor.

7. Impresia de „subdimensionare” este întărită de faptul că Registrele de clasificare (R.N.R. – dar și cele străine) nu oferă nici o explicație asupra modului cum au fost stabilite relațiile de calcul și nici o echivalență a relațiilor de calcul.

Pe de altă parte, proiectanții, constructorii și beneficiarii navelor constată că nu sunt luate în considerare toate solicitările liniei de arbori (încovoierea, solicitarea axială), încât bănuiesc că tensiunile echivalente (corespunzătoare solicitării compuse) sunt foarte mari.

În realitate (cum se va dovedi în capitolele următoare) – aceste solicitări sunt puțin importante și ele măresc foarte puțin tensiunea echivalentă față de cea de răsucire.

Ei (proiectanții, constructorii și beneficiarii) nu iau în considerare faptul că valorile date ca „admisibile” pentru tensiunea de răsucire sunt așa de mici tocmai pentru a asigura o „supradimensionare” la răsucire „astfel ca să fie asigurată rezistența și la alte solicitări.

8. În realitate, tensiunile efective în arborii dimensionați după ultimele normative nu sunt așa de mari cum par la prima vedere.

Din literatura de specialitate rezultă că pentru oțelurile carbon de calitate cu OLC 35, având $\sigma_r = (450...610)$ MPa, rezistența la oboseală prin răsucire este (180...220) MPa.

Se observă că o tensiune efectivă de răsucire de 70 MPa este de 3 ori mai mică decât rezistența la oboseală, ceea ce asigură un coeficient de siguranță suficient de mare.

CAPITOLUL 2

Considerații privind rezistența liniilor de arbori navale.

2 Considerații privind rezistența liniilor de arbori navale

2.1 Scheme de încărcare pentru liniile de arbori navale. Exemple.

Așa cum a rezultat din prezentarea constructivă, liniile de arbori sunt construite din mai multe tronsoane, asamblate în majoritatea cazurilor prin flanșe ce fac corp comun cu arborii. Întrucât asamblarea se face prin buloane calibrate (pășuite), se pot considera aceste îmbinări ca fiind rigide, deci în ansamblu întreaga linie de arbori se poate asimila cu o bară continuă. Numai în cazul extrem (și foarte puțin probabil) al slăbirii strângerii inițiale a asamblării prin flanșe, aceasta ar putea ajunge să se comporte analog unei articulații, iar ansamblul ar putea fi asimilat cu un sistem de bare drepte cu articulații intermediare (grinzi Gerber).

Lagărele pe care se sprijină linia de arbori sunt, în majoritatea covârșitoare a cazurilor, lagăre cu alunecare. Aceasta deoarece diametrele arborilor sunt foarte mari, în domeniul (250...800) mm, domeniu în care utilizarea lagărelor cu rulmenți este mai puțin răspândită, atât din cauza costurilor foarte mari ale unor asemenea rulmenți cât și din cauza că turațiile reduse la care lucrează liniile de arbori navale sunt mici (și deci cu viteze periferice – de alunecare reduse), ceea ce nu justifică înlocuirea frecării de alunecare prin cea de rostogolire. În plus, utilizarea rulmenților ar complica construcția, deoarece ar fi necesar ca, cel puțin la un capăt, fiecare tronson de arbore să aibă flanșa demontabilă pentru a putea introduce rulmentul pe arbore. Din aceste motive lagărele cu rulmenți se utilizează extrem de rar și numai pentru puteri foarte mici.

Numărul reazemelor (lagărelor) pe care se sprijină arborii ce asigură propulsia navei variază de la caz la caz, funcție de lungimea liniei de arbori.

Totdeauna acest număr este mai are decât 2 deci practic în toate cazurile este vorba, ca schemă de încărcare, de o bară pe reazeme multiple, deci un sistem static nedeterminat, gradul de nedeterminare depinzând de numărul de reazeme. Toate lagărele (cu excepția unuia) sunt radiale, deci nu preiau sarcini axiale, astfel încât în schema de calcul ele pot fi considerate ca reazeme simple.

Excepția o constituie un lagăr axial (numit la navă „lagăr de împingere”), montat de obicei la capătul dinspre mașina motoare a liniei de arbori. Acest lagăr preia numai sarcinile axiale, provenite din forța de propulsie realizată de elicea navei. El asigură transmiterea acestei forțe de propulsie la corpul navei și are asemenea construcție încât nu preia și sarcini radiale. Deoarece împiedică deplasarea axială a arborilor, el are efectul unei articulații fixe. În schematizarea liniei de arbori el ar trebui asimilat cu o articulație, dar existând în capătul liniei de arbori și fără a fi reazem articulat (deoarece nu preia sarcini radiale), în mod simplificat, pentru a nu complica schema generală se poate considera lagărul cel mai apropiat de lagărul axial drept „reazem

articulat”, acesta preluând atât sarcina radială cât și forța axială corespunzătoare întregii linii de arbori.

Lagărul cel mai apropiat de elicea navei (lagărul arborelui port-elice) are o caracteristică specială: el are o lungime foarte mare față de lagărele obișnuite, ajungând în unele cazuri ca această dimensiune să fie de (3...5) ori mai mare decât diametrul arborelui pe care îl susține. Rezultă că, dacă pentru celelalte lagăre se poate considera că ele sunt reazeme simple și reacțiunea este o sarcină concentrată, acest lucru nu mai este valabil pentru lagărul pupa al arborelui port-elice și că acesta trebuie altfel schematizat. O schematizare ideală ar fi cea prin care se consideră reacțiunea din acest lagăr ca o sarcină uniform distribuită pe lățimea lagărului. În practică se consideră că nu este necesar să se complice schema în acest mod, astfel încât pentru studiul rezistenței este satisfăcător dacă lagărul foarte larg se echivalcăză cu două reazeme simple amplasate la capetele lui. Acest mod de schematizare este sugerat și de faptul că la unele nave, acest lagăr foarte lung este efectiv înlocuit cu cuzineți (bucse) amplasate la capete (dar în același „corp” al lagărului din tubul etambou). Această ultimă soluție se întâlnește numai la navele care au cuzinet metalic la acest lagăr și în număr redus.

Dacă lungimea lagărului arborelui port-elice nu depășește (2.5...3) diametrul arborelui el poate fi considerat ca un reazem simplu, cu reacțiune forță concentrată la aproximativ 1/3 din lungimea sa față de capătul dinspre elice.

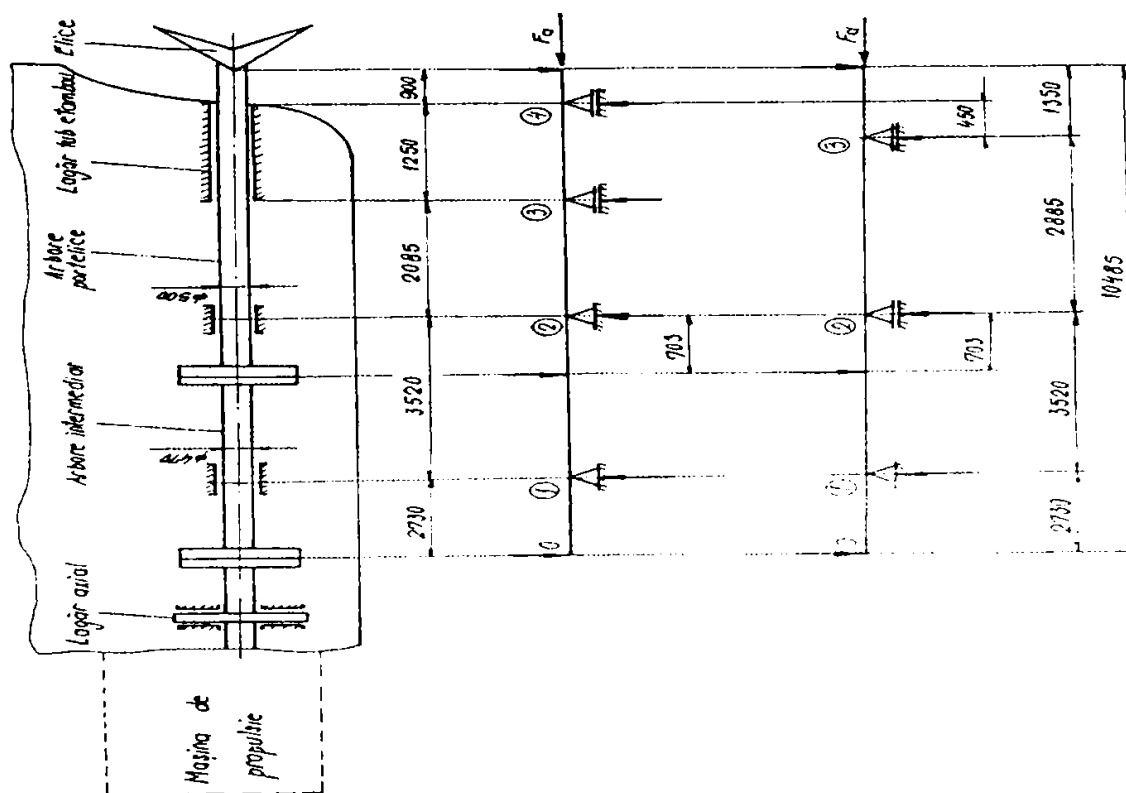


Fig. 2.1

În figura 2.1 este prezentată linia de arbori a unei nave „mici” – de 18000tdw – în formă simplificată și schema încărcare corespunzătoare, în două variante: cu lagărul arborelui port-clice schematizat prin unul și prin două reazeme simple.

În ambele scheme nu s-a luat în considerare greutatea proprie a arborilor, care este destul de importantă. Pentru un calcul mai exact se poate considera și o sarcină uniform distribuită pe toată lungimea linie de arbori, echivalentul greutății proprii a acestora.

În figura 2.2 s-a realizat schematizarea liniei de arbori prezentată în desenul din figura 1.6. Se observă că este vorba de o bară continuă pe 6 reazeme și cu două console la capete. Încărcarea este prin sarcini concentrate (greutatea flanșelor de îmbinare a tronsoanelor de arbori) și prin forța axială de propulsie. Nu s-a luat în considerare efectul greutății proprii a arborilor.

În figura 2.3 s-a schematizat linia de arbori a navei MINERAL ORDAZ, pentru care s-au efectuat și calculele de dimensionare.

Distanța între reazeme (între mijloacele lagărelor adiacente), este prescrisă de Regulile R.N.R. 1990 astfel:

$$5,5 \cdot \sqrt{d_{int}} \leq l \leq \lambda \cdot \sqrt{d_{int}} \quad (2.1)$$

în care:

l – distanța între cuzineți [m];

d_{int} – diametrul arborelui între cuzineți [m];

λ - coeficient care se ia egal cu: - 14 pentru $n \leq 500$ rot/min ;

$$- \frac{300}{\sqrt{n}} \text{ pentru } n \geq 500 \text{ rot/min.}$$

n – turația arborelui.

Pentru linia de arbori din figura 2.2 ar rezulta:

$$l_{min} = 5,5 \cdot \sqrt{0,355} = 3,277 \text{ m}$$

$$l_{max} = 14 \cdot \sqrt{0,355} = 8,341 \text{ m}$$

$$l_{med} = \frac{3,277 + 8,341}{2} = 5,784 \text{ m}$$

Se observă că valoarea stabilită constructiv ($l = 5,5$ m) este foarte apropiată de cea medie, rezultată din normativul R.N.R.

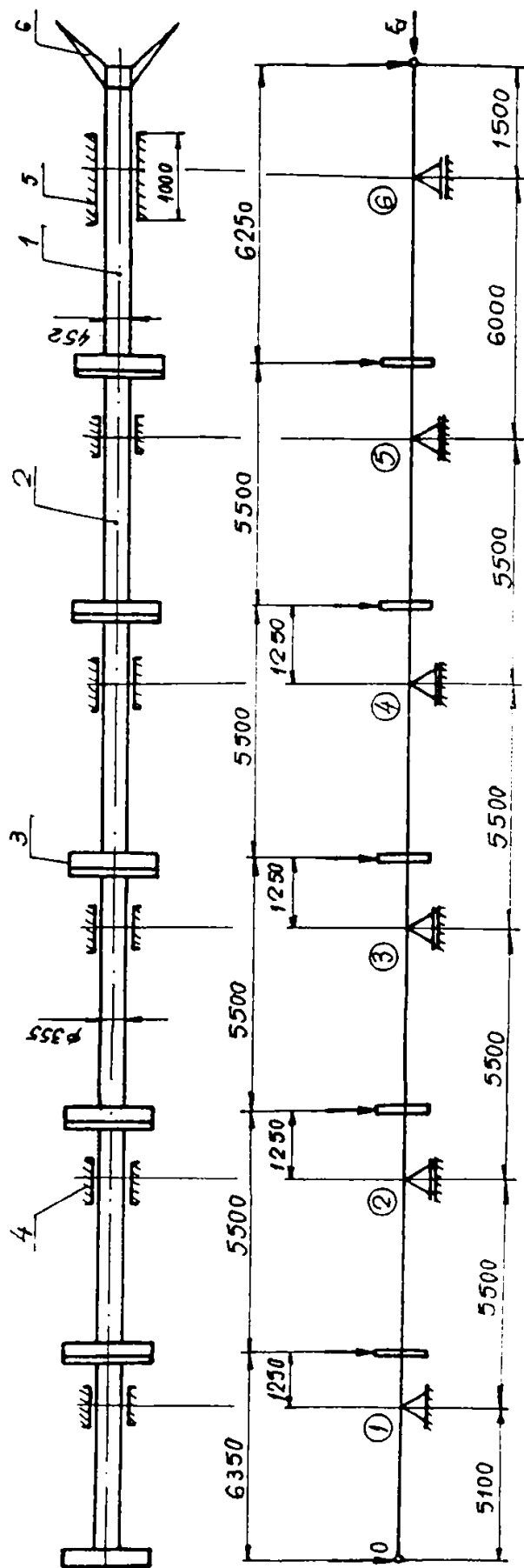
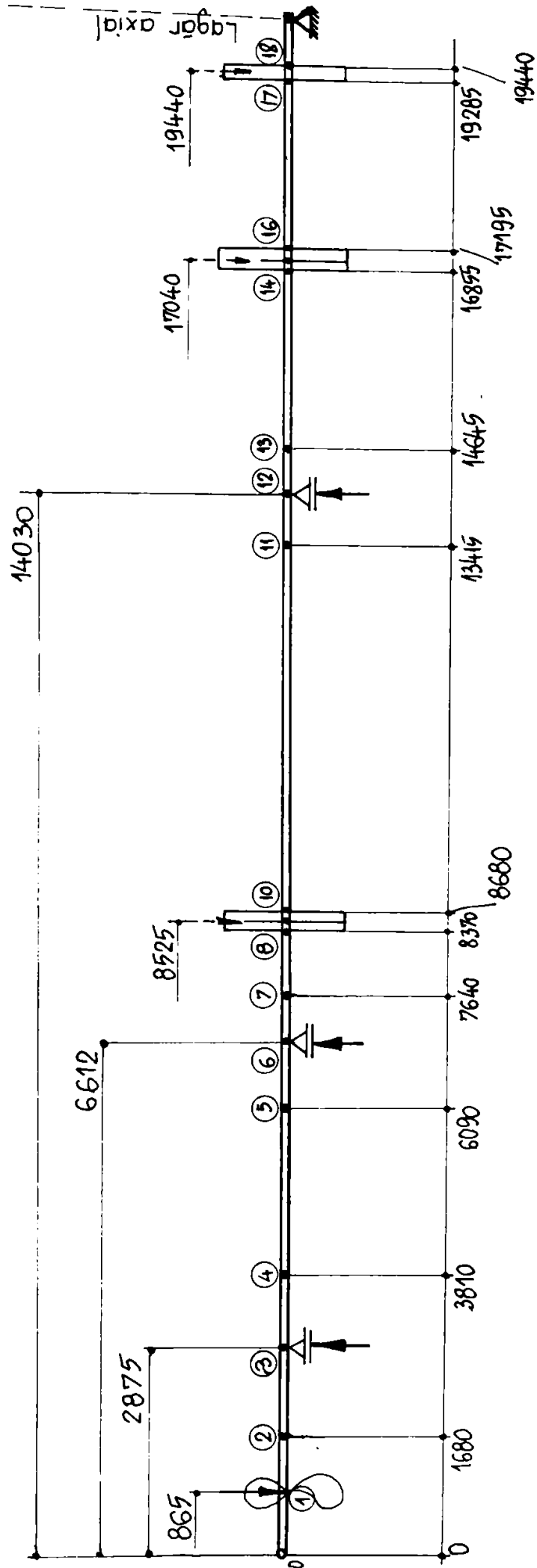


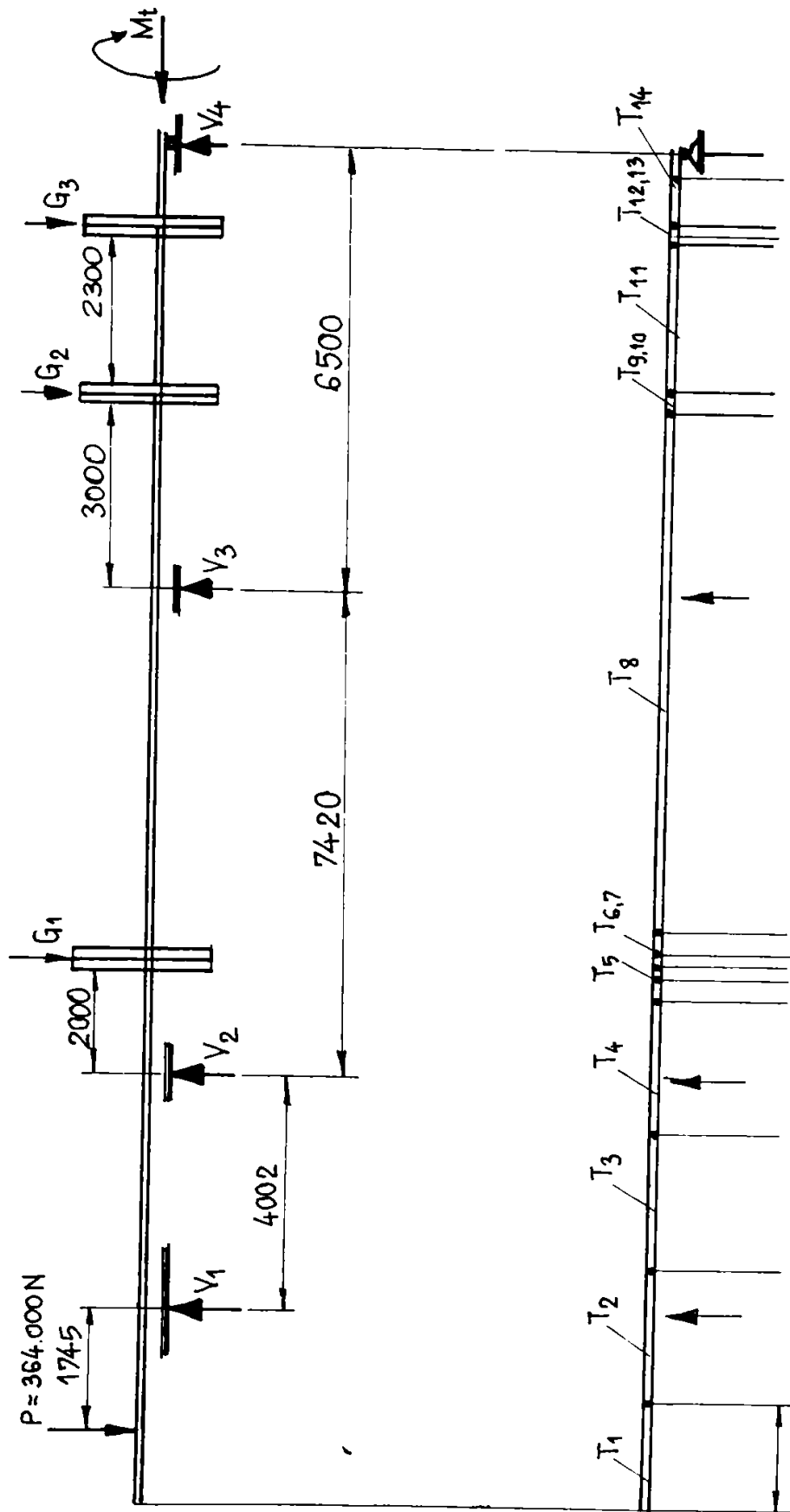
Fig. 2.2

- 1. arbore port elice
- 2. arbori intermediari
- 3. flanșe de cuplare
- 4. lagăre
- 5. lagăr tub elambou
- 6. elice

MINERAL ORDAZ



MINERAL ORDAZ



Schematizarea pe 14 tronsoane

2.2 Solicitările liniilor de arbori. Aspecte ale calculului clasic.

2.2.1 Solicitări simple

a) Solicitarea principală a arborilor liniilor axiale navale este cea de torsiune. Câteva aspecte al acestei solicitări au fost urmărite în capitolul 1 în special în ceea ce privește dimensionarea arborilor.

Tensiunea maximă de torsiune în arbore este:

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.2)$$

cu

$$M_t \text{ [N} \cdot \text{mm]} = \frac{30}{\pi} \cdot 10^6 \cdot \frac{P \text{ [Kw]}}{n \text{ [rot min]}} \quad (2.3)$$

și

$$W_p \text{ [mm}^3\text{]} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (2.4)$$

Condiția de verificare la torsiune:

$$\tau_{\max \text{ efectiv}} \leq \tau_{at} \text{ sau } \tau_{ar} \quad (2.5)$$

este inoperantă în cazul liniilor de arbori, întrucât, așa cum s-a văzut mai sus, dimensionarea se face conform unor normative (Regulile R.N.R.), iar tensiunile efective de torsiune depășesc în general valorile considerate admisibile pentru arborii obișnuiți.

b) O altă solicitare la care sunt supuși acești arbori este cea de încovoiere. Conform schemelor de încărcare urmărite la paragraful 2.1. – linia de arbori se asimilează cu o bară de mai multe reazeme, iar sarcinile ce provoacă încovoierea sunt:

- sarcini concentrate: - greutatea propulsorului (elice);
- greutatea flanșelor de îmbinare;
- sarcini uniform distribuite: greutatea proprie a arborilor.

Dintre acestea, cea mai importantă este greutatea elicei (în limitele 50 ÷ 350) kN, care dă un moment încovoietor mare pe porțiunea în consolă, formată de arborele port-elice prin porțiunea ce iese din tubul etambou. Pe porțiunile dintre reazemele arborilor intermediari, valorile sarcinilor provocate de greutatea proprie a cuplajelor cu flanșe nu sunt foarte mari (10 ÷ 30) kN, deci și solicitarea de încovoiere în aceste zone este mai redusă.

Tensiunile de încovoiere într-o secțiune oarecare au valoarea:

$$\sigma_{\max} = \frac{|M_b|}{W_z} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.6)$$

în care:

M_i este momentul încovoietor din secțiune;

$$W_z [\text{mm}^3] = \frac{\pi d^3}{32} \text{ modulul de rezistență axial al secțiunii} \quad (2.7)$$

Momentul încovoietor rezultă din diagrama de momente încovoietoare, stabilită pentru schema de încărcare a liniei de arbori. Trasarea diagramei de momente încovoietoare se face după una din metodele clasice, de exemplu cu ecuația celor 3 momente (Clapeyron). Pentru determinarea momentelor încovoietoare în diferite secțiuni, s-a realizat un program de calcul, bazat pe metoda parametrilor în origine. Acest program este descris în cap (6).

Forța tăietoare dintr-o secțiune, produce o tensiune tangențială dată de formula lui Juravski. Valoarea maximă a acestei tensiuni este:

$$\tau_{(T)} = \frac{4 \cdot T}{3 \cdot A} \quad (2.8)$$

în care:

T_z [N] este forța tăietoare din secțiune, luată din diagrama forțelor tăietoare
 A [mm^2] aria secțiunii arborilor.

Această valoare maximă este în planul axei neutre a secțiunii.

c) Solicitarea axială a liniei de arbori este provocată de forța de propulsie produsă de elicea navei. Această forță este egală cu rezistența opusă de apă la înaintarea navei.

Solicitarea axială este de compresiune la mersul înainte al navei și de întindere la mersul înapoi. Mărimea forței ce soliciță axial arborii liniilor axiale (egală cu rezistența la înaintare a navei) este destul de dificil de determinat. Lucrările de specialitate [54] indică modul de calcul al acestei rezistențe la înaintare prin mai multe metode, utilizând un numărul mare de coeficienți și diagrame.

O valoare aproximativă se poate obține dacă nava este proiectată și se cunoaște puterea indicată a mașinii de propulsie P_i [Kw] și randamentul propulsiei (conform [54], p.354).

$$P_i = \frac{R_T \cdot V}{\eta_p} [\text{Kw}] \quad (2.9)$$

în care:

R_T [kN] este rezistența totală la înaintarea navei;

V [m/s] este viteza de deplasare a navei;

η_p randamentul sistemului de propulsie:

$$\eta_p = \eta_D \cdot \eta_S \cdot \eta_G \cdot \eta_M \quad (2.10)$$

în care:

$\eta_M = 0,75 \dots 0,95$ – randamentul mecanic al mașinii de propulsie;

$\eta_G = 0,94 \dots 0,98$ – randamentul dispozitivului de inversare a sensului de rotație și de reducere a turației;

$\eta_S = 0,96 \dots 0,98$ – randamentul liniei axiale (de arbori);

$\eta_D = 0,3 \dots 0,7$ – randamentul discului elicei (randamentul propulsiv).

Luând în considerare valori medii pentru aceste randamente, se obține:

$$\eta_p = 0,5 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,8 \approx 0,38$$

Luând valorile maxime ale randamentelor, pentru a determina o valoare maximală a forței axiale:

$$\eta_p = 0,5 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,8 \approx \mathbf{0,64}$$

Se obține pentru rezistența la înaintare (egală cu forța axială ce soliciță linia de arbori):

$$R_T \text{ [kN]} = \frac{(0,38 \div 0,64) \cdot P_1 \text{ [Kw]}}{v \text{ [m/s]}} = F_a \quad (2.11)$$

În privința vitezelor de înaintare ale navelor maritime comerciale, acestea sunt în limitele (14...18) Nd, unde „1 Nod” înseamnă viteza de o milă marină pe oră. Cum 1 Mm (milă marină) înseamnă aproximativ 1852 m, se obține:

$$v \text{ [m/s]} = \frac{1852}{3600} \cdot v \text{ [Nd]} = 0,51444 \cdot v \text{ [Nd]}$$

În concluzie, cu relația (2.11) se poate obține informație asupra forței axiale ce soliciță linia de arbori și apoi se poate calcula tensiunea axială (de compresiune – întindere):

$$\sigma_{ax} = \frac{F_a}{A} \quad (2.12)$$

în care:

$A \text{ [mm}^2\text{]}$ = aria secțiunii transversale;

$F_a \text{ [N]}$ = forța axială determinată cu (2.11).

2.2.2 Solicitarea compusă

Solicitarea compusă la care sunt supuși arborii liniilor axiale navale consta deci dintr-o încovoiere cu răsucire și compresiune (întindere). Tensiunile corespunzătoare acestor solicițări sunt:

- pentru răsucire: (relația 2.2)

- pentru încovoiere:

- tensiunea normală: relația (2.6)

- tensiunea tangențială : relația (2.8)

- pentru solicițarea axială (compresiune sau întindere): relația (2.12)

Distribuția acestor tensiuni în secțiune este următoarea (figura 2.4):

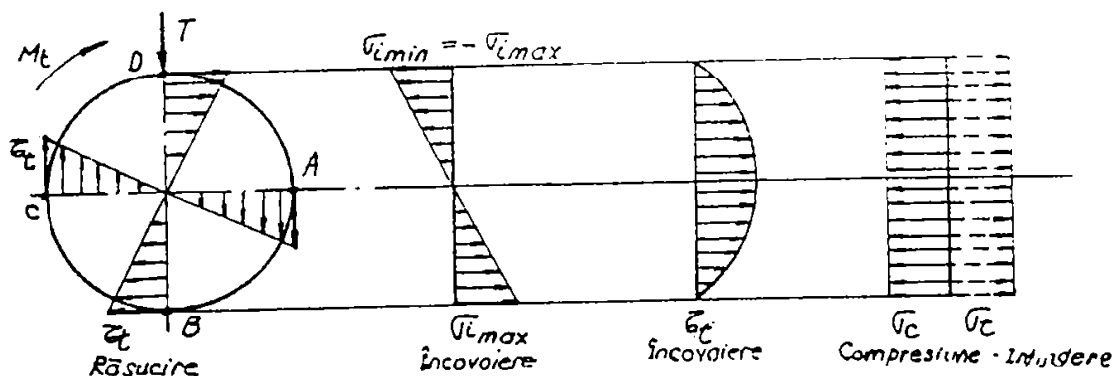


Fig. 2.4

Tensiunea echivalentă pentru solicitarea compusă variabilă poate fi determinată aplicând teoriile de rezistență a III – a (teoria tensiunii tangențiale maxime) sau a V- a (teoria lucrului mecanic de deformare pentru modificarea formei):

$$\sigma_{\text{ech(III)}} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot (\alpha \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (2.13)$$

$$\sigma_{\text{ech(V)}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot (\alpha \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (2.14)$$

în care:

tensiunile σ ; τ se obțin prin însumarea, în punctele secțiunii, ale tensiunilor componente;

α - coeficient care ține seama de modul diferit de variație al tensiunilor normale și tangențiale.

Uzual, considerând că tensiunile de încovoiere au o variație după un ciclu alternant simetric (tip III) iar solicitarea de torsiune după un ciclu pulsant (tip II), se ia

$$\alpha = \frac{\alpha_{\text{III}}}{\alpha_{\text{II}}} \approx 0,57 \dots 0,67 \quad (2.15)$$

Din figura 2.4 se constată că în punctele A, B, C, D tensiunile care dau mărimea tensiunii echivalente au valorile:

$$\begin{aligned} A \rightarrow |\sigma_c| &= \frac{|F_a|}{A}; \quad \sigma_i = 0; \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_p}; \quad \tau_T = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} \\ B \rightarrow |\sigma_c| &= \frac{|F_a|}{A}; \quad \sigma_i = \frac{M_i}{W_z}; \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_p}; \quad \tau_T = 0 \\ C \rightarrow |\sigma_c| &= \frac{|F_a|}{A}; \quad \sigma_i = 0; \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_p}; \quad \tau_T = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} \\ D \rightarrow |\sigma_c| &= \frac{|F_a|}{A}; \quad \sigma_i = \frac{M_i}{W_z}; \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_p}; \quad \tau_T = 0 \end{aligned} \quad (2.16)$$

Se observă că există în toate punctele tensiunile σ_c și τ_t în timp ce acolo unde tensiunea $\sigma_i = 0$ τ_T este maximă.

Scriind tensiunile echivalente în cele 4 puncte (A, B, C, D) și ținând seama că factorul α ar trebui să afecteze numai tensiunea τ_t și nu suma ($\tau_t + \tau_T$) deoarece tensiunile provocate de forța tăietoare nu variază după un ciclu, rezultă:

Pentru teoria a III – a de rezistență:

$$\begin{aligned} A \rightarrow \sigma_{\text{ech}} &= \sqrt{(-\sigma_c)^2 + 4 \cdot (\alpha \cdot \tau_t + \tau_T)^2} \\ B \rightarrow \sigma_{\text{ech}} &= \sqrt{(\sigma_i - \sigma_c)^2 + 4 \cdot (\alpha \cdot \tau_t)^2} \\ C \rightarrow \sigma_{\text{ech}} &= \sqrt{(-\sigma_c)^2 + 4 \cdot (\alpha \cdot \tau_t + \tau_T)^2} \\ D \rightarrow \sigma_{\text{ech}} &= \sqrt{(-\sigma_i - \sigma_c)^2 + 4 \cdot (\alpha \cdot \tau_t)^2} \end{aligned} \quad (2.17)$$

În cazul folosirii teoriei a V – a de rezistență, sub radical se înlocuiește factorul 4 cu 3, conform relației generale (2.14).

Dacă se efectuează calculele pentru linia de arbori a navei MINERAL ORDAZ (cu schema de încărcare din figura 2.3) precum și pentru nava a cărei linie de arbore este schematizată în figura 2.2 se constată următoarele:

- Din punctul de vedere al încovoierii, secțiunea cea mai solicitată este cea corespunzătoare reazemului cel mai apropiat de elice, deoarece acolo momentul încovoietor este maxim, fiind provocat de greutatea elicei montată în consolă.

Calculând pentru ambele nave tensiunea de încovoiere în secțiunea corespunzătoare reazemului cel mai încărcat, se constată că această tensiune este de (12...13) MPa. Faptul că aceste tensiuni sunt atât de mici se explică prin faptul că elica este montată foarte aproape de lagărul pupa al tubului etambou, din care cauză momentul încovoietor ce solicită porțiunea în consolă a arborelui port-elice este destul de mic.

- Tensiunile de răsucire în zona arborilor port-elice sunt mult mai mici decât cele din arborii intermediari. Faptul se explică prin aceea că arborii port-elice au diametrul mărit cu (25 ÷ 27) % față de arborii intermediari.

Calculul numeric arată că tensiunile efective de răsucire în arborii port-elice sunt de aproximativ (16 ÷ 18) MPa, adică de două ori mai mici decât în arborii intermediari, unde însă tensiunile de încovoiere sunt și mai mici.

- Solicitățile axiale din linia de arbori sunt și mai mici. Din determinarea forțelor axiale pentru cele două nave cu relația (2.11) și calcularea tensiunilor de întindere-compresiune, rezultă valori foarte mici pentru aceste tensiuni (de ordinul a 2 ÷ 4 MPa). Rezultă că solicitarea axială (compresiune la mersul înainte al navei și întindere la mersul înapoi) este practic neglijabilă față de celelalte solicitări.

- Tensiunile provocate de forțele tăietore sunt, de asemenea, extrem de mici și complet neglijabile față de celelalte. Calculate cu relația (2.8) – valorile pentru cele două exemple abordate sunt de 2 ÷ 3 MPa.

- Dacă se calculează tensiunile echivalente pentru solicitarea compusă de răsucire, încovoiere și compresiune conform schemei de însumare a tensiunilor din figura 2.4 și relațiilor 2.17 se obțin valori în intervalul $\sigma_{ech} = 20 \div 24$ MPa.

Compararea acestor tensiuni cu σ_{adm} (cum indică metoda clasică de verificare la solicitări compuse) arată că în zona arborelui port-elice (care este cel mai solicitat) nu este deloc periculoasă. Tensiunile echivalente sunt de 3 – 4 ori mai mici decât cele admisibile ($\sigma_{adm} = 90$ MPa).

2.2.3 Un model de dimensionare directă la solicitări compuse

Se consideră o solicitare compusă în forma ei generală, prin forță axială (N), moment încovoietor în plan vertical (M_v), moment de torsiune (M_t) și

forță tăietoare (T), și se notează tensiunile produse de acestea pe conturul secțiunii circulare, simplificat.

$$\sigma_i = \frac{N}{A}; \quad \sigma_i = \frac{M_i}{I_z} \cdot R; \quad \tau_i = \frac{M_t}{I_p} \cdot R; \quad \tau_T = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{A} \quad (2.18)$$

Se scrie tensiunea echivalentă în forma cea mai generală:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{(\sigma_i + \sigma_i)^2 + k \cdot (\alpha \cdot \tau_i + \tau_T)^2} \quad (2.19)$$

în care:

$k = 4$ – pentru teoria a III-a de rezistență;

$k = 3$ – pentru teoria a V-a de rezistență.

$$\alpha = \frac{\sigma_{adIII}}{\sigma_{adII}} \approx 0,6 \dots 0,7$$

pentru toate oțelurile.

Înlocuind valorile tensiunilor ce corespund solicitărilor simple, rezultă:

$$\sigma_{ech_{max}} = \sqrt{\left(\frac{N}{A} + \frac{M_i}{I_z} \cdot R\right)^2 + k \cdot \left(\alpha \cdot \frac{M_t \cdot R}{I_p} - \frac{4 \cdot T}{3 \cdot A}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{N}{A} + \frac{M_i}{W_z}\right)^2 + k \cdot \left(\alpha \cdot \frac{M_t}{W_t} - \frac{4 \cdot T}{3 \cdot A}\right)^2} \quad (2.20)$$

În relația (2.20) se introduce:

$$A = \pi \cdot R^2; \quad W_z = \frac{\pi \cdot R^3}{4}; \quad W_t = \frac{\pi \cdot R^3}{2} \quad (2.21)$$

și se obține:

$$\begin{aligned} \sigma_{ech_{max}} &= \sqrt{\left(\frac{N}{\pi \cdot R^2} + \frac{M_i}{\frac{\pi \cdot R^3}{4}}\right)^2 + k \cdot \left(\alpha \cdot \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot R^3}{2}} + \frac{4 \cdot T}{3 \cdot \pi \cdot R^2}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{N}{\pi \cdot R^2} + \frac{4 \cdot M_i}{\pi \cdot R^3}\right)^2 + k \cdot \left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot R^3} + \frac{4 \cdot T}{3 \cdot \pi \cdot R^2}\right)^2} = \\ &= \frac{1}{\pi \cdot R^2} \cdot \sqrt{\left(N + \frac{4 \cdot M_i}{R}\right)^2 + k \cdot \left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot M_t}{R} + \frac{4}{3} \cdot T\right)^2} \leq \sigma_{adm} \end{aligned} \quad (2.22)$$

Ridicând la pătrat expresia (2.22), rezultă:

$$\sigma_{adm}^2 \geq \frac{1}{\pi^2 \cdot R^4} \cdot \left[\left(N + \frac{4 \cdot M_i}{R}\right)^2 + k \cdot \left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot M_t + 1,33 \cdot T \cdot R}{R}\right)^2 \right] \quad (2.23)$$

Ecuția (2.23) este de gradul 6 în R și poate fi rezolvată prin metode moderne de calcul.

Observând că în orice secțiune pot fi determinate eforturile N, M_i, M_t, T, rezultă că relația ar putea fi folosită direct la dimensionare, evident cu dificultățile rezolvării ecuației de gradul 6.

O metodă operativă destul de exactă ar putea fi aceea în care s-ar folosi valoarea $R = R_0$ obținută prin predimensionarea la răsucire.

$$R \geq \sqrt{\frac{(N \cdot R_0 + 4 \cdot M_i)^2 + k \cdot (\alpha \cdot M_i + 1,33 \cdot T \cdot R_0)}{\pi^2 \cdot \sigma_a^2}} \quad (2.24)$$

Făcând deci o predimensionarea la răsucire și folosind valoarea R_0 astfel obținută, s-ar putea realiza *dimensionarea* la solicitarea compusă variabilă, în fiecare secțiune a arborelui.

Observatii:

1) Relațiile au fost scrise pentru cazul cel mai general. Pentru cazul concret al unei linii de arbori trebuie studiat modul în care se însumează tensiunile, ca în figura 2.4, rezultând o simplificare a relației (2.24).

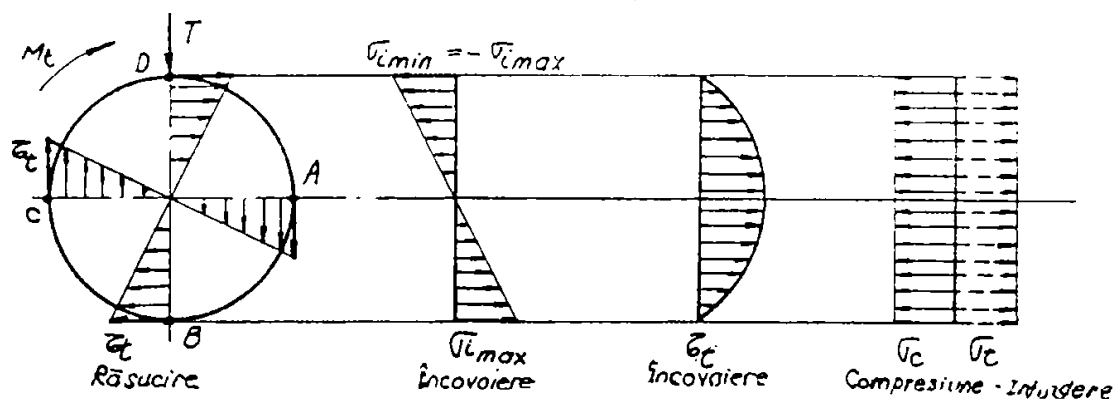


Fig. 2.4

2) În condițiile unui calcul „clasic” de rezistență, valoarea lui σ_a trebuie luată ca $\sigma_{ai III}$.

3) Folosirea lui R_0 ca valoare de predimensionare introduce mici erori față de calculul exact, dar ele pot fi neglijate.

4) În cadrul studiului solicitării de oboseală, se va relua problema solicitării compuse la solicitări variabile.

2.2.4 Oboseala arborilor navali

a) Modul actual de calcul nu prevede un calcul de verificare la oboseală, dar prin Regulile R.N.R. sunt date indicații constructive și tehnologice care au ca scop micșorarea efectului fenomenului de oboseală.

Astfel, așa cum s-a arătat în cap. 1 – sunt prevăzute formele și dimensiunile canalelor de pană din arbori, razele de racordare de la capetele acestor canale sau pentru alte decupări în arbori. Toate acestea au, evident, rolul de a micșora efectul de concentrare a tensiunilor.

Același efect urmărește și indicarea razei minime de racordare între flanșele de cuplare și arbori. (0,08 din diametrul arborelui în zona flanșelor), precum și indicațiile privind gradul de prelucrare în aceste zone („curbura trebuie să fie șlefuită”, „suprafață racordată nu trebuie să prezinte rizuri”).

Tot pentru a micșora efectul de oboseală prin evitarea coroziunii în apa de mare, la arborele port-elice se prevede o bușă de protecție, confecționată din aliaj cu rezistență mare la coroziunea în apa de mare. În ambele ediții ale Regulilor R.N.R. se dă o relație pentru determinarea grosimii minime a acestei bușe de protecție, funcție de diametrul arborelui port-elice.

Nu este menționată în nici un fel calcularea coeficientului de siguranță la oboseală sau un alt mod de a lua în considerare oboseala, cu excepția prevederilor constructive menționate.

b) Posibilitățile de aplicare a calculului „clasic” la oboseală

Metoda clasică cuprinde o verificare la oboseală, prin determinarea unui coeficient de siguranță global și compararea acestuia cu o valoare admisibilă:

$$c \geq c_{\text{adm}} \quad (2.25)$$

Coeficientul de siguranță global se obține cu ajutorul coeficienților de siguranță parțiali c_σ și c_τ în ipoteza că solicitările variabile sunt în fază:

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 \cdot c_\tau^2}} \quad (2.26)$$

iar aceștia, în modul cel mai simplu, după schematizarea Soderberg:

$$c_\sigma = \frac{1}{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma}\right)_\sigma \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \quad (2.27)$$

$$c_\tau = \frac{1}{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma}\right)_\tau \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}}$$

în care s-au notat cu σ_v , τ_v valorile amplitudinilor tensiunilor, pentru a nu fi confundate cu valorile admisibile (σ_a , τ_a).

În încercarea de a calcula coeficientul de siguranță pentru anumite secțiuni ale liniei de arbori, se constată următoarele:

Pentru coeficienții de concentrare a tensiunilor (β_{σ} , β_{τ}):

- *Saltarile de diametru* pe tronsoanele ce formează linia de arbori sunt ne semnificative, cu excepția zonei flanșelor de cuplare.

Diametrul flanșelor de cuplare nu se determină prin calcul, ci numai grosimea flanșelor este prevăzută în normative.

Statistic, pentru dimensiunile flanșelor unor arbori reali, luate din documentația a 6 tipuri de nave, au rezultat rapoarte între diametrul flanșei și diametrul arborelui în limitele $D/d = 1,6 \dots 2$. Cum raza de racordare este și ea

cunoscută ($r_{\min} = 0,08 d$), rezultă că diagramele date în manualele de Rezistența materialelor sau Organe de mașini sunt utilizabile în scopul de concentrare a tensiunilor.

Folosind, de exemplu, diagrama 2.4 a, pentru raportul $r/d = 0,08$ indicat în normative și intervalul de rezistențe la rupere $500 - 750 \text{ N/mm}^2$, rezultă un coeficient de concentrare $\beta'_{k\sigma}$ (pentru $D/d = 2$, conform diagramei) în limitele $\beta'_{k\sigma} \approx 1,8 \dots 2,2$ iar valoarea corespunzătoare pentru alte rapoarte D/d se determină cu relația:

$$\begin{aligned}\beta_{k\sigma} &= 1 + c \cdot (\beta'_{k\sigma} - 1) \\ \beta_{k\tau} &= 1 + c \cdot (\beta'_{k\tau} + 1)\end{aligned}\quad (2.28)$$

cu c luat din diagrama figura 2.4 b.

Pe ultima figură, pentru limitele uzuale, $D/d = 1,6 \dots 2$, $c = 0,85 \dots 1$, astfel că rezultă, în zona de salt de diametru un coeficient de concentrare $\beta_{k\tau}$ în limitele:

$$\beta_{k\sigma} = 1,96 \dots 2,2$$

pentru oțelul cu rezistența de rupere $R_m = 599 \text{ N/mm}^2$.

$$\beta_{k\tau} = 1,64 \dots 1,8$$

pentru oțelul cu $R_m = 750 \text{ N/mm}^2$.

Pentru $\beta'_{k\tau}$ folosind diagrama din figura 2.4 c, și trasând o curbă de interpolare pentru $r/d = 0,8$, rezultă:

$$\beta'_{k\tau} \approx 1,3, c = 1 \text{ pentru } D/d = 1,4$$

Pentru valori mai mari ale D/d , diagrama 2.4 b nu este utilizabilă adică nu se pot determina valorile efective ale lui c și $\beta_{k\tau}$. Folosind alte diagrame pentru coeficienți de concentrare $\beta_{k\tau}$ constatăm că toate dau valori numai pentru rapoarte $D/d \leq 1,4$ rezultând deci $\beta_{k\tau} \approx 1,3$.

Încercarea de a determina coeficientul de concentrare față de coeficientul de concentrare la sollicitări statice $\alpha_{k\tau}$, cu ajutorul relației:

$$\beta_{k\tau} = 1 + \eta_k \cdot (\alpha_{k\tau} - 1) \quad (2.29)$$

unde η_k este factorul de sensibilitate al materialului este de asemenea, inoperantă. Diagrama 2.4 c' permite determinarea lui η_k dar valorile $\alpha_{k\tau}$ din diagrama 3.4 d dau pe $\alpha_{k\tau}$ numai pentru $D/d < 1,5$.

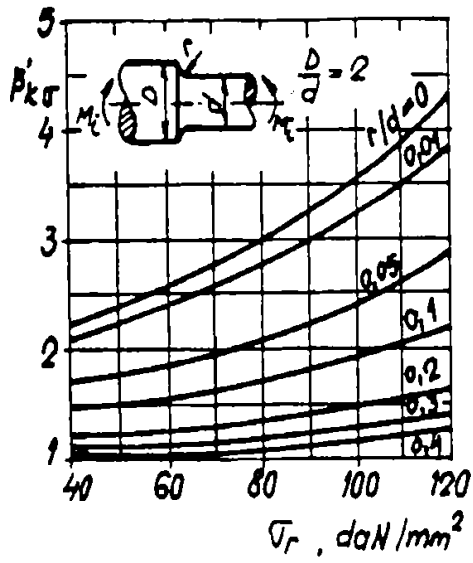


Fig. 2.4.a.

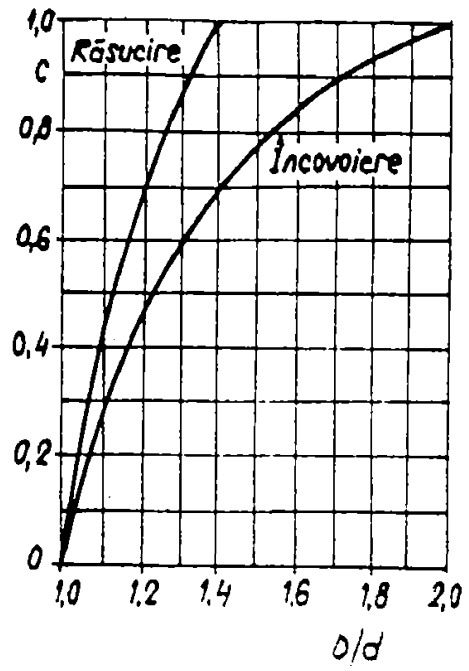


Fig. 2.4.b.

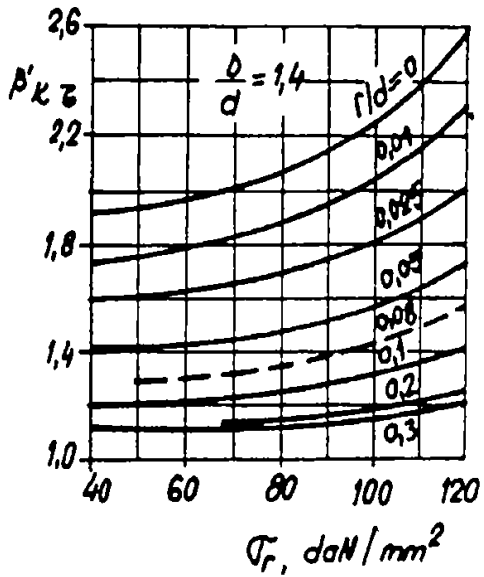


Fig. 2.4.c

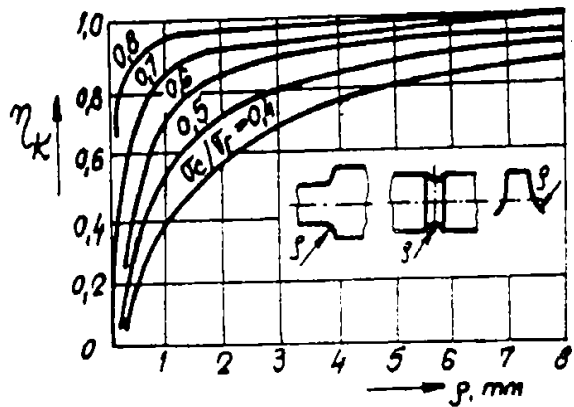


Fig. 2.4.c'

Observații:

1) Pentru zona salturilor de diametru, coeficientul $\beta_{k\sigma}$ poate fi determinat exact cu ajutorul diametrelor existente, în timp ce $\beta_{k\tau}$ numai pentru rapoarte $D/d \leq 1,5$ în timp ce valorile efective ale acestui raport la liniile de arbori sunt în limitele 1,6 ... 2.

Cum în figura 2.4 b factorul c din relația (2.28) are valoarea maximă $c = 1$ pentru $D/d = 1,4$ (la răsucire) iar curba este crescătoare, ar rezulta pentru $D/d = 1,6 \dots 2$ valori mult mai mari pentru β_k decât cea mai mare valoare obținută pentru $D/d = 1,4$.

2) Unele lucrări dau o diagramă la care $\beta_{k\tau}$ este trasat și pentru $D/d=1,5\dots 2,2$, dar numai pentru rapoarte $r/D = 1,4$.

Pentru zonele în care arborele formează ajustaje cu strângere cu alte piese, cazul cel mai important este cel al montării butucului elicei pe arborele port-elice și (mai rar) montarea flanșelor pe capetele tronsoanelor de arbori (când flanșele nu fac corp comun cu arborele).

Așa cum s-a arătat, elicea se montează pe arborele port-elice prin strângere pe con, cu sau fără pană. Manualele de specialitate dau valorile coeficienților de concentrare $\beta_{k\tau}$ și $\beta_{k\sigma}$ pentru montaje presate tabelar. Tabelele din lucrările de Rezistența materialelor și Organe de mașini dau valori ale lui $\beta_{k\tau}$ și $\beta_{k\sigma}$ numai pentru ajustaje cu strângere pe suprafețe cilindrice, nu și pentru strângerea pe con. Tabelele din unele lucrări specifică numai tipul ajustajului cu strângere, dar el este (conform notației SATS) tot pentru suprafețe cilindrice, în sistem alezaj unitar.

Alte lucrări nu menționează valorile coeficienților de concentrare pentru zone montate prin presare față de arbore.

Considerând strângerea pe suprafețe cilindrice, la un ajustaj cu strângere $K7/r6$, găsim pentru diametre peste 100 mm:

- pentru $\sigma_r = 500 \text{ N/mm}^2$, $\beta_{k\sigma} = 3,28$; $\beta_{k\tau} = 2,37$;
- pentru $\sigma_r = 700 \text{ N/mm}^2$, $\beta_{k\sigma} = 3,94$; $\beta_{k\tau} = 2,76$.

O posibilitate de apreciere a coeficientului de concentrare, tot pentru suprafețe cilindrice, este dată prin calcularea raportului:

$$\frac{\beta_k}{\varepsilon} = \left(\frac{\beta_k}{\varepsilon} \right)_0 \cdot \xi' \cdot \xi'' \quad (2.30)$$

în care $(\beta_k/\varepsilon)_0$ se iau din figura 2.4 d, iar ξ' , ξ'' din figurile 2.4 e; 2.4 f.

Se observă că pentru rezistența de rupere $\sigma_r = 500 \dots 700 \text{ N/mm}^2$ ξ' variază între 1 și 1,25, iar pentru ξ'' variația este funcție de presiunea dintre bușă și arbore în limitele 0,7 ... 0,95.

Cum pe figura 2.4 d, la diametre de arbori între 200 și 400 mm $(\beta_k/\epsilon)_0$ este practic constant și aproximativ egal cu 3, rezultă că raportul β_k/ϵ este în limitele:

$$\frac{\beta_k}{\epsilon} = 3 \cdot 1 \cdot (0,7 \dots 0,95) = 2,1 \dots 2,85 \text{ pentru } \sigma_r = 500 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{\beta_k}{\epsilon} = 3 \cdot 1,25 \cdot (0,7 \dots 0,95) = 2,62 \dots 3,56 \text{ pentru } \sigma_r = 700 \text{ N/mm}^2$$

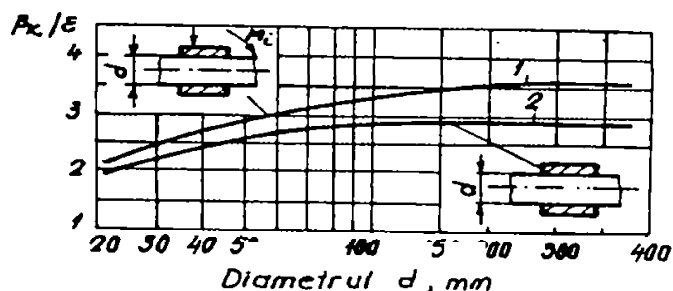


Fig. 2.4.d.

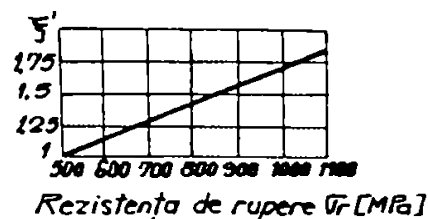


Fig. 2.4.e.

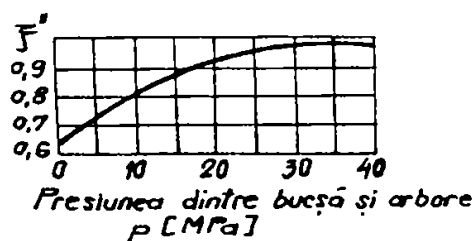


Fig. 2.4.f.

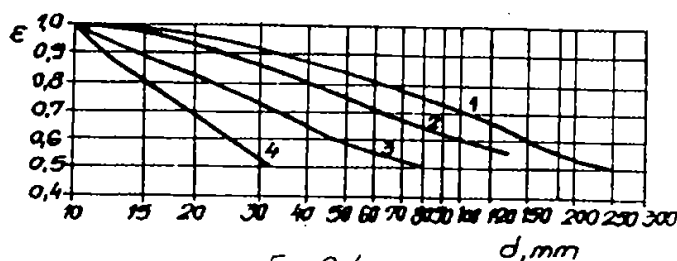


Fig. 2.4.g.

Această evaluare este, cum vom vedea mai jos, inutilizabilă pentru practică, deoarece coeficientul dimensional ϵ nu este cunoscut pentru diametre ce depășesc 250 mm.

Pentru factorul dimensional $(\epsilon_\sigma/\epsilon_\tau)$ toate lucrările de specialitate dau diagrama din figura 2.4 g, în care curba 1 este pentru oțel fără concentratori, curba 2 pentru oțel aliat fără concentratori și oțel carbon cu concentratori

moderați ($\beta_k \leq 2$) iar curbele 3 și 4 numai pentru oțeluri aliate, cu concentratori moderați (3) și concentratori puternici (4).

Se constată că, pentru liniile de arbori ar trebui să fie utilizată curba 2 care se oprește la valoarea diametrului de aproximativ 140 mm, căruia îi corespunde factorul dimensional $\varepsilon \approx 0,58$. Pentru diametrele de arbori $d = 200 \dots 600$ mm, diagrama este inutilizabilă.

Situația se prezintă asemănător și în alte lucrări unde curbele pentru ε_σ și ε_τ se opresc la diametrul de arbore 100 mm, maxim 200 mm.

Acolo unde valorile lui ε se dau tabelar, se indică valorile ε_σ , ε_τ numai până la diametrul 120 mm, sau valorile ($\beta_{k\sigma}/\varepsilon_\sigma$) tot până la diametre până la 120 mm.

Concluzia este că, pentru liniile de arbori navale, valorile date în literatura de specialitate pentru factorul dimensional nu pot fi direct utilizate, diametrele acestor arbori fiind mult mai mari decât cele din diagramele respective.

Factorul de calitate al suprafeței arborelui ($\gamma_\sigma, \gamma_\tau$) numit și coeficientul de stare a suprafeței, poate fi determinat destul de exact, având în vedere că gradul de prelucrare al suprafeței arborilor este cunoscut: el se încadrează în grupele „strunjire fină”, „suprafață finisată cu seculă așchietoare”.

În toate aceste diagrame, pentru rezistențele de rupere cuprinse între 500 – 700 N/mm² (care sunt caracteristicile arborilor navali), rezultă $\gamma_\sigma = 0,8 \dots 0,9$ majoritatea lucrărilor considerând $\gamma_\tau \approx \gamma_\sigma$.

Unele lucrări recomandă:

$$\gamma_\tau = 0,6 \gamma_\sigma + 0,4 \quad (2.31)$$

rezultând: $\gamma_\sigma = 0,8 \dots 0,9$; $\gamma_\tau = 0,88 \dots 0,94$

Nu se poate lua în considerație influența tratamentelor superficiale (întrucât aceste nu se execută în practică decât în zona fusurilor) și nici efectul tratamentelor mecanice de întărire (rulare cu role, ecrusare cu alice etc.) sau al acoperirilor anticorozive. Cum s-a văzut anterior, se asigură o protecție a arborele port-elice la coroziunea apei de mare prin acoperirea acestuia cu o bucușă de protecție, dar această nu influențează esențial factorul de calitate γ al suprafeței.

Caracteristicile mecanice, necesare calculului coeficientului de siguranță la oboseală, pentru materialul OLC 35, curent folosit la execuția liniilor de arbori, sunt următoarele:

- Rezistența de rupere σ_r (R_m) [N/mm²]
OLC Normalizat: 530
OLC Îmbunătățit: 620 – 760
- Limita de curgere σ_c ; $\sigma_{2,0}$; $R_{p0,2}$ [N/mm²]
OLC 35 Normalizat: 310
OLC 35 Îmbunătățit: 420

- Limita de curgere $\tau_c = 270 \text{ [N/mm}^2\text{]}$
- Rezistența la oboseală pentru încovoiere:
OLC 35 Normalizat $\sigma_{-1} = 230 - 280 \text{ N/mm}^2$
OLC 35 Îmbunătățit $\sigma_{-1} = 340 \text{ N/mm}^2$
- Rezistența la oboseală pentru răsucire:
 $\tau_{-1} = 180 \text{ N/mm}^2$; $\tau_{+1} = 270 \text{ N/mm}^2$

Observatii:

1) Încercarea de a aplica metoda clasică de calcul la oboseală, prin calculul coeficientului global de siguranță determinat funcție de coeficienții c_σ, c_τ pe baza schematizării Soderberg întâmpină dificultăți, din motivele următoare:

- În zona salturilor de diametru, coeficientul $\beta_{\sigma, \tau}$ nu poate fi determinat pentru valorile reale ale raportului D/d de la liniile de arbori. literatura dând aceste valori numai pentru:

$$D/d \leq 1,5, \text{ iar } (D/d)_{\text{efectiv}} = 1,6 \dots 2$$

- În zonele cu piese strânse pe arbori, coeficienții de concentrare $\beta_{\sigma, \tau}$ sunt cunoscuți numai pentru ajustajele cu strângere cilindrice, nu și pentru cele conice, așa cum este zona montării elicei pe arborele port-elice.

- Factorul dimensional ($\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$) nu poate fi determinat exact, deoarece în întreaga literatura de specialitate el este dat numai până la diametre de 200 ... 250 mm, în timp ce arborii navali au $d = 250 \dots 800 \text{ mm}$.

2) Rezultă că verificarea la oboseală prin metoda coeficientului de siguranță global al solicitării compuse variabile se poate face numai aproximativ, luând niște valori extreme ale factorilor de influență.

Dificultățile prezentate mai sus se păstrează și dacă se folosesc alte schematizări (diagrame ale rezistențelor la oboseală, schematizarea Serensen, schematizarea eliptică – Buzdugan – etc.), deoarece datele experimentale – concretizate în tabele și diagrame pentru factorii β_k și ϵ se opresc la valori ce nu corespund arborilor navali.

c) Alte probleme privind oboseala

Calculul de durabilitate limitată nu a fost abordat, întrucât numărul de cicluri de solicitare pe durata de exploatare a liniei de arbori depășește numărul de cicluri de bază. Deși turația acestor arbori este redusă, ei au număr mare de ore de exploatare, cursele navei fiind de ordinul săptămânilor sau lunilor.

La o turație $n = 150 \text{ rot/min}$, rezultă un număr de cicluri de solicitare pe zi (24 ore marș continuu).

$$N_{zi} = 150 \cdot 60 \cdot 24 = 216 \cdot 10^4 \text{ cicluri,}$$

iar într-un an de funcționare, cu o medie de 200 zile de marș pe an

$$N_{an} = 216 \cdot 10^4 \cdot 200 = 4,32 \cdot 10^7 \text{ cicluri.}$$

d) Calculul la solicitare compusă variabilă, pe baza factorilor ce influențează rezistența la oboseală

Se pornește de la coeficientul de siguranță c_σ , dat de relația (2.27), în care se ține seama de următoarele:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_v = \sigma_m \cdot \left(1 + \frac{\sigma_v}{\sigma_m}\right) = (1 + \rho_\sigma) \cdot \sigma_m \quad (2.32)$$

cu: $\rho_\sigma = \sigma_v / \sigma_m$.

$\sigma_v =$ *amplitudinea tensiunii;*

$\sigma_m =$ *valoarea medie a tensiunii*

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{1 + \rho_\sigma}; \quad \sigma_v = \sigma_{\max} - \sigma_m = \sigma_{\max} - \frac{\sigma_{\max}}{1 + \rho_\sigma} \quad (2.32')$$

Înlocuind (2.32') în (2.27) și aducând la forma cea mai simplă, obținem:

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_{\max} - \frac{\sigma_{\max}}{1 + \rho_\sigma}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_c}} = \frac{\sigma_c}{\sigma_{\max}} \cdot \frac{1 + \rho_\sigma}{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma_\sigma}\right)_\sigma \cdot \rho_\sigma + 1} \quad (2.33)$$

în care notăm:

$$\varphi_\sigma = \frac{1 + \rho_\sigma}{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma_\sigma}\right)_\sigma \cdot \frac{\sigma_c}{\sigma_{-1}} \cdot \rho_\sigma + 1} \quad (2.34)$$

și

$$c_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_{\max}} \cdot \varphi_\sigma \quad (2.35)$$

Procedând asemănător pentru tensiunea tangențială, se ajunge la:

$$\varphi_\tau = \frac{1 + \rho_\tau}{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma_\tau}\right)_\tau \cdot \frac{\tau_c}{\tau_{-1}} \cdot \rho_\tau + 1} \quad (2.36)$$

$$c_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_{\max}} \cdot \varphi_\sigma \quad (2.37)$$

cu

$$\rho_\tau = \frac{\tau_c}{\tau_{\max}} \quad (2.38)$$

Utilizând schematizarea Gough și Pollard criteriul de rezistență la limită (fig. 2.5, care stă și la baza relației 2.26) este:

- Pe curba ABL (limită):

$$\left(\frac{\sigma_L}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_L}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1 \quad (2.39)$$

- Pe curba A'B'L' (pe ciclul efectiv de solicitare):

$$\left(\frac{\sigma_L}{\sigma'_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_L}{\tau'_{-1}}\right)^2 = 1 \quad (2.40)$$

- Pe solicitarea reală (punctul M):

$$\sigma_L = c \cdot \sigma_{\max}; \tau_L = c \cdot \tau_{\max} \quad (2.41)$$

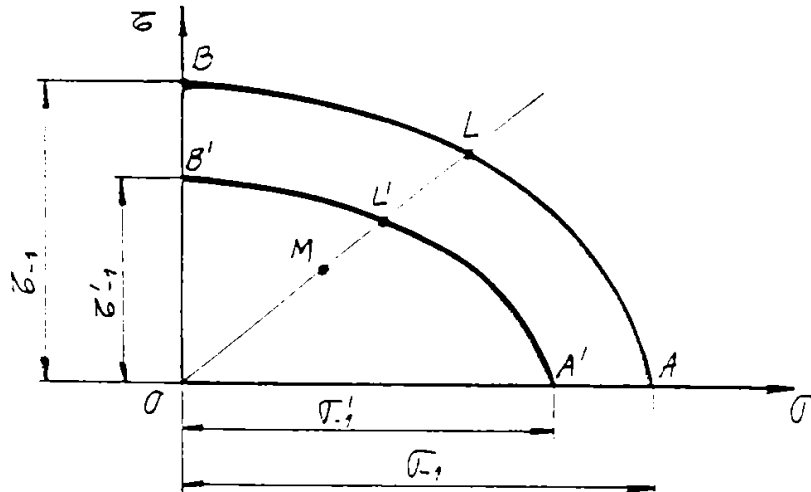


Fig 2.5

În relația (2.40) se înlocuiesc σ_L , τ_L cu valorile date de (2.41), iar termenii de la numitor cu valorile rezultate din (2.34) și (2.37):

$$\left(\frac{c \cdot \sigma_{\max}}{\sigma_c \cdot \varphi_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{c \cdot \tau_{\max}}{\tau_c \cdot \varphi_\tau}\right)^2 = 1 \quad (2.42)$$

din care se deduce condiția de rezistență la solicitări variabile:

$$\sigma_{\text{ech}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{\varphi_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_c}{\tau_c}\right)^2 \cdot \left(\frac{\tau_{\max}}{\varphi_\tau}\right)^2} \leq \frac{\sigma_c}{c} = \sigma_s \quad (2.43)$$

Pentru arborii de secțiune circulară, la care:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{i,\max}}{W_z}; \tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p}; W_p = 2 \cdot W_z$$

considerând, conform teoriei tensiunii tangențiale maxime $\sigma_c/\tau_c = 2$ rezultă:

$$\sigma_{\text{ech}} = \frac{M_i}{W_z} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_\sigma}{\varphi_\tau} \cdot \frac{M_t}{M_i}\right)^2} \leq \frac{\sigma_c}{c} \cdot \varphi_\sigma \quad (2.44)$$

Relația (2.44) poate fi folosită ca relație de verificare, ea fiind echivalentă cu relația dată în manualele de Organe de mașini:

$$\sigma_{\text{ech}} = \frac{M_i}{W_z} \cdot \sqrt{1 + \left(\alpha \cdot \frac{M_t}{M_i}\right)^2} \leq \sigma_{\text{aiIII}}$$

cu condiția că:

$$\alpha = \frac{\sigma_{at III}}{\sigma_{at II}}$$

este înlocuit cu raportul $\varphi_\sigma/\varphi_\tau$ care ia în considerare, conform relațiilor (2.33) și (2.35) efectul amănunțit al fenomenului de oboseală.

Observații:

1) Relația (2.44) se poate folosi numai ca relație de verificare, întrucât valorile lui φ_σ și φ_τ pot fi determinate numai după determinarea dimensiunilor arborelui.

2) În determinarea lui φ_σ și φ_τ se întâmpină aceleași dificultăți ca și în cazul calculului coeficientului de siguranță la oboseală de la paragraful anterior.

2.2.5 Considerații privind stabilitatea liniilor de arbori navale

a) Aplicarea calculului „clasic” la flambaj pentru liniile de arbori navale.

Problemele de flambaj „clasic” –

„ studiază stabilitatea barei comprimate, stabilind metodele de determinare a sarcinii critice de flambaj, la care bara trece din starea de echilibru stabil în echilibru instabil.

Modul de determinare a sarcinii critice de flambaj (respectiv a tensiunii critice corespunzătoare) depinde de domeniul de solicitare: elastic sau plastic.

În domeniul flambajului elastic, sarcina critică de flambaj este determinată cu relația lui Euler:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l_f^2} \quad (2.45)$$

unde lungimea de flambaj l_f depinde de modul de rezemare al barei comprimate la capete.

Separarea domeniului solicitărilor elastice de cele plastice se face prin valoarea coeficientului de zveltețe al barei:

$$\lambda = \frac{l_f}{i_{min}} \quad (2.46)$$

în care raza de inerție minimă este:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (2.47)$$

Pentru arborii de secțiune circulară și diametru d , rezultă:

$$i_{min} = \frac{d}{4}$$

Solicitarea este în domeniul elastic dacă valoarea efectivă a lui λ este mai mare decât valoarea λ_0 care ar corespunde lui $\sigma_{critic} \leq \sigma_p$, unde σ_p este limita de proporționalitate a materialului.

Deci, pentru:

$\sigma_{cr} \leq \sigma_p, \lambda \geq \lambda_0$ - flambaj în domeniul elastic;

$\sigma_{cr} > \sigma_p, \lambda < \lambda_0$ - flambaj în domeniul plastic.

Pentru oțeluri, întrucât σ_p nu este cunoscut pentru fiecare marcă în parte, se consideră în mod convențional:

$$\lambda_0 = 100 \dots 105$$

Valoarea tensiunii critice pentru solicitarea în domeniul elastic este:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (2.48)$$

Pentru flambajul în domeniul plastic, există mai multe metode de a determina tensiunea critică de flambaj:

- Teoria Engesser – Kármán, în care se utilizează relația lui Euler, înlocuind modulul de elasticitate E cu modulul tangent E_T , sau modulul de elasticitate redus.

- Relații experimentale (Tetmajer - Iasinski) de forma

$$\sigma_{cr} = a - b \cdot \lambda \quad (2.49)$$

cu valori pentru a și b determinate experimental și date în tabele funcție de felul materialului.

Obsevații:

1) Toate elementele enumerate mai sus sunt stabilite pentru bara cu o singură deschidere, corespunzător celor 4 cazuri „clasice” de rezemare.

2) Teoria flambajului neglijează efectul forțelor tăietoare, deoarece influența acestora este puțin importantă.

Astfel, luarea în considerare a forței tăietoare conduce la relația:

$$P_{cr} = \frac{P_E}{1 + \gamma_m \cdot P_E} \quad (2.50)$$

în care P_E este valoarea sarcinii critice calculate cu relația lui Euler, iar γ_m lunecarea medie

$$\gamma_m = \frac{1}{G \cdot \Lambda'} \quad (2.51)$$

cu: G – modulul de elasticitate transversal

Λ' – aria redusă a secțiunii

$$\Lambda' = \frac{I_z^2}{\int_A \frac{S_z^2}{b^2} dA} \text{ pentru secțiune circulară } \Lambda' = \frac{9}{10} \Lambda \quad (2.52)$$

Coefficientul γ_m este foarte mic, astfel încât sarcina critică nu diferă practic de cea determinată cu relația lui Euler.

3) Teoria generală a flambajului scoate în evidență faptul că excentricitatea forței nu modifică valoarea sarcinii critice de flambaj.

4) Dacă se aplică teoria de ordinul II (în care ecuațiile de echilibru sunt aplicate pe forma deformată a sistemului) se ajunge la o relație asemănătoare ca formă cu relația lui Euler.

$$P_{cr(II)} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_r^2} \quad (2.53)$$

în care:

$$l_r = \mu \cdot l; \quad \mu = \frac{\pi}{v_{cr}} \quad (2.54)$$

în care: v_{cr} are diferite valori funcție de modul de rezemare.

2.2.5.1 Situația liniilor de arbori navale privind flambajul

Așa cum s-a arătat la prevederile Registrului Naval Român, distanța între două reazeme (lagăre) ale liniei de arbori este

$$5,5 \sqrt{d} \leq l \leq \lambda_1 \sqrt{d} \quad (2.55)$$

în care: l – distanța între cuzineți [m]

d – diametrul arborelui între cuzineți [m]

λ_1 – coeficient care se ia egal cu

$\lambda_1 = 14$ pentru $n \leq 500$ rot/min

$\lambda_1 = \frac{300}{\sqrt{n}}$ pentru $n > 500$ rot/min

Considerând cazul liniilor de arbori uzuale, cu turații sub 500 rot/min, înseamnă că distanța între două reazeme ale arborelui este în limitele

$$l_{min} = 5,5 \sqrt{d}$$

$$l_{max} = 14$$

În cazul soluției cu distanța între lagăre maxim admisă, presupunând că reazemele se comportă ca articulații, rezultă

$$\lambda = \frac{14 \sqrt{d}}{d} = 56 \frac{\sqrt{d}}{d} \quad (2.56)$$

adică o relație neliniară între coeficientul de zveltețe și diametrul arborelui.

Astfel,

pentru $d = 200$ mm, rezultă $\lambda \approx 125$

pentru $d = 300$ mm, rezultă $\lambda \approx 102,24$

pentru $d = 400$ mm, rezultă $\lambda \approx 88,54$

adică, luând în considerare o singură deschidere, solicitarea ar fi în domeniul elastic numai pentru diametre de arbore până la 300 mm, iar pentru diametre mai mari în domeniul plastic.

Dacă distanțele între reazeme se iau la valoarea minimă,

$$\lambda = \frac{5,5\sqrt{d}}{\frac{d}{4}} = 22 \frac{\sqrt{d}}{d} \quad (2.57)$$

rezultând solicitări numai în domeniul plastic:

Deci

pentru $d = 200$ mm, rezultă $\lambda = 49,2$

pentru $d = 300$ mm, rezultă $\lambda = 40,16$

pentru $d = 400$ mm, rezultă $\lambda = 34,78$

Statistic, se consideră că la navele existente distanța între două lagăre consecutive este aproximativ la jumătatea intervalului stabilit prin norme.

De exemplu, pentru linia de arbori din fig. 1.4, luând valoarea medie

$$l_{med} = \frac{5,5 + 14}{2} \sqrt{d} = 9,75 \sqrt{d}$$

se obține o distanță între reazeme de 6,684 m, iar valoarea reală, cu care s-a construit nava este 6,25 m.

Pentru schema din fig. 1.6, rezultă valoarea $l_{med} = 5,80$ m, iar cea folosită efectiv de constructor este 5,5 m.

Lucrând deci cu aceste distanțe între reazeme medii (care sunt foarte apropiate de practica reală), rezultă următoarea situație:

$$\lambda = \frac{9,75\sqrt{d}}{\frac{d}{4}} = 39 \frac{\sqrt{d}}{d} \quad (2.58)$$

pentru

$d = 200$ mm, rezultă $\lambda = 87$

$d = 300$ mm, rezultă $\lambda = 71,2$

$d = 400$ mm, rezultă $\lambda = 61,66$

adică, dacă s-ar considera pentru fiecare deschidere cazul „bară cu două reazeme“, toate solicitările arborilor reali ar fi în domeniul plastic, pentru dimensiunile uzuale ale arborilor navali.

b) Flambajul barelor cu reazeme intermediare

Singura lucrare care tratează acest caz este [75] în care, pornind de la câteva cazuri de rezemare concrete, se ajunge la sarcina critică de flambaj

$$F_{cr} = \eta \cdot \frac{E \cdot I}{l_r^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2} \quad (2.59)$$

în care: η – coeficientul forței critice de flambaj dat în tabele funcție de numărul de deschideri și poziția reazemelor intermediare.

μ – coeficientul lungimii reduse pentru bare.

În tabelul 2.1. se indică – după [75] – valorile coeficientului forței critice η pentru cazul de rezemare indicat în schița, coeficient ce permite determinarea, cu relația 2.59 a sarcinii de flambaj.

Pentru comparație, se vor determina sarcinile critice de flambaj pentru linia de arbori din fig. 2.2, pentru o lungime de numai 3 deschideri (4 reazeme), pentru a putea utiliza tabelul 2.2. și relația (2.59) și se vor compara rezultatele cu cele obținute dacă s-ar face calculul cu relația lui Euler aplicată pentru bara cu două articulații la capete:

Se consideră schematizarea din tab. 2.1. cu $l_1 = l_2 = l_3 = 5,5$ m, $d = 355$ mm

Rezultă

$$I_{\min} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 7,792 \cdot 10^8 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\frac{l_1}{l} = \frac{5,5}{16,5} = 0,33; \quad \frac{l_2}{l} = \frac{5,5}{16,5} = 0,33;$$

Din tabelul 2.1, fără a mai face interpolările, rezultă pentru coeficientul forței critice

$$\eta = 81,27$$

Aplicând relația 2.59, se obține în final

$$F = 4,88 \cdot 10^7 \text{ N}$$

Dacă s-ar lua o singură deschidere de bară, considerată ca bară articulată la ambele capete,

$$\lambda = \frac{l}{d} = 61,97 < \lambda_{cr} = 100$$

rezultă flambajul este în domeniul plastic.

Folosind relația Tetmajer – Iasinski 2.49, cu $a = 577$, $b = 3,47$ pentru oțel cu $\sigma_r = 520 \text{ N/mm}^2$, se obține

$$\sigma_{cr} = 345,2 \text{ N/mm}^2$$

Forța critică de flambaj are valoarea

$$F_{cr} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sigma_{cr} = 3,413 \cdot 10^7 \text{ N}$$

Comparând cele două rezultate, se constată că sarcina critică determinată pentru trei deschideri de bară pe 4 reazeme este mai mare decât cea calculată pe un singur interval și anume cu aproape 43 %.

Rezultă că dacă se face calculul la flambaj pentru un tronson de bară dintre două reazeme, în ipoteza „bară dublu articulată”, calculul este mai mult decât acoperitor față de cel în care se iau în considerare trei deschideri pe 4 reazeme.

Comparând sarcina critică de flambaj minimă (în ipoteza calculării pe o singură deschidere) cu forța de compresiune din arbore, determinată anterior pentru aceeași navă.

$$F_{a \text{ med}} = 199,15 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_{a \text{ max}} = 355,14 \cdot 10^4 \text{ N}$$

rezultă un coeficient de siguranță la flambaj

$$C_1 = \frac{F_{cr}}{F_{a,max}} \approx 96$$

ceea ce indică faptul că, practic, nu există nici un fel de pericol de flambaj dacă dimensionarea arborilor se face după normele stabilite de Registrul Naval Român.

c) *Influența răsucirii asupra flambajului* este tratată numai în lucrarea [75], unde se arată că existența momentelor de răsucire reduce valoarea sarcinii critice de flambaj.

În această lucrare, se ajunge la concluzia că, în cazul barei solicitate la compresiune și răsucire, pierderea stabilității are loc atunci când este îndeplinită condiția:

$$\frac{F}{B} + \left(\frac{M_t}{2B} \right)^2 = \frac{\pi^2}{l} \quad (2.60)$$

în care: $B = E \cdot I$ este rigiditatea la încovoiere a barei

F – forța axială

M_t – momentul de torsiune

l – lungimea barei

Relația 3.60 este în forma simplificată corespunzătoare cazului când rigiditățile la încovoiere sunt aceleași în toate direcțiile ($I_x = I_y$), ca în cazul secțiunii circulare.

Se constată că pentru $M_t = 0$, rezultă valoarea particulară

$$F_0 = \frac{\pi \cdot B^2}{l^2} = \frac{\pi^2 E \cdot I}{l^2} \quad (2.61)$$

adică chiar relația lui Euler, iar pentru $F = 0$, se obține valoarea particulară

$$M_0 = \frac{2\pi B}{l} = \frac{\pi^2 E \cdot I}{l} \quad (2.62)$$

considerată valoarea critică a momentului de torsiune care ar produce pierderea stabilității.

Folosind valorile critice F_0 și M_0 , relația 2.60 capătă forma

$$\left(\frac{M_t}{M_0} \right)^2 + \frac{F}{F_0} = 1 \quad (2.63)$$

care este ecuația unei parabole, reprezentată în fig. 2.6.

Considerând $F = 3 / 4 F_0$, adică forța reală de compresiune ar fi $3 / 4$

din sarcina critică determinată cu relația lui Euler, din relația 2.63 rezultă că bara ajunge în starea critică la un moment

$$\left(\frac{M_t}{M_0}\right)^2 + \frac{P}{P_0} = 1 \left(\frac{M_t}{M_0}\right)^2 + \frac{\frac{3}{4}F_0}{P_0} = 1 \quad (2.64)$$

$$M_t = \frac{1}{2}M_0$$

unde M_0 se determină cu relația 2.62.

Încărcările

$$F = \frac{3}{4}F_0 \text{ și } M_t = \frac{1}{2}M_0$$

aplicate simultan, conduc la pierderea stabilității barei prin efectul cumulat al compresiunii și răsucirii.

Notă: Relațiile sunt valabile numai în domeniul elastic, deci numai dacă

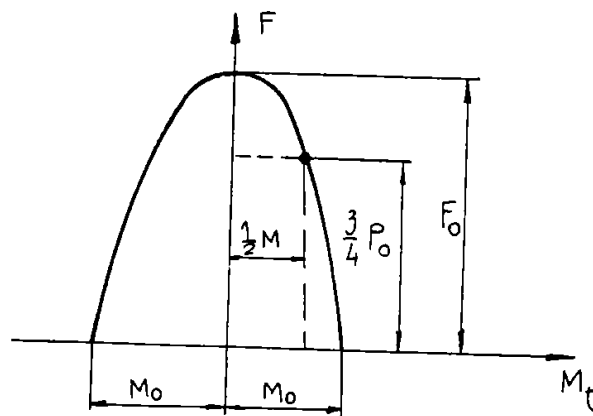
$$\sigma_{ech} = \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{M_t}{W_p}\right)^2} \leq \sigma_{prop} \quad (2.65)$$

Determinând valorile concrete ale momentului de torsiune critic pentru arborele real al schemei din fig. 2.2., se obține aplicând (2.61)

$$M_0 = \frac{2\pi E \cdot I}{l} = \frac{2\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7,792 \cdot 10^8}{34,6 \cdot 10^3} = 2,969 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

în timp ce momentul de torsiune efectiv ce soliciță arborele este $M_t = 286,2 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$, ceea ce înseamnă că momentul de torsiune efectiv este de aproximativ 103 ori mai mic decât valoarea critică.

Concluzia este ca efectul torsiunii asupra stabilității arborilor este neglijabil.



CAPITOLUL 3

**Considerații asupra deformațiilor
liniilor de arbori navale.**

3 Considerații asupra deformațiilor liniilor de arbori navale

3.1 Modul actual de a lua în considerație deformațiile

3.1.1 Prevederi ale normativelor și documentației de proiectare și execuție

Regulile Registrului Naval Român nu stabilesc valori precise ale deformațiilor admisibile ale elementelor componente ale liniilor de arbori și nici vreo cerință specială în acest sens. Ediția 1990 a Regulilor R.N.R. face doar câteva precizări privind alinierea arborilor, aliniere care influențează, într-o anumită măsură, deformațiile.

Se precizează astfel că "alinierea arborilor și amplasarea lagărelor din instalațiile de propulsie trebuie să se realizeze astfel încât reacțiunile în lagăre să fie permanent pozitive și pe cât posibil egale".

De asemenea, se impune ca lagărele de sprijin ale arborelui port - elice să fie astfel dispuse încât reacțiunile să fie pozitive și cu valoare de cel puțin 20% din greutatea arborilor pe lungimea suportată de lagăr.

Se stabilește că alinierea trebuie astfel realizată încât la cuplarea prin flanșe să se excludă apariția unor forțe transversale sau momente încovoietoare care să solicite arborele cotit al mașinii de propulsie sau arborele de ieșire al reductorului (dacă acesta există). În sfârșit, se prevede obligația că "alinierea arborilor trebuie verificată prin măsurători."

Documentația tehnică a navelor proiectate de Institutul de Cercetări și Proiectări Navale (ICEPRONAV) Galați nu conține nici un fel de calcule privind deformațiile liniilor de arbori, indicând numai, în desenele de ansamblu, detalii ale valorilor admisibile ale dezaxării (abatere radială) și a înclinării relative (unghiulare) a axelor pentru două tronsoane ("frângere"), măsurată la două flanșe de cuplare, ca în fig.3.1.a.

Aceste indicații (numite "detalii pentru centrare"), prezintă niște valori maxime admisibile ale unor abateri de poziție la flanșe, exprimate în mm, notate z_s și y_s (pentru poziția "sus") și z_j , y_j (pentru poziția "jos").

În plan orizontal, aceste abateri sunt notate cu z_b , y_b ("babord") și z_t , y_t ("tribord"). Valorile acestor cote sunt de ordinul a câteva zecimi de milimetru până la câțiva milimetri, fără o justificare teoretică aparentă și bazate mai mult pe rezultate practice.

Șantierele navale care construiesc navele își detaliază valorile efective ale cotelor z și y menționate, prin măsurători la montaj, modificând poziția lagărelor prin deplasări în plan orizontal și vertical, astfel ca abaterile să fie în limitele admise. Normele interne ale șantierelelor navale indică să se elimine, prin aceste reglajele poziției lagărelor, mai întâi "frângerile" și apoi dezaxarea radială.

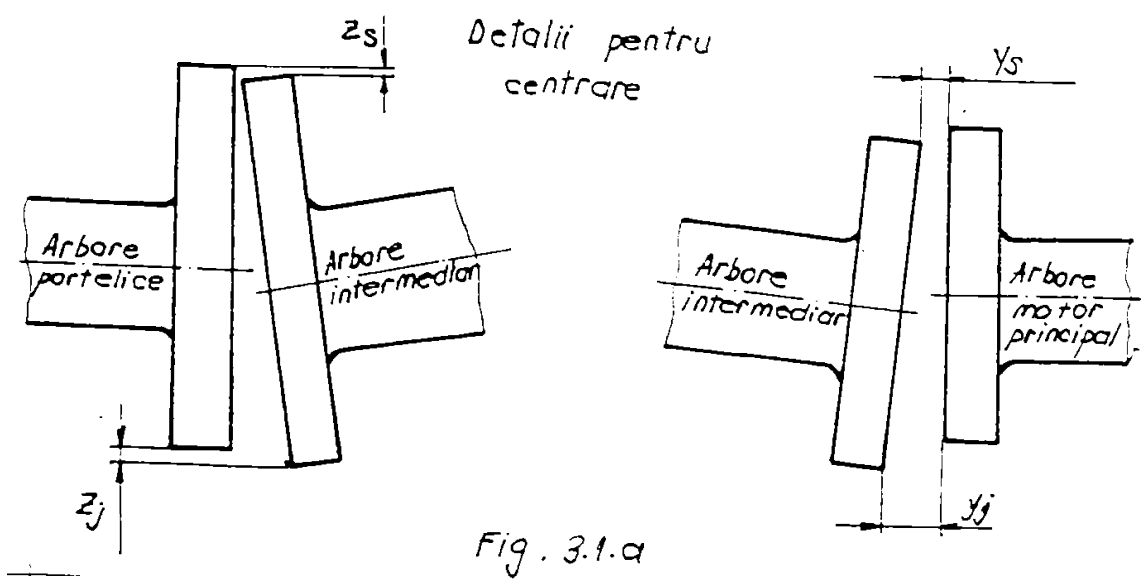


Fig. 3.1.a

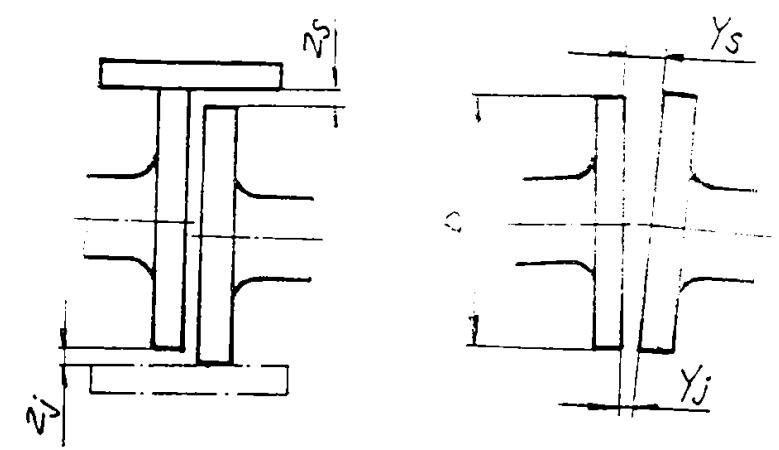


Fig. 3.1.b.

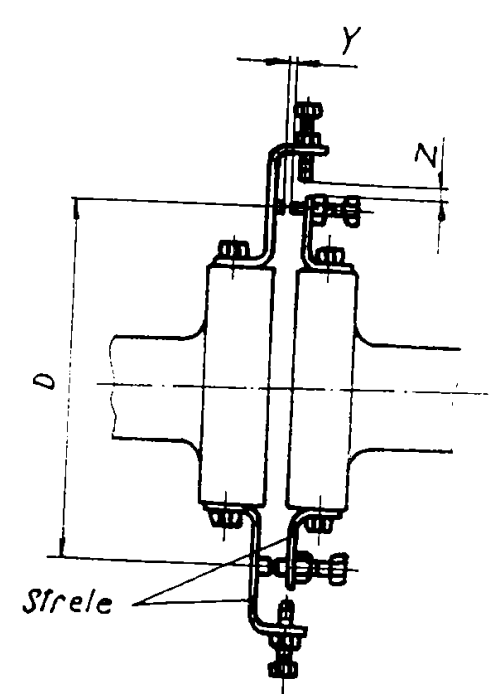


Fig. 3.1.c.

Tab. 3.1

a. Determinarea abaterii radiale

Locul măsurătorii	Distanța dintre strele, mm		Suma distanțelor	Diferența sumelor	Mărimea abaterii radiale, mm
	nr. 1	nr. 2			
Sus	Z_{s1}	Z_{s2}	$Z_s = Z_{s1} + Z_{s2}$	$Z' = Z_s - Z_j$	$Z_v = \frac{Z'}{4}$
Jos	Z_{j1}	Z_{j2}	$Z_j = Z_{j1} + Z_{j2}$		
Tribord	Z_{t1}	Z_{t2}	$Z_t = Z_{t1} + Z_{t2}$		
Babord	Z_{b1}	Z_{b2}	$Z_b = Z_{b1} + Z_{b2}$		

b. Determinarea fringerii

Locul măsurătorii	Distanța dintre strele, mm		Suma distanțelor	Diferența sumelor	Mărimea fringerii mm/m
	nr. 1	nr. 2			
Sus	Y_{s1}	Y_{s2}	$Y_s = Y_{s1} + Y_{s2}$	$Y' = Y_s - Y_j$	$Y_s = \frac{Y'}{20}$
Jos	Y_{j1}	Y_{j2}	$Y_j = Y_{j1} + Y_{j2}$		
Tribord	Y_{t1}	Y_{t2}	$Y_t = Y_{t1} + Y_{t2}$	$Y'' = Y_t - Y_b$	$Y_0 = \frac{Y''}{20}$
Babord	Y_{b1}	Y_{b2}	$Y_b = Y_{b1} + Y_{b2}$		

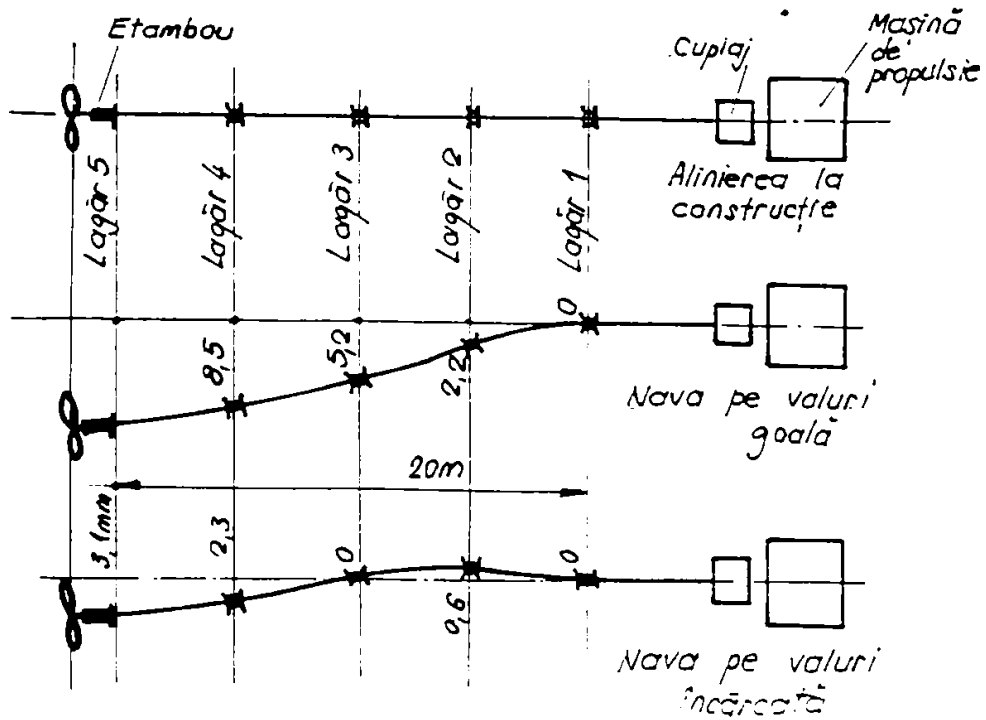


Fig. 3.1.d

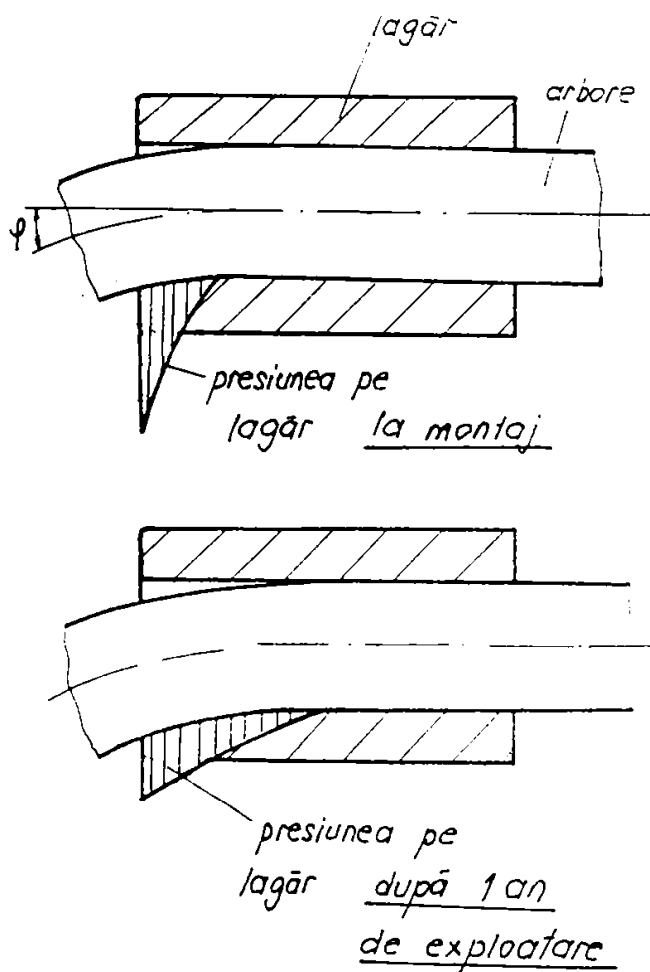


Fig. 3.1.e.

Modul de determinare a acestor abateri este indicat în fig.3.1.b (metoda "cu rigla și sonda") și 3.1.c (metoda "cu două perechi de strele").

Pentru cea de a doua metodă, specificăm că "strelele" sunt de fapt niște șuruburi micrometrice montate pe niște suporturi ce permit fixarea pe flanșele a două tronsoane de arbore adiacente. Ele permit citirea cotelor z și y în diferite poziții prin rotirea cu 90° a arborilor. Rezultatele măsurătorilor finale (care atestă corectitudinea montajului) sunt prezentate tabelar, după modelul din tab.3.1.

3.1.2 Alinierea liniilor de arbori

În capitolul 1 s-a prezentat una din metodele de "vizare a liniei de axe", având ca scop trasarea (și materializarea) axei geometrice a liniei de arbori urmând ca alte metode să se urmărească cu ocazia studiului experimental.

Rezultă din însăși această metodă că la construcția navei sau după reparații (când se face această operație), lagărele liniei de arbori se "aliniază" ca și cum acest ansamblu ar funcționa în mod ideal, fără deformații ale axei geometrice drepte (așa cum este presupusă la montaj).

În realitate, arborii se deformează din cauza greutatei proprii și a sarcinilor transversale (în special greutatea elicei și flanșelor de cuplare), iar aceste deformații de încovoiere (săgeți și rotiri) se combină cu erorile de aliniere analizate mai sus.

Aceasta înseamnă că săgețile și rotirile (ce pot fi calculate prin metodele clasice ale Rezistenței materialelor) sunt niște mărimi determinate în ipoteza că reazemele (lagărele) sunt perfect aliniate, calculul făcându-se pentru o bară continuă fără tasări de reazeme.

Teoretic este posibil să se ia în considerare aceste denivelări ale reazemelor, utilizând de exemplu ecuația celor trei momente (Clapeyron) în forma generală ce ține seama de aceste denivelări:

$$M_{n-1} \cdot l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1} \cdot l_{n+1} + 6A_n + 6EI_z \left(\frac{f_{n-1} - f_n}{l_n} + \frac{f_{n+1} - f_n}{l_{n+1}} \right) = 0 \quad (3.1)$$

în care M_{n-1}, M_n, M_{n+1} sunt momentele pe trei reazeme consecutive, l_n și l_{n+1} sunt lungimile porțiunilor de bară corespunzătoare; f_{n-1}, f_n, f_{n+1} sunt denivelările în cele trei reazeme, iar:

$$A_n = \frac{S_{n-1}}{l_n} + \frac{S_{n+1}}{l_{n+1}} \quad (3.2)$$

unde S_{n-1}, S_{n+1} sunt momentele statice ale diagramelor de momente de pe cele două tronsoane, (determinate ca și cum acestea ar fi independente) în raport cu reazemele $n-1, n+1$. În practică, acest mod de lucru este inoperant, deoarece nu sunt cunoscute denivelările reazemelor și nici valorile lor admisibile.

Pe de altă parte, după alinierea făcută la construcția navei, continuă montarea altor mecanisme și instalații, iar după lansarea la apă sistemul de forțe ce acționează asupra navei este cu totul altul, ceea ce face ca linia de arbori să

nu mai fie riguros dreaptă. Cu atât mai mult când nava este încărcată și când navigă pe valuri, deformațiile corpului navei crește, făcând ca forma reală a liniei de arbori să se modifice considerabil.

La prima vedere este greu de imaginat că un arbore cu diametrul de 500 mm se poate deforma apreciabil, iar un calcul aproximativ și acoperitor arată că, într-adevăr, săgețile ce corespund unui asemenea arbore, așezat numai pe două reazeme (nu pe mai multe, cum este în realitate), sunt mici, iar influențele dezalinierei sunt greu de estimat.

Literatura noastră de specialitate nu prezintă date obținute prin măsurări reale, dar din lucrări străine rezultă că, la o navă cu puterea de 36000 C.P., având o lungime a liniei de arbori de aproximativ 68 m, cu distanța între două reazeme consecutive de 14,6 m, săgeata corespunzătoare este de 9,9 mm.

Tot din lucrări străine sunt prezentate, în fig. 3.1.d, formele liniei de arbori pentru trei situații ale navei: la construcția navei, nava goală pe apă și nava încărcată. Se pot observa valori foarte mari ale deformațiilor, în special la nava goală pe apă, deformații mult mai mari decât cele ce ar rezulta din calculul teoretic.

3.1.3 Importanța cunoașterii deformațiilor

Arborii liniilor axiale au suprafața liberă fără piese montate pe ei - deci din punctul de vedere strict funcțional mărimea săgeților maxime nu ar prezenta importanță deosebită. Oricât de mare ar fi săgeata, arborele are suficient spațiu liber și nu "atinge" alte piese.

Cunoașterea săgeților este însă necesară, deoarece de valoarea săgeților statice depinde pulsația proprie a arborelui și deci turația critică. Analiza vibrațiilor se va face în cap 4 ocazie cu care se va urmări importanța cunoașterii mărimilor săgeților statice.

Din punct de vedere funcțional, mai importante sunt rotirile în secțiunile din reazeme. Aceste rotiri influențează în mod direct funcționarea lagărelor cu alunecare, în special a lagărului cel mai apropiat de elice (lagărul pupa din tubul etambou) - care are o lungime foarte mare. Această curbura de încovoiere a arborelui (ca în fig. 3.1.e) produce o uzură foarte puternică a lagărului în prima perioadă după montaj, din cauza unei presiuni foarte mari exercitată pe porțiunea de la extremitatea lagărului. După o perioadă de exploatare, uzura lagărului conduce la o uniformizare a presiunii, iar lagărul se "adaptează" la forma curbă a arborelui, funcționarea ansamblului devenind mai bună.

Acest fapt conduce la ideea - neutilizată în practică decât de curând - a unei centrări a lagărelor care să nu mai respecte principiul alinierei la montaj.

Ideea este ca, montând intenționat lagărele nealiniat, prin denivelări precalculate să se asigure egalizarea reacțiilor, iar prin înclinări ale lagărelor,

axa acestora să urmărească, pe cât posibil, axa deformată a liniei de arbori. Problema va fi studiată separat, în cap. 5.

O astfel de "centrare curbă" a liniei de arbori este menționată în lucrări străine, dar nestudiată la noi în țară, cu excepția unor lucrări unde se studiază de fapt uzura lagărelor și influența posibilă asupra uzurii a acestei "centrări optime".

3.2 Aplicarea metodei parametrilor în origine pentru determinarea săgeților și rotirilor și la ridicarea nedeterminării liniilor de arbori navale

3.2.1 Adaptarea metodei parametrilor în origine pentru calculul săgeților și rotirilor la liniile de arbori

a) Elemente teoretice de bază:

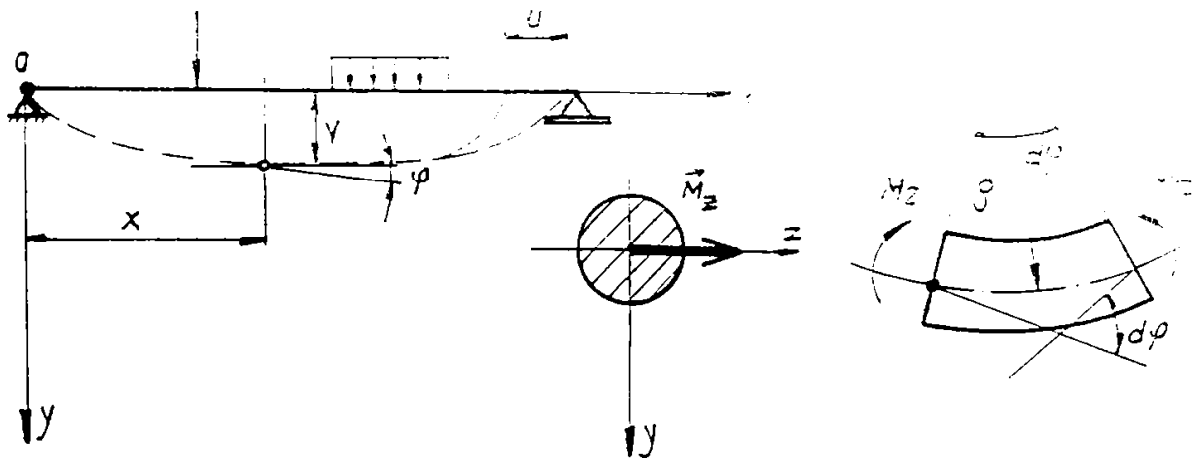


Fig. 3.2

Considerând bara din fig. 3.2., supusă la o încovoiere în planul xOy și notând cu ρ raza de curbură a fibrei medii deformată, mărimea acesteia este determinabilă prin relația (simplificată):

$$\frac{1}{\rho} = - \frac{M_z}{E \cdot I_z} = \frac{d\phi}{dx} \quad (3.3)$$

în care semnul (-) ia în considerare faptul că, dacă adoptăm convenția ca rotirile pozitive să fie în sens orar, la momente pozitive $d\phi$ ar fi negativ. Se neglijează deplasările "u" pe direcția axei x, iar considerând că deformațiile sunt mici și se poate face aproximația $\text{tg } \phi = \rho$ se obține :

$$\phi = \frac{dv}{dx} \quad (3.4)$$

care conduce la ecuația de ordinul II a fibrei medii deformată :

$$\frac{d^2v}{dx^2} = - \frac{M}{EI} \quad (3.5)$$

în care s-a renunțat la indicele "z" pentru simplificarea scrierii.

Studiul deformațiilor de încovoiere se efectuează rezolvând această ecuație diferențială prin diferite metode.

Se va utiliza metoda parametrilor în origine (Macaulay), care introduce două constante de integrare, care se pot determina pe baza condițiilor la limită.

b) Ecuațiile generate ale săgeților și rotirilor în metoda parametrilor în origine fig. 3.3

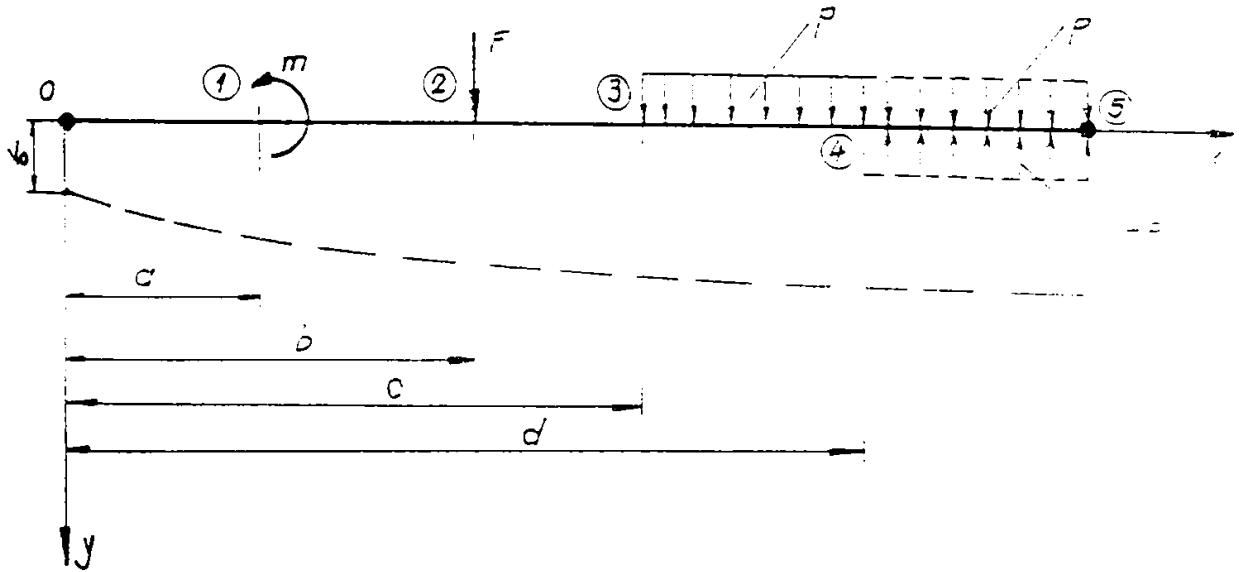


Fig. 3.3

Se consideră bara din fig. 3.3, pentru care nu se precizează modul de rezemare, încărcată cu momente concentrate (m), sarcini concentrate (F) și sarcini uniform distribuite (p). După secțiunea (4), unde sarcina uniform distribuită se termină, se consideră că ea ar continua până la capătul barei și se aplică în plus o sarcină egală și de sens contrar cu ea ($-p$) pe restul intervalului. Se notează cu a , b , c , d distanțele de la origine la punctele caracteristice, unde funcția momentului încovoietor se schimbă.

Se scriu ecuațiile momentelor încovoietoare pe intervale:

$$M_{01} = 0$$

$$M_{12} = -m(x - a)^0$$

$$M_{23} = -m(x - a)^0 - F(x - b)$$

$$M_{34} = -m(x - a)^0 - F(x - b) - p \frac{(x - c)^2}{2}$$

$$M_{45} = -m(x - a)^0 - F(x - b) - p \frac{(x - c)^2}{2} + p \frac{(x - d)^2}{2}$$

În scrierea acestor ecuații se observă că:

- momentul (cuplul) concentrat m s-a înmulțit cu brațul $(x - a) = 1$, pentru a păstra o simetrie a ecuațiilor.
- pe fiecare interval, ecuația de momente este cea de pe intervalul precedent, plus un nou termen.

Se integrează ecuațiile M_{ij} de două ori, ținând seama că

$$EIv'' = EI \frac{d^2v}{dx^2} = -M$$

și scriind binoamele din ecuația momentelor sub forma:

$$\begin{aligned} \int (x - a)^0 dx &= x - a \\ \int (x - b) dx &= \frac{(x - b)^2}{2} \end{aligned} \quad (3.8)$$

După prima integrare se obțin ecuațiile rotirilor:

$$\begin{aligned} EI\varphi_{01} &= EIv_{01}' = C_1 \\ EI \cdot \varphi_{12} &= EIv_{12}' = C_2 + m(x - a) \\ EI \cdot \varphi_{23} &= EIv_{23}' = C_3 + m(x - a) + F \cdot \frac{(x - b)^2}{2} \quad (3.9) \\ EI \cdot \varphi_{34} &= EIv_{34}' = C_4 + m(x - a) + F \cdot \frac{(x - b)^2}{2} + p \cdot \frac{(x - c)^3}{6} \\ EI \cdot \varphi_{45} &= EIv_{45}' = C_5 + m(x - a) + F \cdot \frac{(x - b)^2}{2} + p \cdot \frac{(x - c)^3}{6} - p \cdot \frac{(x - d)^3}{6} \end{aligned}$$

După a doua integrare se obțin ecuațiile săgeților:

$$\begin{aligned} EIv_{01} &= C_1 \cdot x + D_1 \\ EIv_{23} &= C_3 \cdot x + D_3 + m \frac{(x - a)^2}{2} + F \cdot \frac{(x - b)^3}{6} \quad (3.10) \\ EIv_{34} &= C_4 \cdot x + D_4 + m \frac{(x - a)^2}{2} + F \cdot \frac{(x - b)^3}{6} + p \cdot \frac{(x - c)^4}{24} \\ EIv_{45} &= C_5 \cdot x + D_5 + m \frac{(x - a)^2}{2} + F \cdot \frac{(x - b)^3}{6} + p \cdot \frac{(x - c)^4}{24} - p \cdot \frac{(x - d)^4}{24} \end{aligned}$$

Constantele de integrare din ecuațiile (3.9) și (3.10) se determină din condițiile la limită și din condițiile de continuitate în diferite secțiuni, astfel:

- în încastrare în reazemul simplu și în articulație, săgeata este nulă;
- în încastrare, săgeata și rotirea sunt nule;
- în punctul de trecere de la un interval la altul, săgeata și rotirea au aceeași valoare, pe ambele intervale.

Din prima ecuație (3.9), considerând unghiul de rotire în origine φ_0 (la $x = 0$), se obține $EI\varphi_0 = C_1$

Din primele două ecuații (3.9), considerând în secțiunea (1), la $x = a$ condiția de continuitate, rezultă $C_2 = C_1$

Procedând în mod analog cu toate ecuațiile (3.9) rezultă în final $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5$. În mod analog, prima ecuație (3.10), aplicată în origine, la $x = 0$, unde săgeata este v_0 , dă $EI \cdot v_0 = D_1$, iar prin aplicarea condiției de continuitate la celelalte ecuații (3.10) rezultă $D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D_5$

Concentrând, ecuațiile deplasărilor se pot scrie:

$$EI\varphi = EI\varphi_0 \Big|_{01} + m(x-a) \Big|_{12} + F \frac{(x-b)^2}{2} \Big|_{23} + p \frac{(x-c)^3}{6} \Big|_{34} - p \frac{(x-d)^3}{6} \Big|_{45} \quad (3.11)$$

$$EI \cdot v = EIv_0 + EI\varphi_0 \cdot x \Big|_{01} + m \frac{(x-a)^2}{2} \Big|_{12} + F \frac{(x-b)^3}{6} \Big|_{23} + p \frac{(x-c)^4}{24} \Big|_{34} - p \frac{(x-d)^4}{24} \Big|_{45} \quad (3.12)$$

Notăția I_{ij} arată că ecuația deformației pe intervalul ij este dată de toți termenii care se află în stânga acestui semn. În ecuațiile (3.11) și (3.12) se constată că apar cu semnul + (plus) toți termenii care în secțiunea "x" dau moment încovoitor negativ și cu minus ceilalți.

c) Calculul deplasărilor la bare cu secțiunea în trepte (metoda grinzii echivalente)

Se consideră un tronson de bară $i-j'$ (fig.3.4.a) cu moment de inerție I_j și lungime l_j și un alt tronson de aceeași lungime, dar cu moment de inerție I (fig.3.4,b). Deplasările pentru cele două tronsoane sunt aceleași dacă tronsonul $i-j'$ este încărcat cu forțele

$$F = \alpha \cdot F, \quad R_i = \alpha \cdot R_i; \quad R_j = \alpha \cdot R_j; \quad \text{unde } \alpha = \frac{I_0}{I_j} \quad (3.13)$$

Luând în considerare o bară cu tronsoane în trepte (ca în fig.3.4,c), având momentele de inerție I_1, I_2, I_3 și descompunând-o în tronsoanele componente ca în fig.3.4.d prin introducerea forțelor de legătură în punctele C și D, bara în trepte se poate înlocui cu o grindă echivalentă, având momentul de inerție I_0 , încărcată ca în fig. 3.4.e, la care :

$$\alpha_1 = \frac{I_0}{I_1}; \quad \alpha_2 = \frac{I_0}{I_2}; \quad \alpha_3 = \frac{I_0}{I_3} \quad (3.14)$$

$$R'_A = \alpha_1 \cdot R_A; \quad F'_A = \alpha_2 \cdot F; \quad R'_B = \alpha_3 \cdot R_B; \quad (3.15)$$

$$F'_C = (\alpha_2 - \alpha_1) \cdot T_C; \quad M'_C = (\alpha_2 - \alpha_1) \cdot M_C; \quad (3.16)$$

$$F'_D = (\alpha_3 - \alpha_2) \cdot T_D; \quad M'_D = (\alpha_3 - \alpha_2) \cdot M_D; \quad (3.17)$$

Pe această grindă convențională (echivalentă), cu încărcăturile din fig.3.4.e, se aplică apoi metoda parametrilor în origine, ca și la grinda cu moment de inerție constant, rezultând săgețile și rotirile reale.

3.2.2 Aplicarea metodei parametrilor în origine la ridicarea nedeterminării și calculul deformațiilor liniilor de arbori navale.

Principiul metodei constă în adăugarea, la ecuațiile de echilibru obișnuite, a unei serii de relații.

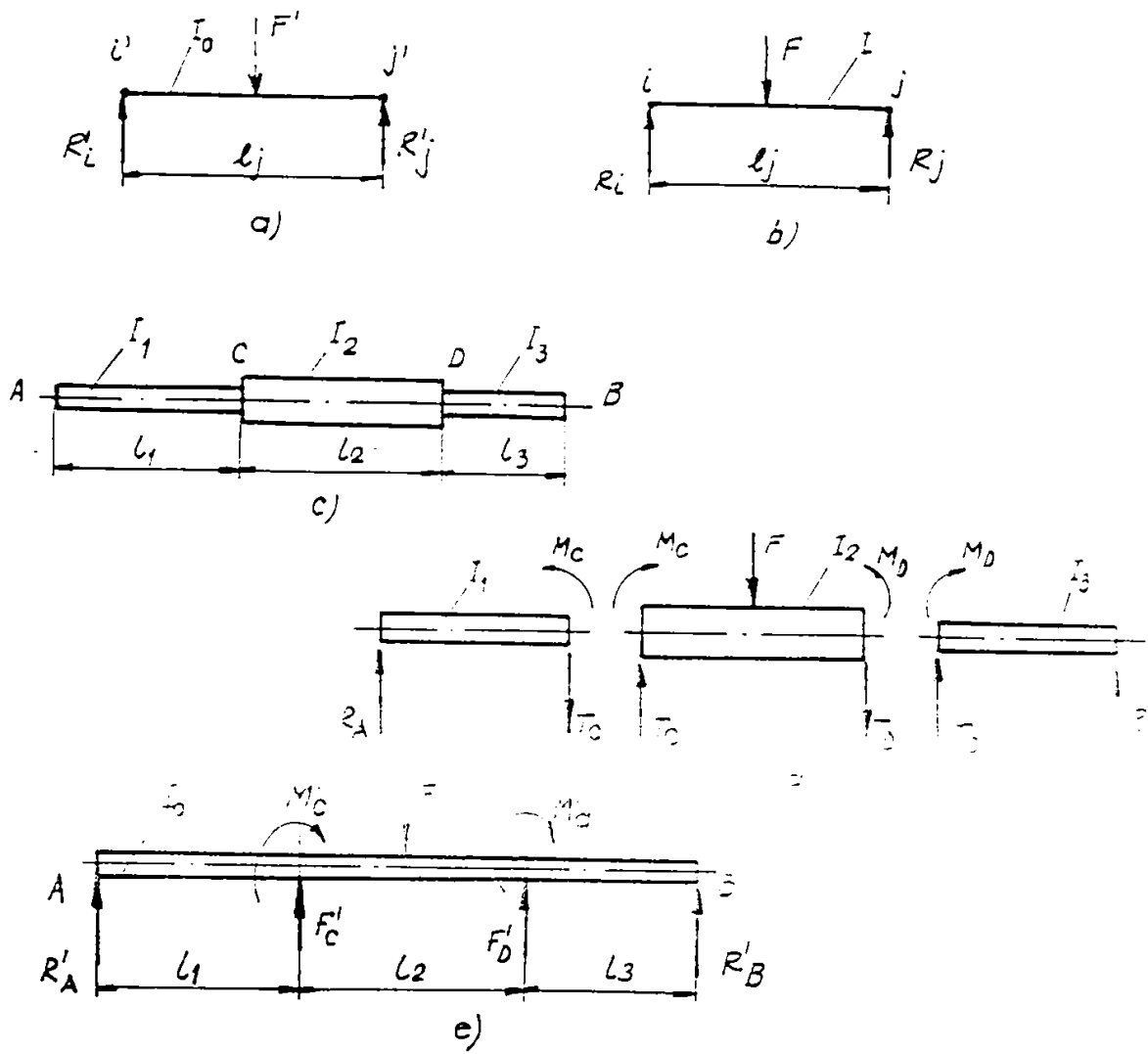


Fig. 3.4.

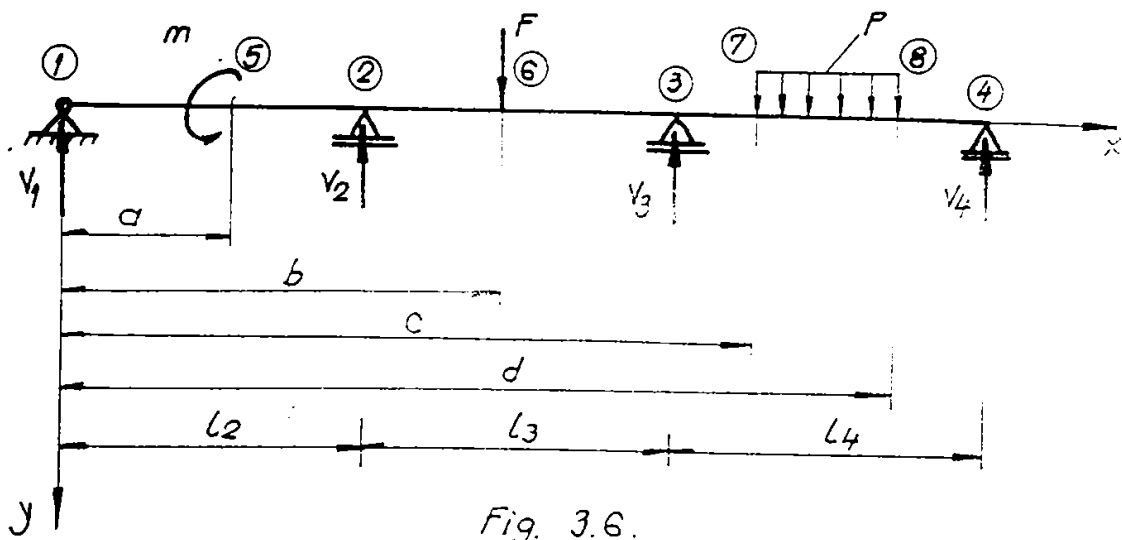


Fig. 3.6.

Privind săgețile pe reazeme, scrise prin metoda parametrilor în origine. Pentru bara continuă pe reazeme multiple din fig.3.6 încărcată cu forțe și cupluri concentrate, la care s-au păstrat notațiile din fig.3.3 pentru pozițiile încărcărilor, se iau drept necunoscute reacțiunile din reazeme V_1, V_2, V_3, V_4 .

Ecuatiile de echilibru (pentru bara ca solid rigid) permit determinarea a două necunoscute:

- o ecuație de proiecții pe direcția axei y
- o ecuație de momente față de un punct oarecare

Se scrie apoi ecuația generală a săgeților prin metoda parametrilor în origine, având $v_1=0$ și φ_1 necunoscut. Dacă această ecuație se aplică pe rând pentru reazemele 2, 3, 4 și se ține seama că $v_1=v_2=v_3=v_4=0$, rezultă încă trei ecuații care, adăugate la cele două ecuații de echilibru inițiale, permit determinarea mărimilor necunoscute $\varphi_1, v_1, v_2, v_3, v_4$. După determinarea reacțiunilor, cu ecuațiile generale ale metodei parametrilor în origine, pot fi determinate săgețile și rotirile și în alte puncte. Pentru cazul din fig. 3.6. ecuațiile de echilibru sunt:

$$v_1 + v_2 + v_3 + v_4 - F - p(d - c) = 0 \quad (3.17)$$

$$m + v_2 \cdot l_2 - F \cdot b + v_3(l_2 + l_3) - p(l_2 + l_3) - p(d - c) \cdot \frac{c+d}{2} - v_4(l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

Forma generală a ecuației săgeților este:

$$EIv = EI(\varphi \cdot v - v_1 \frac{x^3}{6} \Big|_{15} + m \frac{(x-a)^2}{2} \Big|_{52} - v_2 \frac{(x-l_2)^3}{6} \Big|_{26} + \frac{F(x-b)^3}{6} \Big|_{63} - v_3 \frac{(x-l_2-l_3)^3}{6} \Big|_{37} + \frac{p(x-c)^4}{24} \Big|_{78} - \frac{p(x-d)^4}{24} \Big|_{84}) \quad (3.18)$$

Aplicând această ecuație, pe rând, pentru $v_1=v_2=v_3=0$ se obțin trei ecuații care împreună cu ecuația (3.17) formează un sistem de 5 ecuații cu 5 necunoscute ($\varphi_1, v_1, v_2, v_3, v_4$) care se rezolvă obișnuit.

3.2.3 Program de calcul pentru aplicarea metodei parametrilor în origine la ridicarea nedeterminării și calculul deformațiilor la liniile de arbori navale

a) Principii generale

Caz 1.

Se pornește de la cazul când bara are numai reazeme simple, ca în fig.3.8.a, numărul de reazeme fiind notate ($o; n-1$). Considerând reacțiunile din reazeme ca necunoscute și existând dată ecuații de echilibru, rezultă că problema este de $n-2$ ori static nedeterminată. Folosind metoda parametrilor în origine, se include încă o necunoscută (rotirea în origine φ_0), dar prin scrierea a $n-1$ ecuații ale săgeții (punând condiția ca săgeata să fie zero în dreptul a $n-1$

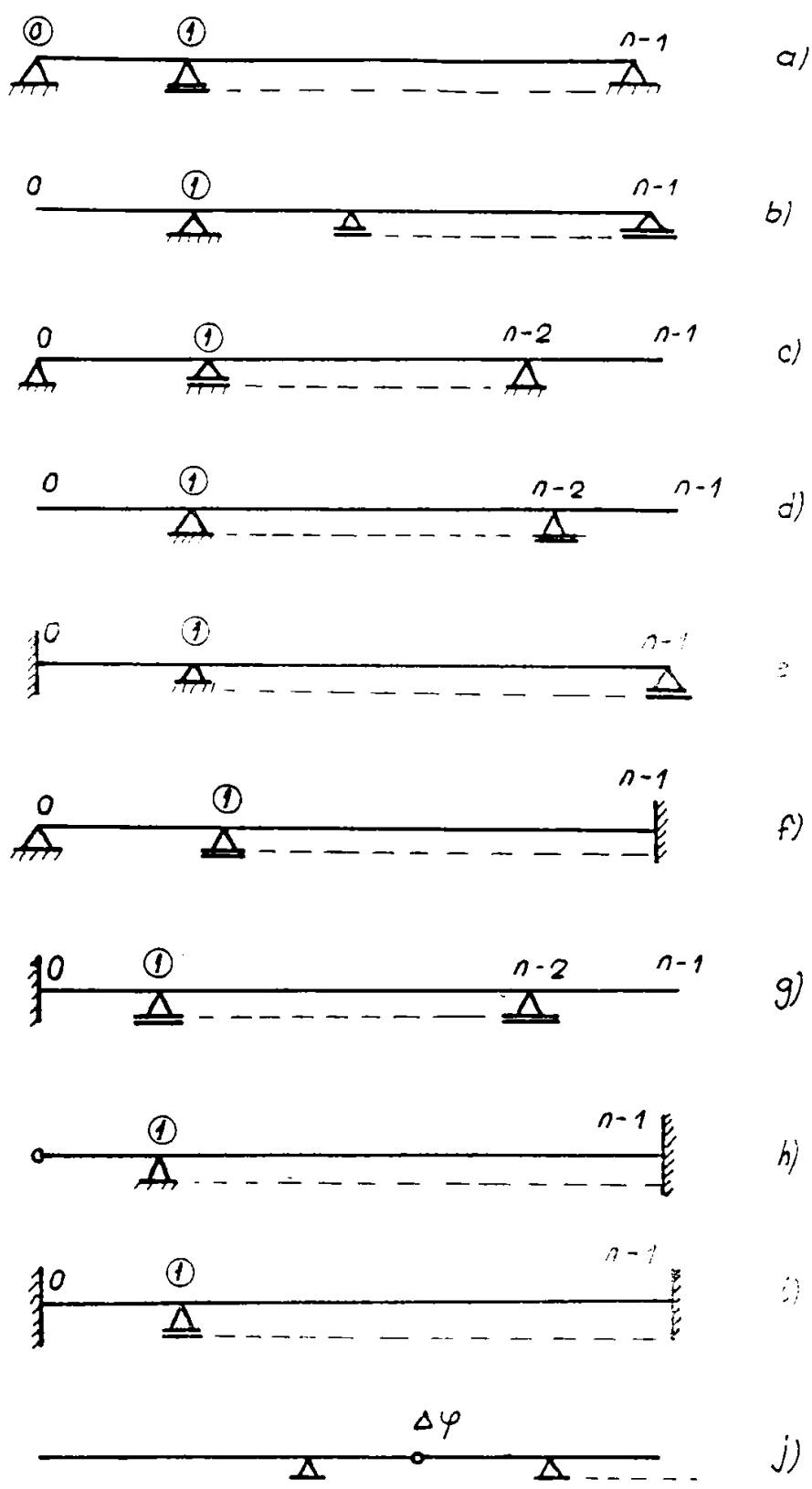


Fig. 3.8.

reazeme - cu excepția celui din origine), se obține un sistem compatibil determinat.

Caz 2.

Bară pe mai multe reazeme simple, cu o consolă:

a) Consola este în origine - fig. 3.8.b

În acest caz, avem ca necunoscută, în plus față de cazul precedent, săgeata în origine, dar numărul de reacțiuni este mai mic cu unul, deci sistemul este determinat.

b) Consola nu este în origine - fig.3.8.c

În acest caz numărul de necunoscute este mai mic cu unul față de Caz 1, dar și numărul de ecuații este mai mic cu unu, deci sistemul este determinat.

Caz 3.

Bară pe mai multe reazeme simple, cu console la ambele capete - fig.-3.8.d

În acest caz numărul de necunoscute și ecuații scade cu 2 față de cazul 2.a și deci sistemul este determinat.

Caz 4.

Bară cu o încastrare și mai multe reazeme simple

a) Încastrarea este în origine fig.3.8.e

Față de cazul 1, crește numărul de necunoscute cu unu (momentul în încastrare), dar crește și numărul de ecuații cu una (ecuația rotirii pe primul interval, cu condiția ca rotirea din încastrare să fie nulă) deci sistemul este determinat.

b) Încastrarea nu este în origine - fig. 3.8.f

Avem același număr de ecuații și necunoscute ca în cazul precedent, cu diferența că ecuația rotirii se scrie pentru ultimul interval.

Caz 5

Bară cu o încastrare, mai multe reazeme simple și o consolă

a) Încastrarea este în origine - fig.3.8.g

Față de cazul 2b, crește numărul de necunoscute cu una, iar numărul de ecuații cu una, deci sistemul este determinat.

b) Încastrarea nu este în origine, fig.3.8.h

Față de cazul 2a, crește numărul de necunoscute și ecuații cu una, deci sistemul este determinat.

Caz 6.

Bara este încastrată la ambele capete - fig. 3.8.i

Față de cazul 1, crește numărul de necunoscute și ecuații cu doi, deci sistemul este determinat.

Caz 7

Bară cu articulație intermediară - fig.3.8.j

Articulația intermediară introduce ca necunoscută saltul de pantă $\Delta\varphi$. Deci, funcție de configurația barei, numărul de necunoscute va crește cu una

față de cazurile 4, 5 sau 6. Numărul de ecuații va crește cu unul, scriind două ecuații de momente pe fiecare din porțiunile de bară rezultate prin desfacerea articulației, deci sistemul este determinat.

b) Câteva comentarii asupra programului de calcul

1. Introducerea datelor:

- Toate datele problemei se introduc în newtoni [N] și milimetrii [mm].
- Ordinea datelor:
 - Momentul de inerție axial I_z (dacă este dat). Dacă nu este dat se introduc diametrele iar programul calculează momentul de inerție axial.
 - Numărul de reazeme sau articulații și încastrări.
 - Lungimea totală a barei.
 - Modulul de elasticitate longitudinal E [N/mm²].
 - Numărul de puncte în care trebuie calculate săgețile și rotirile, precum și brațele acestora (distanțele de la origine până la punctele respective) - maxim 11 puncte.
 - Sarcinile de la stânga la dreapta se consideră pozitive când acționează în jos. Pentru sarcina uniform distribuită se marchează începutul și sfârșitul prin două valori q_a și q_b .
 - Se răspunde cu DA sau NU dacă într-o secțiune există reazem sau încastrare.

2. Rezolvarea problemei are la bază calcularea (prin metoda matricială) a termenilor ce intră în ecuația parametrilor în origine:

$$(m - a); \frac{F(x - b)^2}{2}; \frac{p(x - c)^3}{6}; \frac{p(x - d)^4}{6};$$

$$\frac{m(x - a)^2}{2}; \frac{F(x - b)^3}{6}; \frac{p(x - c)^4}{24}; \frac{p(x - d)^4}{24}$$

Sistemul de ecuații ce rezultă este rezolvat după metoda Gauss.

3. Afișarea necunoscutelor este realizată automat.

3.3 Alte aspecte ale deformării liniilor de arbori navale

3.3.1 Aproximarea ordinului de mărime a tensiunilor suplimentare produse de deformații.

Presupunem că bara AB din figura 3.9. se deformează astfel încât devine arcul de cerc AC având raza de curbura ρ , notând cu l lungimea barei și cu f săgeata BC și acceptând ideea că raportul f/ρ este foarte mic, devine evident că raza de curbură corespunzătoare axei deformate este foarte mare.

Din considerente geometrice, acceptând că unghiul α (rotire) este foarte mic și asimilând arcul AC cu coarda sa, se poate scrie în triunghiurile ABC și ABD:

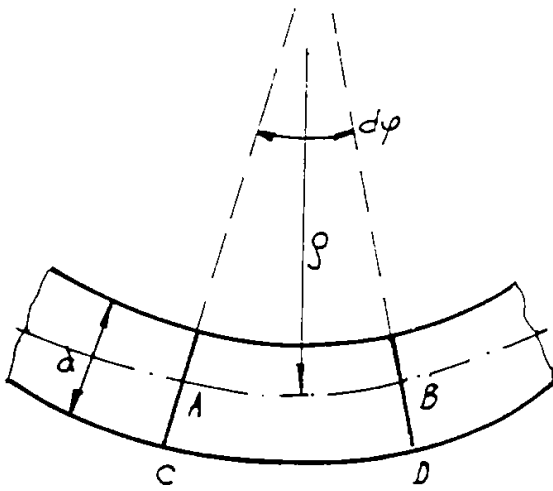


Fig. 3.9

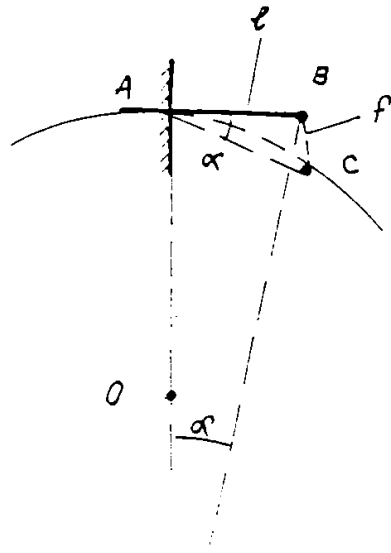


Fig. 3.10

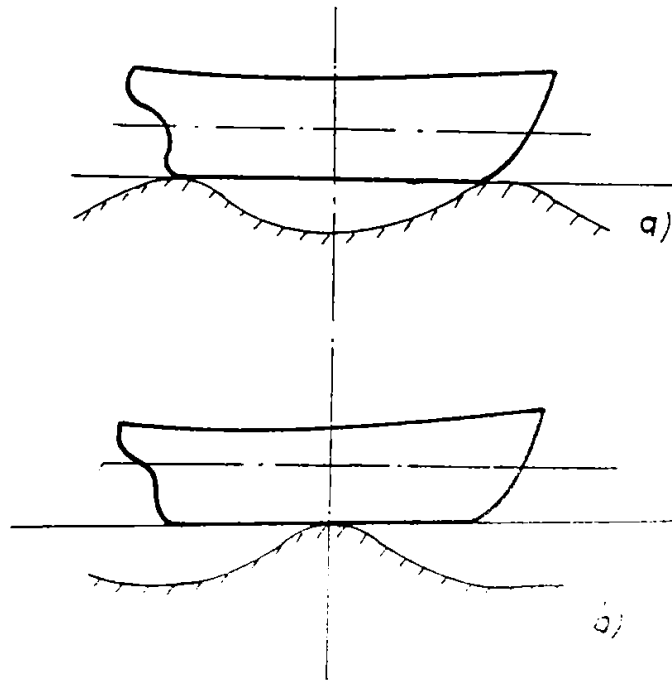


Fig. 3.11

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \frac{f}{l} \approx \frac{1}{2\rho}$$

sau

$$f \approx \frac{l^2}{2\rho} \text{ rezultând: } \rho \approx \frac{l^2}{2f}$$

Determinând practic raza de curbură pentru un arbore a cărui lungime este de 10 m (corespunzând distanței între două reazeme) și presupunând o săgeată (extrem de mare față de valorile reale) de 5 mm, se obține pentru raza de curbură o valoare foarte mare:

$$\rho = 10^4 \text{ m} = 10^7 \text{ mm}$$

Această rază de curbură extrem de mare (10 Km) corespunzătoare unei deformări care în practică nu se realizează niciodată, arată că abaterile de la linia dreaptă a axei deformată sunt totuși extrem de mici. Dacă se determină tensiunea σ din fibra întinsă a barei din fig.3,10., folosind relația ce rezultă din legea lui Hooke (relație utilizată la deducerea formulei lui Navier), se obține:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{CD - AB}{AB} = \frac{(\rho + \frac{d}{2})d\varphi - \rho d\varphi}{\rho d\varphi} = \frac{d}{2\rho}$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{d}{2\rho}$$

Pentru arborele cu lungimea de 10 m, considerând un diametru $d = 500 \text{ mm}$ (care în nici un caz nu produce săgeata presupusă anterior), rezultă o tensiune

$$\sigma = 5 \text{ N / mm}^2$$

Această valoare a tensiunii suplimentare extrem de mică arată că mărimea deformației are o influență total neesențială asupra tensiunilor și că efectul acestor deformații este important doar din punctul de vedere funcțional (influența rotirilor asupra lagărelor și influența săgeților asupra vibrațiilor).

3.3.2 Alte influențe asupra deformațiilor

S-a menționat deja influența stării de încărcare a navei asupra deformațiilor liniei de arbori .

a) Literatura străină menționează importanța modificărilor în exploatarea a liniei deformată atunci când nava este supusă acțiunii mării agitate (nava pe valuri). Cele două situații extreme prezentate în fig.3.11. ("navă pe gol de val" și "navă pe creastă de val" - induc deformații ale corpului navei care nu sunt foarte mari (din cauza momentului de inerție enorm al secțiunii transversale a corpului navei), dar care influențează în mare măsură alinierea lagărelor liniei de arbori, conducând la modificarea reacțiunilor în lagăre și la schimbarea formei axei deformată. Aceste influențe sunt în mică măsură cunoscute și pot fi puse în evidență prin măsurări asupra modificărilor reacțiunilor în lagăre, măsurând (de

exemplu prin tensometric) deformațiile apărute în suportii lagărelor cu alunecare. Se vor prezenta rezultatele unor asemenea măsurări).

b) Se menționează (tot în literatura străină), importanța deformațiilor termice ale corpului navei [vezi cap 5]. Măsurări experimentale au arătat că o variație de temperatură de $10 - 12^{\circ} \text{C}$ poate provoca săgeți echivalând cu 45% din săgețile moment încovoietor de 4500 tone – metru. Această constatare a condus la recomandarea că lucrările de aliniere sau de verificare a formei reale a liniei deformată să se execute noaptea, când variațiile de temperatură sunt mai mici.

Se constată, de asemeni că deformările termice ale corpului navei sunt mai mari în sens lateral (deci în plan orizontal), în special la nave mari și la partea din spate (pupa). Sau constat astfel, experimental, deformații laterale ale părții extreme ale părții din spate atingând 15 mm în fiecare bord, între răsăritul și apusul soarelui.

Concluzia este că alinierea efectuată prin diferite metode se efectuează de obicei noaptea, nu numai din cauză că metodele de vizare optică sunt atunci mai ușor de aplicat, ci și fiindcă influențele deformațiilor termice este atunci mai mică.

CAPITOLUL 4

Studiu asupra vibrațiilor liniilor de arbori navale.

4. Studiu asupra vibrațiilor liniilor de arbori navale

4.1. Prevederile Regulilor Registrului Naval Român (RNR) privind vibrațiile liniilor de arbori

Registrul Naval Român (R.N.R) tratează probleme vibrațiilor liniilor de arbori în Partea A-VII "Instalații de mașini", la capitolul 4. Vibrații torsionale. Este singurul tip de vibrații care este tratat.

Ca indicații generale, se precizează că trebuie efectuate calculele la vibrații pentru toate regimurile de funcționare a instalației de propulsie, posibile în exploatare, în următoarele variante:

1. Cu priză de putere maximă și pentru mers în gol;
2. Cu variantele de funcționare separată și în paralel a motoarelor principale în instalațiile având mai multe motoare ce acționează propulsorul;
3. Cu variantele de cuplare a unor consumatori suplimentari de putere dacă momentele lor de inerție sunt comparabile cu momentul de inerție al unui cilindru;
4. Cu un cilindru scos din funcțiune;
5. Cu elice de rezervă, dacă momentul de inerție al acesteia diferă față de cel al elicei principale cu 10% și mai mult.

Se precizează de asemenea, ce trebuie să cuprindă calculul vibrațiilor torsionale:

1. Date amănunțite ale elementelor sistemului, cum sunt:
 - schema tuturor variantelor posibile de funcționare a sistemului, dimensiunile, momentele de inerție ale maselor, elasticitățile elementelor sistemului, parametrii motorului, propulsorului, cuplajelor elastice, reductoarelor.
2. Tabelele de calcul ale frecvențelor vibrațiilor libere ale modurilor principale care au rezonanțe apreciabile în gama de la 0,8 la 1,2 a turăției de calcul.
3. Valorile de calcul ale amplitudinilor vibrațiilor celei mai mari mase a motorului, pentru toate ordinele și modurile de vibrații ale motorului.
4. Date privind tensiunile de calcul produse de vibrațiile torsionale în secțiunile cele mai slăbite ale arborelui.
5. Dacă există cuplaj elastic, calculul amplitudinilor momentelor elastice sau tensiunilor din elementele acestuia, iar dacă există reductor, calculul amplitudinilor momentelor elastice și compararea lor cu momentul de torsiune mediu.

În partea privind tensiunile admisibile, se indică valoarea tensiunilor admisibile, ce nu trebuie depășită de tensiunile rezultate datorate vibrațiilor torsionale pentru arborii cotiți. Conform R.N.R, aceste tensiuni admisibile se determină cu relația:

$$\tau_1 = \pm \left(45 - 0,4\sqrt{d} - 13 \frac{n}{n_c} \right) \left(\frac{2R_m - 510}{R_m} \right) \quad (4.1)$$

unde

τ_1 - sunt tensiunile admisibile [N/mm²]

d - diametrul arborelui [mm]

n - turația considerată [s⁻¹]

n_c - turația de calcul [s⁻¹]

R_m - rezistența de rupere la tracțiune a materialului [N/mm²]

În cazul când se utilizează un material cu rezistența de rupere mai mare de 780 N/mm² în calcule se va adopta $R_m = 780$ N/mm².

Dacă 510 N/mm² > R_m > 430 N/mm², se va adopta $R_m = 510$ N/mm².

Pentru navele ale căror motoare principale se exploatează timp îndelungat cu momentul maxim de torsiune, la o turație mai mică decât cea de calcul, în toate cazurile se va adopta $n < n_c$.

În zonele de turație $(0,7 \dots 1,05) n_c$ pentru navele având întărituri pentru gheată și $(0,85 \dots 1,05) n_c$ pentru celelalte nave, tensiunile produse de rezonanțe nu trebuie să depășească jumătate din tensiunile admisibile determinate cu formula 4.1.

Tensiunile admisibile pentru zonele de turații interzise la funcționarea de lungă durată, dar prin care se admite o trecere rapidă, nu trebuie să depășească valorile determinate cu formula

$$\tau_2 = 2 \cdot \tau_1 \quad (4.2)$$

Pentru arborii intermediari, de împingere și port elice, tensiunile admisibile datorate vibrațiilor torsionale, la o funcționare de lungă durată, dar prin care se admite o trecere rapidă, nu trebuie să depășească valorile determinate cu formula

$$\tau_1 = \pm \frac{R_m + 160}{18} \cdot c_k \cdot c_d \cdot 1,38 \quad (4.3)$$

Tensiunile admisibile produse de vibrațiile torsionale în zonele de turații mai mici decât cele indicate, nu trebuie să depășească valorile determinate cu formula

$$\tau_1 = \pm \frac{R_m + 160}{18} \cdot c_k \cdot c_d \left[3 - 2 \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 \right] \quad (4.4)$$

c_k este un coeficient cu valori ca în tabelul 4.1.

$c_d = (0,35 + 0,93) \cdot d^{-0,2}$ este factor de scară.

TABEL 4.1Valorile coeficientului c_k

Pentru arbori intermediari		Pentru arbori de împingere	Pentru arbori port elice
Cu flanșe forjate dintr-o bucată sau fără pană	Cu canal de pană	Cu guler de împingere	Cu $K = 1,22$ și $K = 1,26$
1,0	0,75	0,185	0,55

În tabelul 4.1, pentru cazul arborilor port elice, coeficienții K au valorile:

$K = 1,22$ dacă elicea este fixată pe arborele port elice fără pană sau flanșă realizată dintr-o bucată cu arborele;

$K = 1,26$ dacă elicea se montează cu ajutorul penelor.

Tensiunile admisibile pentru zonele de turații interzise la funcționarea de lungă durată, dar prin care se permite o trecere rapidă, nu trebuie să depășească valorile determinate cu formula

$$\tau_2 \pm \frac{1,7\tau_1}{\sqrt{c_k}} \quad (4.5)$$

Se precizează în RNR că rezultatele calculelor pentru vibrațiile torsionale trebuie să fie confirmate prin măsurători. Acestea trebuie efectuate la toate regimurile de funcționare care au fost examinate prin calcule. Frecvențele măsurate ale vibrațiilor libere nu trebuie să difere față de cele de calcul cu mai mult de 5%. În caz contrar, calculul trebuie corectat corespunzător.

Se definesc, de asemenea zonele de turații interzise. Dacă tensiunile efective depășesc tensiunile admisibile la funcționare îndelungată, determinate în baza formulelor (4.1, 4.3, 4.4), dar nu depășesc valorile pentru care se admite trecerea rapidă (rel.4.2 și 4.5), se stabilește o zonă de turații interzise. Nu se admit zone interzise pentru turațiile $n \geq 0,7n_c$ la navele cu întărituri pentru gheață și $n \geq 0,8n_c$ pentru celelalte nave.

Zonele de turații interzise, în care tensiunile din arbori datorate vibrațiilor torsionale depășesc valorile admisibile, se determină luând ca bază turația de rezonanță (n_{rez}) și domeniul de turații în care tensiunile depășesc valorile admisibile, față de care se ia în ambele sensuri $0,03n_{rez}$.

4.2 Vibrațiile de răsucire ale liniilor de arbori în tratarea constructorilor de nave

4.2.1. Cauzele apariției vibrațiilor de torsiune

Arborele cotit al motorului, cu arborele intermediar și arborii port elice constituie linia de arbori a instalației de propulsie a navei. Împreună cu mecanismele biela-manivelă ale motorului și cu masele în mișcare de rotație (volantul, elicea, diferite cuplaje etc.), linia de arbori reprezintă un sistem elastic, la care apar vibrații de răsucire datorită unor cupluri periodice variabile, create de presiunea fluidului în cilindrii mașinii și de forțele de inerție ale maselor în translație. Aceste vibrații pot fi foarte puternice la anumite turații ale arborelui – turații de rezonanță numite și turații critice.

În cazul funcționării îndelungate în zona de rezonanță, vibrațiile de răsucire pot provoca ruperea arborelui cotit sau a unui alt arbore cuplat cu acesta, distrugerea cuplajelor, uzura rapidă a roților etc.

În unele cazuri pot fi periculoase chiar trecerile de scurtă durată prin zonele de rezonanță, dacă vibrațiile în aceste zone sunt puternice.

Vibrațiile de răsucire la care participarea arborelui cotit este importantă pot fi detectate în practică după zgomotul caracteristic al mașinii (murmur) și prin vibrațiile acesteia. Dimpotrivă, vibrațiile de răsucire din zona arborilor cilindrici din afara mașinii se pot produce fără manifestări exterioare detectabile și duc la ruperi accidentale.

Datorită celor arătate, calculul vibrațiilor de răsucire este obligatoriu pentru fiecare instalație antrenată cu motor termic cu piston. Dacă puterea instalației de propulsie depășește 130 kW, calculul de vibrații de răsucire se verifică prin înregistrarea și analiza acestora, înainte de introducerea în exploatare.

4.2.2. Trecerea de la sistemul real la sistemul echivalent

Sistemul elastic real, compus din motor, arbori, cuplaje, elice este un ansamblu complicat de mase și elemente elastice. Pentru a se preta unui studiu teoretic este necesar ca sistemul real să fie înlocuit cu un sistem echivalent din

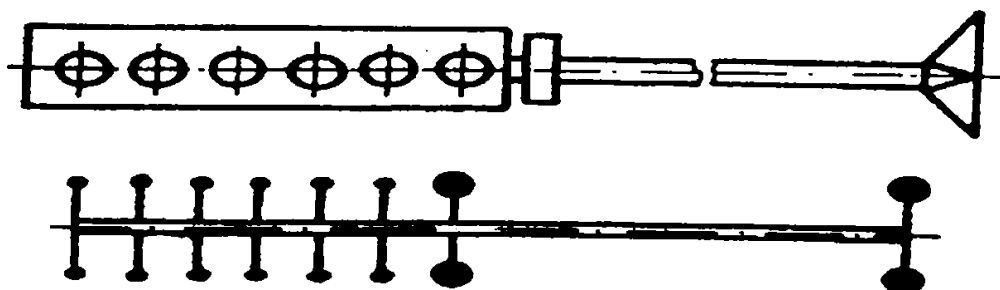


Fig. 4.1

punctul de vedere al comportării dinamice dar mai simplu.

Sistemul echivalent (fig. 4.1.) constă din mai multe mase concentrate, numite rotoari sau discuri, legate între ele prin elemente elastice fără masă. Discurile sunt plasate în centrul fiecărui cot al arborelui cotit, precum și în locul volanților, cuplajelor, elicei.

Calculul momentelor de inerție

a) Momentul de inerție al mecanismului biela-manivela

Masa pieselor în mișcare de translație M_{Σ_t} (pistonul, segmentii, tija, capul de cruce sau axul pistonului și partea M_{bt} din masa bielei) se poate înlocui cu o masă echivalentă M_{tr} , în mișcare de rotație față de axa arborelui cotit, dispusă într-un plan normal pe axa de rotație, la o distanță R față de aceasta. Masa echivalentă trebuie să aibă în orice moment o energie cinetică egală cu cea a maselor înlocuite. Această masă echivalentă are valoarea:

$$M_{tr} = M_{\Sigma_t} (\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t)^2 \quad (4.6)$$

Prin dezvoltare în serie și neglijarea unor termeni, rezultă o valoare medie a masei echivalente:

$$M_{tr} = M_{\Sigma_t} \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) = \frac{M_{\Sigma_t}}{2} \left(1 + \frac{R^2}{4L^2} \right) \quad (4.7)$$

Momentul de inerție mecanic al unui disc echivalent masei M_{tr} și al masei M_{br} este:

$$J'' = (M_{tr} + M_{br})R^2 = M_{br}R^2 + \frac{R^2}{2} M_{\Sigma_t} \left(1 + \frac{R^2}{4L^2} \right) \quad (4.8)$$

Neglijând în relație termenul

$$\frac{R^2}{4L^2} \ll 1$$

rezultă:

$$J'' = \left[\frac{G_{\Sigma_t}}{2g} + \frac{G_b}{g} \left(1 - \frac{L_{br}}{2L} \right) \right] R^2 \quad (4.9)$$

unde:

G_{Σ_t} este greutatea pistonului, tijeii pistonului, capului de cruce;

G_b este greutatea bielei;

L_{br} este distanța de la centrul de masă al bielei la centrul capului bielei;

L este lungimea totală a bielei;

g este accelerația gravitațională;

R este raza manivelei arborelui.

Momentul de inerție al mecanismului bielă-manivelă față de axa arborelui cotit va fi

$$J = J' + J'' = J' + R^2 \left[\frac{G_{\Sigma l}}{2g} + \frac{G_b}{g} \left(1 - \frac{L_{br}}{2L} \right) \right] \quad (4.9')$$

unde J' reprezintă momentul de inerție al unui cot.

O metodă mai practică pentru determinarea momentului de inerție al pieselor cu forme complicate (cum este și elicea), constă în măsurarea perioadei oscilațiilor unui pendul format din corpul studiat.

În acest scop, elicea se suspendă prin trei fire paralele de lungime l , așezate la distanța a de centrul de rotație, ca în figura 4.2. Se imprimă elicei o mișcare de oscilație față de axa de rotație și se măsoară perioada de oscilație T . Pentru a evita erorile, unghiul de oscilație trebuie să fie redus ($\alpha = 5^\circ \dots 7^\circ$), iar pentru determinarea perioadei T este necesar să se măsoare durata a cel puțin 100 oscilații complete.

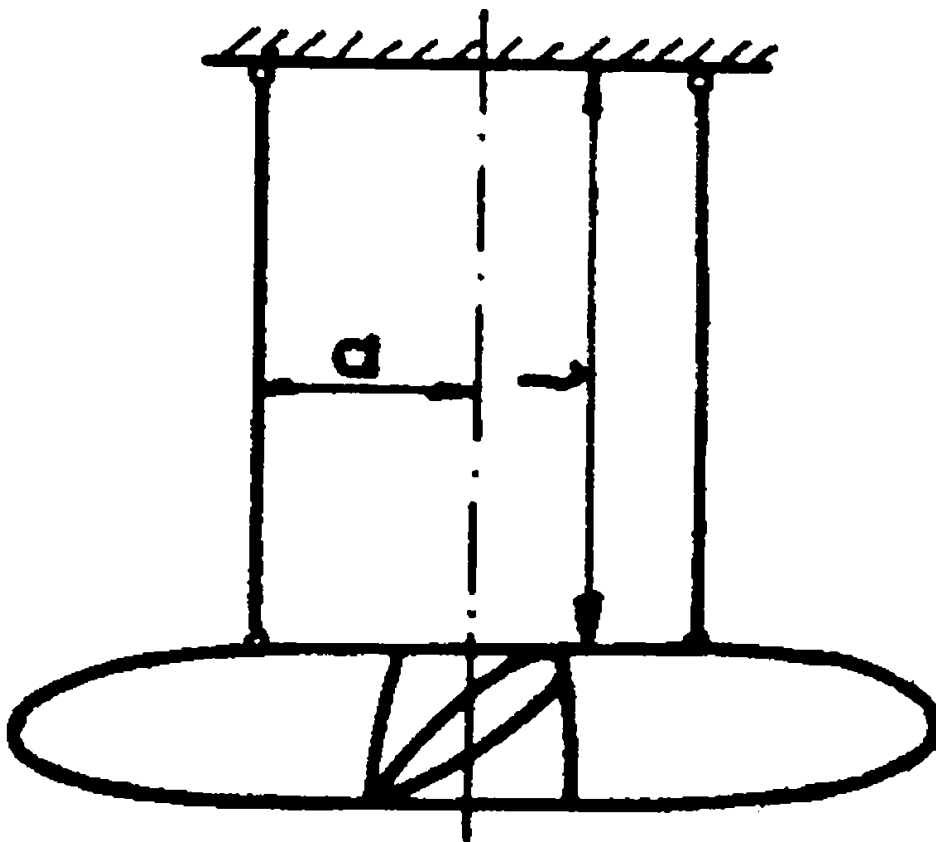


Fig. 4.2

Momentul de inerție al elicei este :

$$J_c = \frac{G}{g} i^2 = \frac{G \cdot T^2 a^2}{4\pi l} \quad (4.10)$$

unde:

G este greutatea elicei;

i este raza de inerție față de axa de rotație.

Determinarea constantelor de rigiditate

Deformația unghiulară a unui arbore cilindric având diametrul d și lungimea l , asupra căruia acționează un moment de răsucire M_r , este

$$\Delta\varphi = \frac{M_r \cdot l}{G \cdot I_p}$$

în care:

G este modulul de elasticitate transversal;

I_p este momentul de inerție polar.

Punând condiția

$$\Delta\varphi = 1$$

rezultă:

$$k = \frac{G \cdot I_p}{l} = \frac{G \cdot \pi \cdot d^4}{32 \cdot l} \quad (4.11)$$

aceasta fiind constanta de rigiditate a arborelui respectiv.

De asemenea, se folosește și constanta elastică "c" dată de relația

$$c = \frac{1}{k} = \frac{32 \cdot l}{\pi \cdot d^4 \cdot G} \quad (4.12)$$

Se numește lungime redusă la diametrul d_0 , lungimea l_0 , a unui arbore care, sub efectul cuplului M_r se răsucește sub același unghi ca și arborele dat:

$$\varphi_0 = \frac{M_r \cdot l_0}{G \cdot I_{p0}} = \frac{M_r \cdot l}{G \cdot I_p}$$

$$l_0 = l_{red} = \frac{l \cdot I_p}{I_{p0}} \quad (4.12')$$

Diversele elemente elastice (arbori inelari, coturi de arbori cotiți, cuplaje) pot fi reduse la arbori cilindrici prin determinarea lungimii lor reduse, pe baza relațiilor teoretice sau experimentale. Cunoscând lungimile reduse se ajunge la un arbore de diametru constant, ale cărui constante de rigiditate, între diferite mase, se determină cu expresia (4.11) sau (4.12).

În continuare se dau relații pentru determinarea constantelor de rigiditate, a elasticității și a lungimii reduse, pentru diferite elemente elastice.

a) Arbore cu secțiune inelară; arbore conic (fig. 4.3)

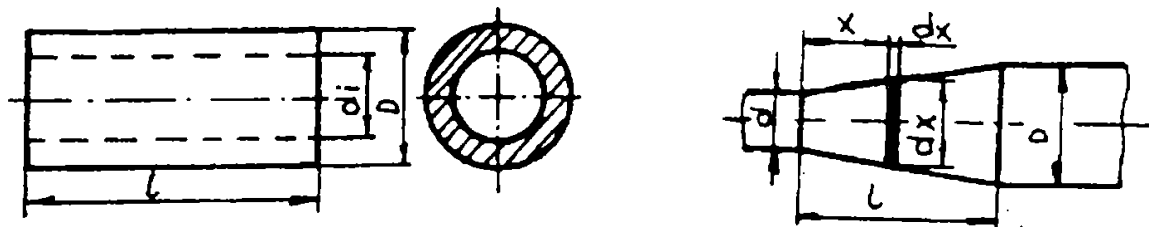


Fig. 4.3

a) Arbore cu secțiune înclără

$$I_p = \frac{\pi(D^4 - d_i^4)}{32} \quad (4.13)$$

$$k = \frac{G \cdot I_p}{l} = \frac{\pi \cdot G (D^4 - d_i^4)}{32l} = \frac{\pi \cdot G \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d_i}{D} \right)^4 \right]}{32l}$$

a₂) Arbore conic – poate fi considerat ca fiind compus dintr-o serie de discuri având lungimea dx și diametrul

$$d_x = d + \frac{1}{l}(D - d)x$$

Elasticitatea fiecărui disc de lungime dx, conform expresiei este

$$d_e = \frac{32}{\pi \cdot G} \left(\frac{dx}{d^3} \right)$$

Pentru întregul con se obține

$$e = \int_0^l d_e = \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \frac{k_1 \cdot l}{d^3}$$

unde coeficientul k_1 are valoarea

$$k_1 = \frac{d}{3D} \left[1 + \frac{d}{D} - \left(\frac{d^2}{D^2} \right) \right] \quad (4.14)$$

b) Arborele slăbit prin canalul de pană (fig. 4.4.a)

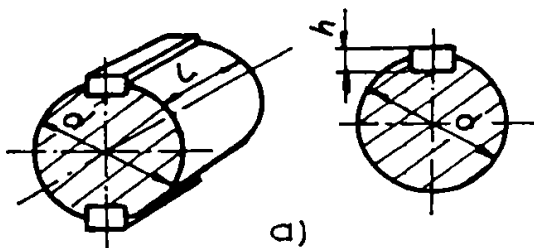


Fig.4.4 a

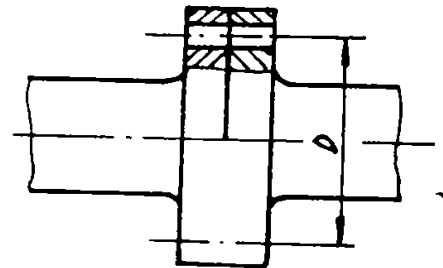


Fig. 4.4 b

Elasticitatea se determină cu formula în care k_1 este

$$k_1 = \left[1 - \frac{4nh}{d} \right]^{-1}$$

în care h este adâncimea canalului de pană, n – coeficient ce depinde de numărul de pene

Pentru o singură pană $n=0,5$

c) Îmbinarea arborelui cu flanșe (fig. 4.4b.)

Se consideră elasticitatea îmbinării egală cu cea a unui arbore cilindric, de lungime egală cu grosimea celor două flanșe și cu diametrul D egal cu al cercurilor pe care sunt așezate șuruburile flanșelor.

- Arborii din oțel cu bucășă din bronz (fig. 4.4.c)

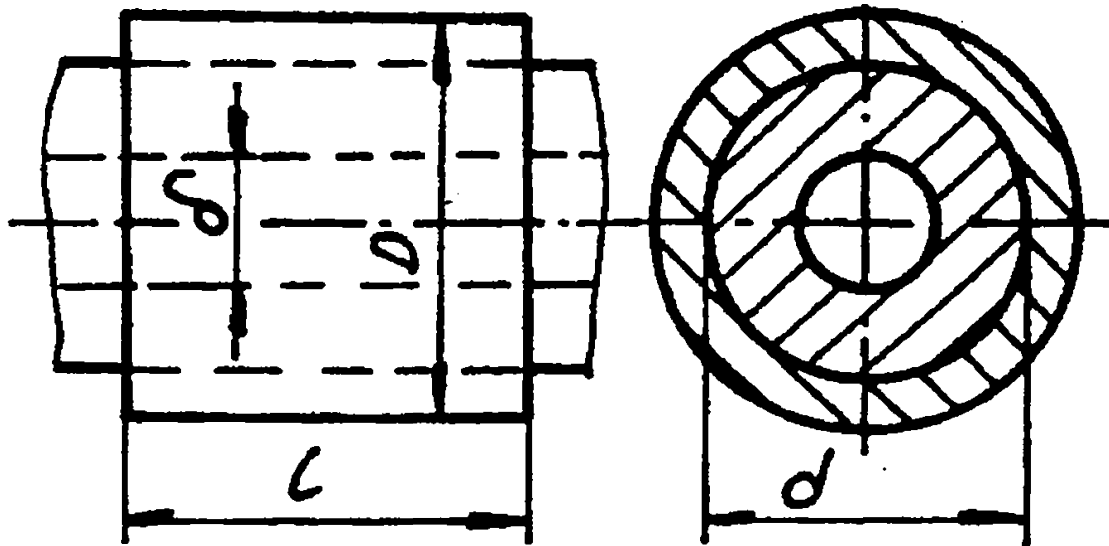


Fig. 4.4 c

Arborii port elice se acoperă cu bucășe de bronz care se montează prin încălzire prealabilă și se fixează pe arbore prin răcire, influențând elasticitatea acestora.

În acest caz elasticitatea va fi :

$$\frac{1}{e} = \frac{e_1 + e_2}{e_1 \cdot e_2} = \frac{\pi \cdot d^4 G_1}{32c_1 l} + \frac{\pi \cdot d^4 G_2}{32c_2 l}$$

$$e = \frac{32lc_3}{\pi \cdot Gd^4} \quad (4.16)$$

$$c_1 = \left[1 - \left(\frac{\delta}{d} \right) \right]^{-1}; c_2 = \left[\frac{1}{c_1} + \frac{1}{2C_2} \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]^{-1}$$

$$c_3 = \frac{2}{1 - 2 \left(\frac{\delta}{d} \right)^4 + \left(\frac{D}{d} \right)^4}$$

d) Arborele cotit. Deformația unghiulară a cotului arborelui , format din două lungimi ½ ale fusurilor, două manivele și manetonul, nu poate fi determinată precis pe cale teoretică. Din această cauză s-au stabilit expresii bazate pe cercetări experimentale care permit determinarea elasticității cu o aproximare de 5÷10 % față de elasticitatea reală.

d₁) Formula lui Timosenko

Deformațiile unui cot de arbore sunt funcție de strângerea pe care o exercită lagărele asupra fusurilor. Cu notațiile din fig. (4.5) , rezultă:

$$e = \frac{32}{\pi \cdot G} \left[\frac{l_1 + 0,9h}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{0,433R}{hb^3} + \left(1 - \frac{m}{k} \right) \left(\frac{l_1 + 0,9h}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{0,433R}{hb^3} \right) \right] \quad (4.17)$$

unde:

$$k = 1 + \frac{0,144}{R^2} \left\{ \frac{1,32l_2}{d_2^2 - \delta_2^2} + \frac{R}{h^3 b^3} \left[(1,63b^3 - R^2)h^2 + 1,22(l_2 + h)^2(b_2 + h^2) \right] \right\} / \left[\frac{l_2}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{0,433R}{hb^3} \right]$$

Coeficientul $m=0$ în cazul lagărelor cu joc mare și $m=1$ pentru lagărele fără joc.

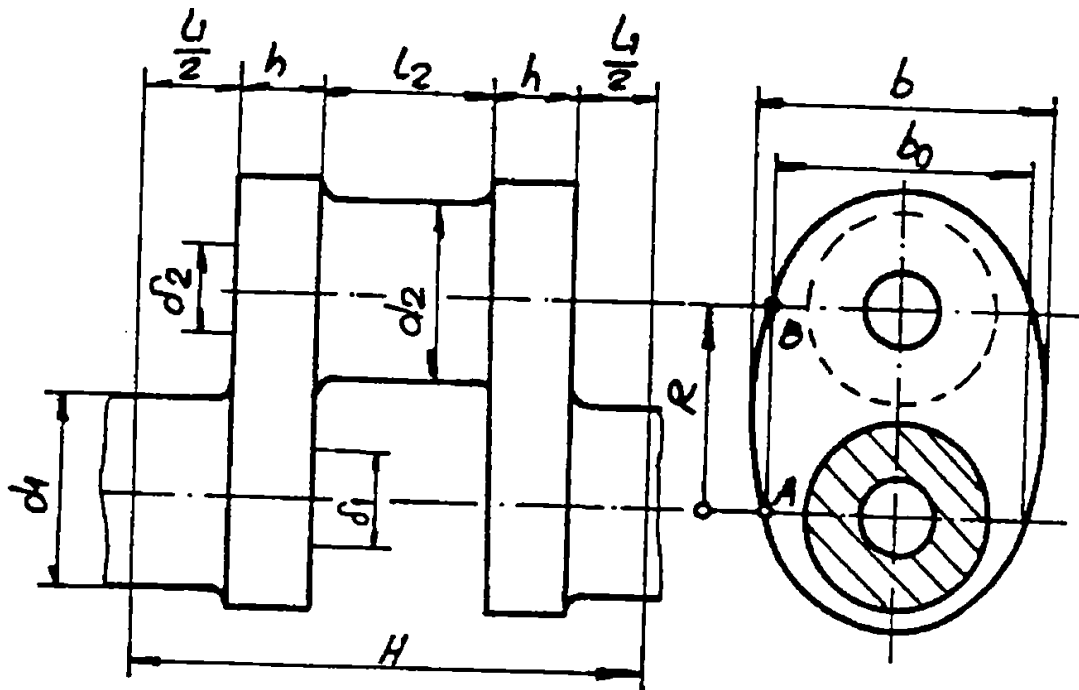


Fig. 4.5

d₂) Formula lui Zimanenko. Cu relațiile din fig. 4.5

$$e = \frac{32}{\pi \cdot G} \left[\frac{l_1 + 0,6h \left(\frac{d_1}{l_1} \right)}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{0,8l_2 + 0,2b \left(\frac{d_1}{R} \right)}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{R\sqrt{R}}{hb^3\sqrt{d_2}} \right]$$

Formula lui Carter: Cu notațiile din fig. 4.5 pentru motoare rapide:

$$e = \frac{32}{\pi \cdot G} \left[\frac{l_1 + 0,8h}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{0,75l_2}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{1,5R}{hb^3} \right] \quad (4.18)$$

d₃) Formula lui Geiger. Cu notațiile din fig. 4.6:

în care:

$$l = l' + l'' + l'''$$

$$l' = l_1 + 0,4 \cdot b$$

$$l'' = 0,733(R - zd_1) \frac{I_{pl}}{I}$$

$$I^m = I_1 + 0,4b \left(\frac{I_{p1}}{I_{p2}} \right)$$

$$I_{p1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32}; I_{p2} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32}; I = \frac{bh^3}{12};$$

$z=0$ pentru $h/d = 1,6 \dots 1,63$ și $R \cdot d_1 = 1,2 \dots 0,92$.

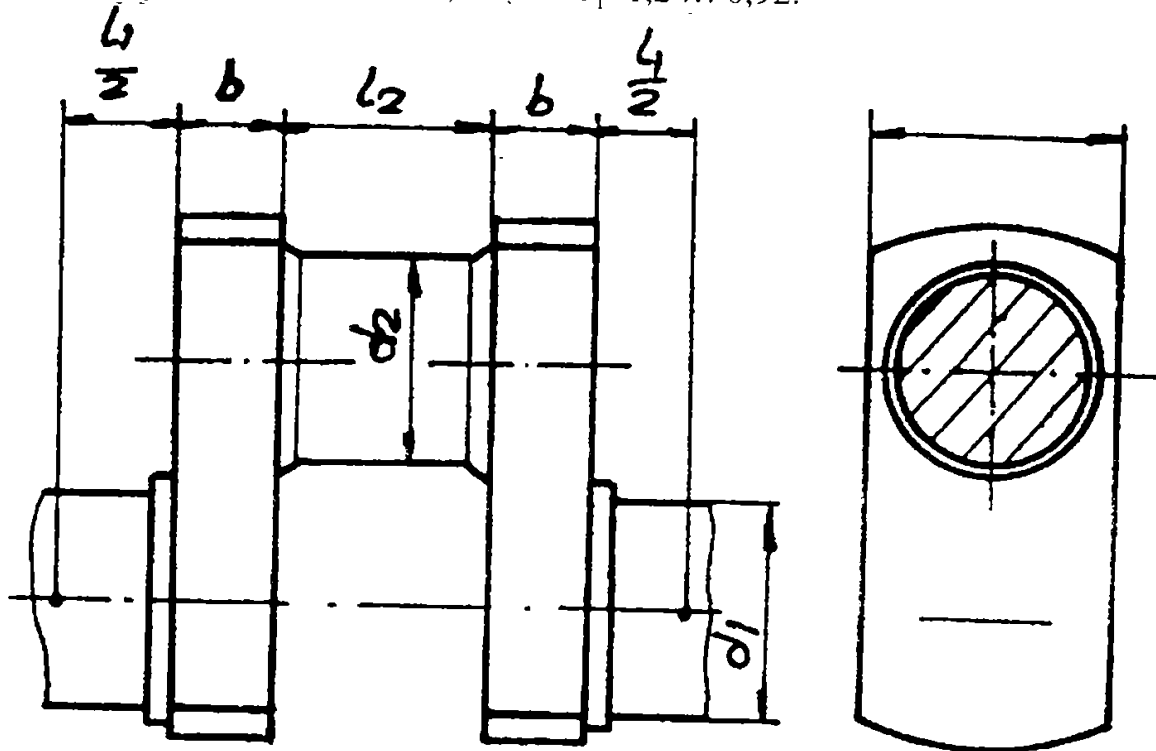


Fig. 4.6

Cuplaje elastice. Determinarea elasticității se face pe cale experimentală stabilind dependența între cuplul de răsucire și deformație.

4.2.3 Calculul vibrațiilor libere ale liniei de arbori

La un sistem cu mai multe grade de libertate, cum este sistemul echivalent al unei instalații navale de propulsie, vibrațiile produc o modificare a stării de deformație, deci și a stării de tensiune, datorită mișcărilor efectuate în jurul poziției de echilibru static.

Stabilirea solicitărilor suplimentare cauzate de vibrații este astfel legată de determinarea amplitudinilor vibrațiilor forțate, amplitudini care devin maxime la rezonanță, când pulsația momentului de excitație coincide cu o pulsație proprie a sistemului.

Prin urmare, studiul complet al unui sistem elastic necesită:

1- determinarea pulsațiilor proprii și a formelor modurilor proprii, prin analiza vibrațiilor libere neamortizate;

2- determinarea modurilor principale de excitație, prin analiza vibrațiilor forțate;

3- stabilirea rezonanțelor și a intensității relative a turațiilor critice.

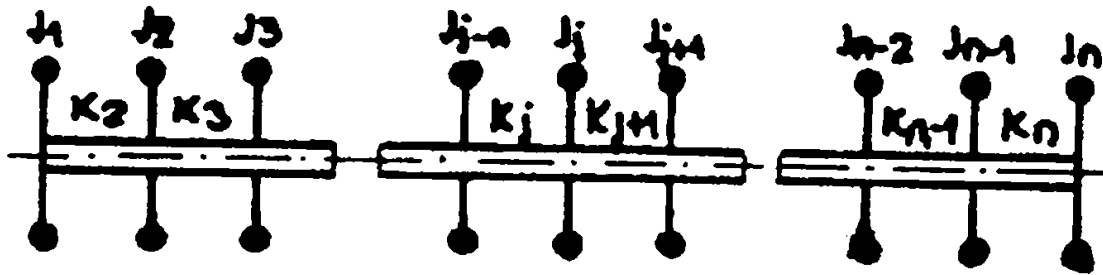


Fig. 4.7

Prin vibrațiile libere de răsucire ale unui arbore cu n mase (fig. 4.7) se obține următorul sistem de ecuații diferențiale:

$$\begin{aligned}
 J_1 \varphi_1 + k_2 (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \\
 J_2 \varphi_2 - k_2 (\varphi_1 - \varphi_2) + k_3 (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 \\
 J_3 \varphi_3 - k_3 (\varphi_2 - \varphi_3) + k_4 (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0 \\
 &\vdots \\
 J_n \varphi_n - k_{n-1} (\varphi_{n-1} - \varphi_n) &= 0
 \end{aligned}
 \tag{4.19}$$

iar sub formă matriceală:

$$[M] \{\varphi\} + [k] \{\varphi\} = 0
 \tag{4.20}$$

unde:

$$[\varphi] = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \vdots \\ \varphi_n \end{bmatrix};$$

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & & 0 \\ 0 & J_2 & & 0 \\ 0 & & J & 0 \\ 0 & & & J_n \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} 0 & -k_2 & 0 & & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 \\ 0 & & k_{n-1} & k_{n-1} + k_n & -k_n \\ 0 & & 0 & & k_n \end{bmatrix}$$

Pulsațiile proprii și formele modurilor se obțin prin rezolvarea sistemului de ecuații (4.20). Se caută soluțiile $\varphi_1, \dots, \varphi_n$ sub forma:

$$\varphi = \begin{bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix} \sin(p t + \alpha) = [\chi] \sin(p t + \alpha) \quad (4.21)$$

Întrucât

$$[\varphi] = -p^2 [\varphi]$$

ecuația (4.21) devine:

$$-p^2 [M] [\varphi] + [k] [\varphi] = 0 \quad (4.22)$$

iar după simplificare cu $\sin(p t + \alpha)$ rezultă:

$$([k] - p^2 [M]) [\chi] = [0] \quad (4.22.a)$$

Pulsațiile proprii sunt soluțiile ecuației algebrice:

$$\text{Det}([k] - p^2 [M]) = 0 \quad (4.23)$$

Care are n rădăcini reale, pozitive, distincte, p_1^2, \dots, p_n^2 .

Ecuația 4.23 poate fi rezolvată la computer folosind un program adecvat.

În continuare este prezentată metoda Holzer de calcul a pulsațiilor proprii și a amplitudinilor relative.

Prin adunarea ecuațiilor sistemului (4.19) rezultă:

$$J_1 \varphi_1 + J_2 \varphi_2 + \dots + J_n \varphi_n = 0 \quad (4.24)$$

Adoptând soluții

$$\varphi_1, \dots, \varphi_n$$

de forma (4.21), prin înlocuire în relația (4.24) se obține:

$$p^2 (J_1 a_1 + J_2 a_2 + \dots + J_n a_n) = 0 \quad (4.25)$$

Din (4.25) rezultă că sistemul cu n grade de libertate are o pulsație proprie nulă, corespunzând mișcării acestuia ca un sistem rigid.

Pentru pulsațiile proprii nenule, trebuie ca :

$$\sum J_j a_j = 0 \quad (4.26)$$

Înlocuind soluțiile $\varphi_1, \dots, \varphi_n$ de forma (4.21) în sistemul (4.19) se obține:

$$\begin{aligned} J_1 a_1 p^2 - k_2 (a_1 - a_2) &= 0 \\ J_2 a_2 p^2 + k_2 (a_1 - a_2) - k_3 (a_2 - a_3) &= 0 \\ \dots\dots\dots & \\ J_j a_j p^2 + k_j (a_{j-1} - a_j) - k_{j+1} (a_j - a_{j+1}) &= 0 \\ \dots\dots\dots & \\ J_n a_n p^2 - k_n (a_{n-1} - a_n) &= 0 \end{aligned} \quad (4.27)$$

Prin eliminarea constantelor arbitrare a_1, a_2, \dots, a_n se obține un determinant care dă o ecuație de gradul n în p^2 .

Rezolvarea ecuației permite obținerea tuturor pulsațiilor proprii ale sistemului cu n grade de libertate.

Pentru sisteme cu mai multe mase, este rațional a utiliza metode de calcul programabile pe calculatoare electronice.

În acest sens, din prima ecuație a sistemului (4.27) se obține:

$$a_2 = a_1 - \frac{p^2}{k_2} J_1 a_1$$

apoi, din a doua ecuație

$$a_3 = a_2 - \frac{p^2}{k_3} (J_1 a_1 + J_2 a_2)$$

$$a_{j+1} = a_j - \frac{p^2}{k_{j+1}} \sum_{i=1}^j J_i a_i \quad (4.28)$$

$$a_n = a_{n-1} - \frac{p^2}{k_n} \sum_{i=1}^{n-1} J_i a_i$$

și

$$p^2 \sum_{j=1}^n J_j a_j = R \quad (4.29)$$

în care $j=1 \dots n$ este numărul curent al discului (masei) respective, n =numărul total de discuri (mase), k_j = constanta de rigiditate a arborelui între masa J_{j-1} și J_j .

La rezolvarea sistemului (4.25) se alege o mărime arbitrară pentru a_1 (obișnuit $a_1 = 1$) și se obțin celelalte amplitudini.

Se admite, de asemenea, o mărime inițială p a pulsației. În cazul când p este o rădăcină a ecuației pulsațiilor, aceasta trebuie să satisfacă ecuația (4.26). În caz contrar, conform (4.29) se obține un rest R diferit de 0. Pentru rezolvare, se alege o altă mărime a lui p , apropiată de cea dintâi, cu care se repetă calculul, până când restul R devine foarte mic.

Aplicarea metodei Holzer la calculator, se face prin aproximări succesive care au ca scop minimizarea unei funcții "Rest de pulsație", notată $R(p)$. Rezolvarea ecuației $R(p)$ comportă două etape: prima, separarea rădăcinilor, iar a doua, precizarea lor.

După separarea unei rădăcini a ecuației $R(p)=0$, urmează operațiunea de precizare a rădăcinii. Pentru această operație se adoptă metoda împărțirii la jumătate (dihonimizării) intervalului p_1, p_2 , care prezintă, însă dezavantajul unui număr mare de iterații (vezi fig. 4.8)

După rezultatele calculului vibrațiilor libere se trasează variația amplitudinilor relative pentru primele trei moduri de vibrații – ca în figura (4.9) și curba $R=f(p^2)$ ca în figura (4.8).

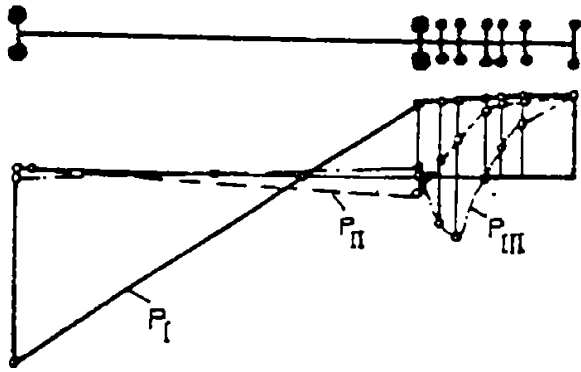


Fig. 4.9

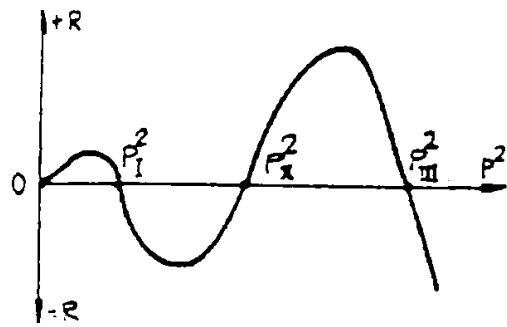


Fig. 4.8

Schema succesiunii calculului în metoda reziduurilor:

1	2	3	4	5	6
Mase	$J_k p^2$	e_k	$M_{k,k+1}$	$C_{k,k+1}$	Porțiunea de arbore
1	$J_1 p^2$	$\theta_1 = 1$	$-J_1 p^2 \theta_1$		
		$\frac{M_{12}}{C_{12}}$	M_{12}	C_{12}	1 - 2
2	$J_2 p^2$	θ_2	$-J_2 p^2 \theta_2$		
		$\frac{M_{23}}{C_{23}}$	M_{23}	C_{23}	2 - 3
3	$J_3 p^2$	θ_3	$-J_3 p^2 \theta_3$		
		$\frac{M_{34}}{C_{34}}$	M_{34}	C_{34}	3 - 4
---	---	---	\textcircled{R}	---	---

4.2.4 Forțe și momente perturbatoare

Chiar dacă arborele cotit și arborii cuplați cu aceasta, împreună cu masele respective, formează un sistem elastic capabil de vibrații, sistemul nu va intra în vibrații de răsucire decât dacă cuplul motor (sau cuplul rezistent) va fi variabil, și îndeosebi dacă această variație este periodică.

Cazul acesta se întâlnește totdeauna la mașinile cu piston, din cauza variației periodice a forței tangențiale ce acționează asupra manivelei motoare, forță provenită din acțiunea presiunii fluidului motor din cilindru, a forțelor de inerție ale maselor în mișcare de translație din mecanismul bielă-manivelă și a greutateilor pieselor neechilibrate.

a) Cuplurile presiunii fluidului din cilindru

La motorul în doi timpi la o rotație completă a arborelui se produce un ciclu, cuplul motor este o funcție de aceeași perioadă cu turația arborelui motor. Prin urmare, la descompunerea în serie Fourier, armonica întâi a cuplului va avea pulsația ω , de unde rezultă că în acest caz cuplul motorului are numai armonice de ordin întreg, $\nu=1, 2, 3, \dots$

În cazul motorului în 4 timpi, ciclul termic se realizează la două rotații ale arborelui, deci are perioadă dublă față de turația arborelui. În consecință, prima armonică a cuplului are pulsația $\frac{\omega}{2}$, iar seria de armonice va avea ordinele

$$\nu=1/2, 1, 3/2, \dots$$

Cuplul motor produs de presiunea gazelor, fiind o funcție periodică, se dezvoltă astfel în serie Fourier

$$M=M_m+M_{g_1} \sin(\omega t+\psi_1)+M_{g_2} \sin(2\omega t+\psi_2)+\dots+M\nu \sin(\nu\omega t+\psi_\nu)+\dots \quad (4.30)$$

unde M_m reprezintă cuplul mediu

M_{g_ν} este amplitudinea armonică ν a momentului M

ψ_ν - faza inițială a componentei armonice ν

ω - viteza unghiulară a arborelui motor

Amplitudinile armonice ale cuplului pot fi scrise sub forma

$$M_{g_\nu} = \frac{\pi D^2 R C_\nu}{4} \quad (4.31)$$

unde coeficienții c_ν se obțin prin analiza armonică, pe baza diagramei indicate a motorului.

Pentru practică, mărimea coeficienților c_ν poate fi determinată cu expresia

$$c_\nu = a + b \cdot p_i \quad (4.32)$$

în care p_i este presiunea medie indicată din cilindru, iar coeficienții a și b sunt dați în tab. 1.

Tot pentru determinarea coeficienților c_ν și a fazei inițiale ψ_ν , sunt construite diagrame, din care se dau, ca exemplu, cele din fig. 4.11 - pentru motoare în doi timpi fără supraalimentare (4.11.a) și supraalimentate (4.11.b)

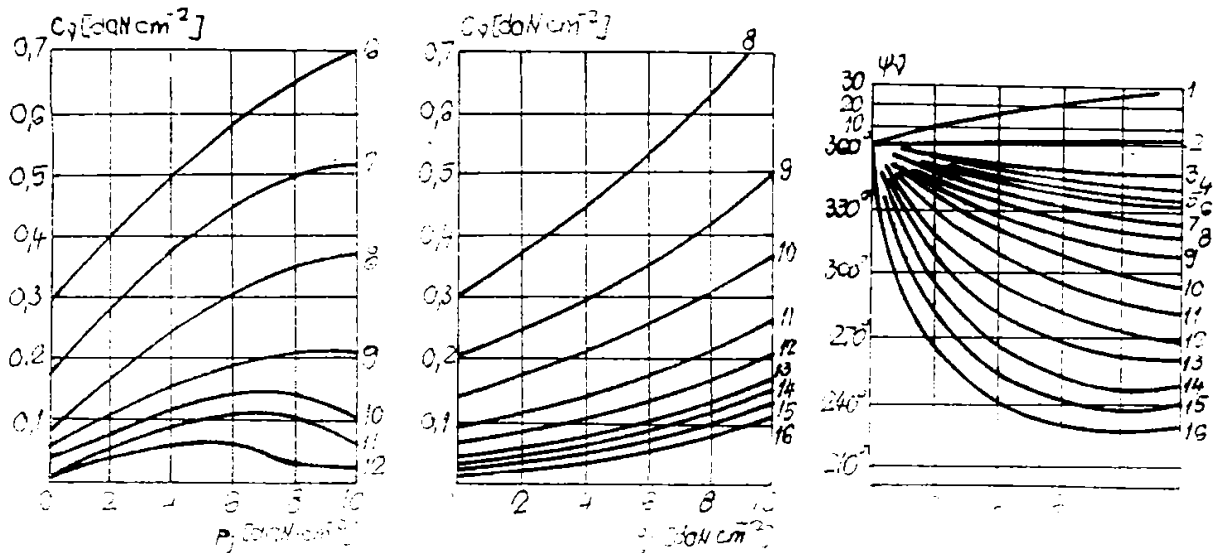


Fig.4.11

b) Cuplurile forțelor de inerție

Masele în mișcare de translație provoacă forțe de inerție, care la rândul lor produc cupluri perturbatoare periodice.

Forța de inerție a maselor cu mișcare de translație este:

$$F_i = M_{\Sigma} \cdot R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

iar forța tangențială determinată de forța de inerție va fi

$$T_i = F_i \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

care după unele operații de transformare devine

$$T_i = M_{\Sigma} R \omega^2 \left[\frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha + \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \dots \right]$$

Rezultă pentru cuplul perturbator

$$M_i = \frac{1}{4} M_{\Sigma} R^2 \omega^2 [\lambda \sin \alpha - 2 \sin 2\alpha - 3 \lambda \sin 3\alpha + \lambda^2 \sin 4\alpha \dots] \quad (4.33)$$

Momentul perturbator al forței de inerție se compune deci (prin neglijarea termenilor de ordine mai mari) dintr-o armonică de ordinul 4 (de mărime foarte mică), din două armonice de ordinul 1 și 3 (cu mărimi reduse) și dintr-o armonică de ordinul 2, care este mai mare decât celelalte.

În fig.4.12. sunt prezentate cele patru armonice care formează curba forței de inerție într-o rotație a arborelui cotit

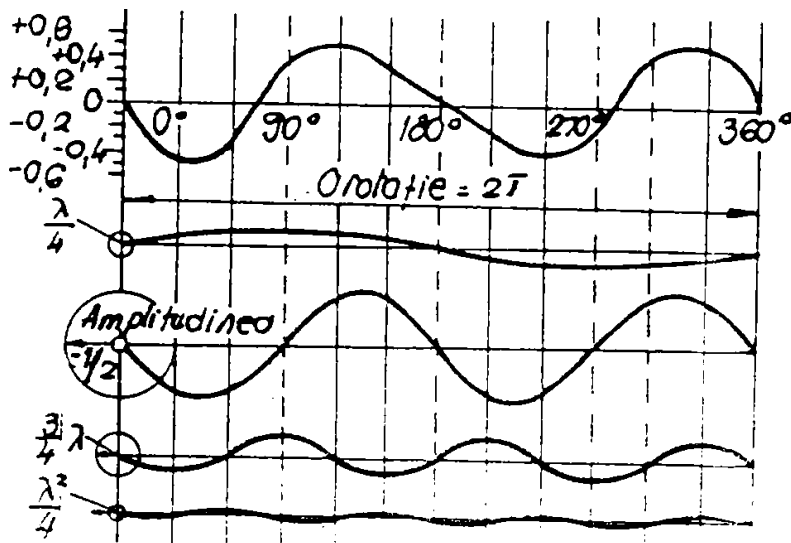


Fig.4.12.

c) Cuplurile greutateilor

Acestea sunt neglijabile la motoarele rapide, dar sunt importante la motoarele lente, cu mase mari. Din cauza acestor mase, apar două armonice:

$$M_{1gr} = (G_p + G_b + G_c) R; \psi_{1gr} = 0 \quad (4.34)$$

$$M_{2gr} = (G_p + G_{bt}) R; \psi_{2gr} = 0$$

unde G_c este greutatea unui cot redusă la axa fusului de manivelă.

d) Cuplul total ce acționează asupra fiecărui maneton va fi:

$$\overline{M}_v = \overline{M}_{gv} + \overline{M}_{iv} + \overline{M}_{grv} = \overline{M}_v \sin(\nu \omega t + \psi_v) \quad (4.35)$$

e) Cuplurile perturbatoare produse de elice

În momentul când pala elicei trece în apropierea corpului navei, sau în apropierea părților etamboului, întâmpină o rezistență mărită a apei, ceea ce explică cuplurile perturbatoare produse de elice.

Perioada cuplului perturbator al elicei (T_v) este egală cu raportul dintre perioada (T) corespunzătoare unei rotații a arborelui port elice și numărul z de pale ale elicei

$$T_v = T/z = \nu \cdot T / T_v = z$$

Amplitudinile acestor cupluri perturbatoare sunt foarte greu de determinat. După G.Bremus, funcție de momentul mediu M_{med} pentru antrenarea elicei, ele au valorile:

- pentru $z = 3$ pale

$$\begin{aligned}
 & M_{3p} \approx 0,042M_{med}; \quad M_{6p} \approx 0,043M_{med}; \quad M_{9p} \approx 0,027M_{med} \\
 - \text{ pentru } z = 4 \text{ pale} & \\
 & M_{4p} \approx 0,076M_{med}; \quad M_{8p} \approx 0,026M_{med}; \quad M_{12p} \approx 0,008M_{med}
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

- pentru $z = 5$ pale

$$M_{5p} \approx 0,090M_{med}; \quad M_{10p} \approx 0,015M_{med}; \quad M_{15p} \approx 0$$

4.2.5. Vibrațiile forțate (de torsiune)

Dacă se urmărește **determinarea solicitărilor arborelui, cauzate de vibrațiile torsionale**, atunci trebuie cunoscute mărimile amplitudinilor reale produse de aceste vibrații.

O evaluare exactă a amplitudinilor vibrațiilor de răsucire nu este posibilă, întrucât nu se cunoaște cu exactitate amortizarea, care împiedică ca elongațiile să devină, la rezonanță, infinite.

Dacă turația este mărită treptat până ce se ajunge la turația critică și se trece într-un timp scurt prin această turație critică, atunci amplitudinile nu vor atinge mărimea maximă imediat; pentru aceasta este nevoie de o funcționare la acesta turație un timp mai îndelungat, timp în care oscilațiile devin din ce în ce mai mari. Se transmite sistemului lucru mecanic perturbator, care produce vibrații ale arborelui, dar în același timp crește și frecările, care reduc amplitudinile.

Aceste frecări provin din frecările arborelui în lagăre, a pistoanelor și segmentilor în cilindri, a volantului în aer, a elicei în apă etc. De asemenea, fenomenul de histerezis al materialelor are un rol important, dar influența acestuia nu este cunoscută exact.

O separare a componentelor amortizării nu este posibilă.

Din acest motiv se introduce un factor de amortizare, c_a , prin care se admite că forța F_a care atenuază amplitudinile, este proporțională cu viteza de oscilație ($F_{ai} = c_a \cdot v_i$) și se presupune $c_a = \text{constant}$, deși această ipoteză nu este exactă.

F_{ai} este forța de amortizare ce acționează la cilindru, deci are dimensiunea unei presiuni. Introducând și unitățile de măsură ale vitezei, rezultă pentru coeficientul c_a unitatea de măsură Ns/mm^2 . Această forță de amortizare este defazată cu 90° față de vectorul mișcării de vibrație, deci va fi maximă când masele trec prin poziția neutră, și va fi nulă când amplitudinea vibrației este maximă. Ea este, de asemenea, de sens opus vitezei de oscilație.

Dacă se notează cu A amplitudinile reale ale vibrației forțate (spre deosebire de $a =$ amplitudinile relative ale vibrațiilor proprii), atunci elogația vibrației masei "i" la momentul t devine

$$A_{it} = A_i \sin(\nu\omega)t - A_i \sin pt$$

iar viteza de oscilație este

$$v_i = \frac{dA_{it}}{dt} = A_i p \cos pt \quad (4.37)$$

Forța de amortizare corespunzătoare masei i va fi

$$F_{a_i} = C_a \cdot v_i = C_a \cdot A_i \cdot p \cos(pt) \quad (4.38)$$

Se poate admite

$$A_i / A_1 = a_i / a_1 \quad (4.39)$$

iar dacă se ia în considerare că la calculul pulsațiilor proprii se admite arbitrar $a_1 = 1$, rezultă $A_i = A_1 \cdot a_i$, de unde rezultă:

$$\sum_{geom} A_i \cdot A_1 \sum_{geom} a_i \quad \text{și} \quad \sum_{alg} A_i^2 \cdot A_1^2 \sum_{alg} a_i^2 \\ C_v \cdot A_1 \sum_{geom} a_i \cdot C_a \cdot p \cdot A_1^2 \sum_{alg} a_i^2 \quad (4.40)$$

Dacă se măsoară A_1 la un motor existent, valoarea măsurată la rezonanță este egală cu

$$A_1 \cdot C_v \sum_{geom} A_i / p \cdot C_a \sum_{alg} a_i^2 \quad (4.41)$$

unde C_v este coeficientul armonic determinat cu ajutorul tab.1 și diagramelor din fig.4.11, $\sum_{alg} a_i$ se calculează pentru modurile de vibrație I, II, III, etc. și pentru ordinul v al armonicii respective.

Relația (4.41) nu se poate utiliza practic, deoarece coeficientul de amortizare variază în limite foarte largi.

Ea este utilă însă, dacă se lasă motorul să funcționeze la regimul de rezonanță și se înregistrează valorile reale ale amplitudinilor A_1 , putându-se astfel calcula coeficientul de amortizare

$$C_a = C_v \sum_{geom} a_i / A_1 \cdot p \sum_{alg} a_i^2 \quad (4.42)$$

Pentru motoarele navale lente, se obține coeficientul de amortizare în limitele

$$C_a = 0,004 \dots 0,007$$

În concluzie, la proiectarea instalației de propulsie, se admit coeficienții de amortizare C_a și se determină amplitudinile A_1 la diferite rezonanțe, pentru care se determină tensiunile tangențiale produse. După realizarea constructivă a instalației de propulsie, se înregistrează vibrațiile de răsucire și apoi se determină coeficientul de amortizare C_a , comparându-se cu valoarea calculată.

4.2.6. Amplitudinea tensiunilor tangențiale produse de turațiile critice

Turația critică va apărea ori de câte ori va fi îndeplinită relația

$$n_e = \frac{n_{pi}}{v} = \frac{nr. oscilatii proprii / min}{nr. de impulsuri / rot} \quad [rot/min] \quad (4.43)$$

unde

$$n_e = \frac{30\omega}{\pi}; \omega - \text{viteza unghiulară a arborelui.}$$

n_{pi} = pulsația proprie a vibrației libere (vibrație de modul I, II, III...I, deci "i")

moduri).

Întucât turatia reală se modifică de la zero la diverse valori ale turației de exploatare, rezultă că pot avea loc mai multe turații critice. Numărul turațiilor critice este mai mare la instalațiile cu arbori lungi și număr mare de mase.

Dintre toate turațiile critice posibile, nu se iau în considerare cele produse de armonicile joase, de ordine mici, deoarece acestea se află deasupra turației nominale a motorului; deasemeni, sunt suprimate armonicile de ordine mai mare, deoarece provoacă turații critice sub turația minimă de exploatare.

Rezultă că, în domeniul turațiilor reale, amplitudinile vibrațiilor de răsucire vor fi diferite, ca mărime, de la o turație critică la alta.

Imaginea care se obține prin reprezentarea amplitudinilor vibrațiilor de răsucire funcție de turația arborelui, reprezintă spectrul amplitudinilor vibrațiilor de răsucire. Pe o astfel de diagramă, se poate constata care sunt turațiile critice pentru diferite armonici.

De exemplu, pentru amplitudinile reproduse în fig.(4.13), se constată că armonica de ordinul 6 este cea mai periculoasă, deoarece produce cele mai mari amplitudini ale vibrațiilor.

Un arbore care are momentul de inerție polar I_P și diametrul $d = 2r$ și este supus momentului de răsucire M_r , este solicitat la răsucire, tensiunea fiind

$$\tau = \frac{M_r \cdot r}{I_P}$$

Considerând două secțiuni i și K, situate la distanța l_{ik} , acestea se vor roti una față de alta cu unghiul

$$\varphi = \frac{M_r \cdot l_{ik}}{G \cdot I_{P_0}} \quad (4.44)$$

Răsucirea dintre secțiunile transversale i și K ale arborelui va fi (fig.4.14)

$$\Delta A_{ik} = r_0 \cdot \varphi \quad (4.45)$$

în care r_0 este raza de reducere pentru calculul arborelui redus pe care este măsurat ΔA_{ik} , conform figurii 4.14.

Momentul de răsucire va fi:

$$M_r = \frac{G \cdot I_{P_0} \cdot \Delta A_{ik}}{l_{ik} \cdot r_0} \quad (4.46)$$

iar tensiunea de răsucire

$$\tau = \frac{G \cdot I_{P_0} \cdot \Delta a_{ik} \cdot r}{I_P \cdot l_{ik} \cdot r_0}$$

Deoarece $A_1 = A_2 = a_1$ și $\Delta A_{i,k} = A_2 \cdot \Delta a_{i,k}$

$$\tau = \frac{A_1 \cdot G \cdot I_{P_0} \cdot \Delta a_{ik} \cdot r}{I_P \cdot l_{ik} \cdot r_0} \quad (4.47)$$

În relația (4.47):

G - este modulul de elasticitate transversal al materialului arborelui;

I_{P_0} - momentul de inerție redus la diametrul $d_3 = 2r_3$;

$\Delta a_{i,k}$ - este diferența între amplitudinea relativă a secțiunilor i și K a modului de vibrație proprie;

$l_{i,k}$ - este distanța dintre masele i și K ;

Mărimile $\Delta a_{i,k}$ și $l_{i,k}$ se obțin conform fig.4.15.

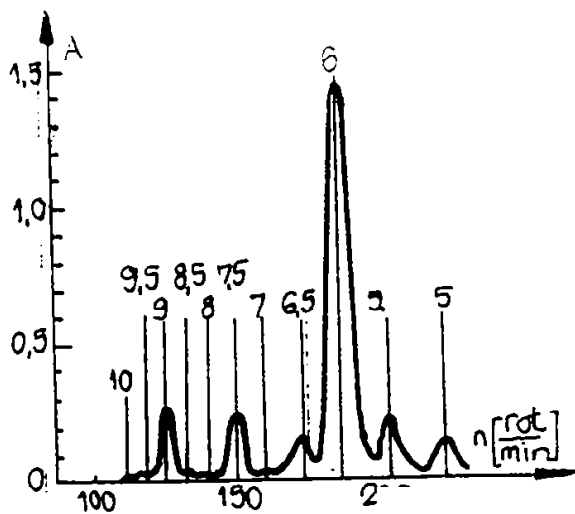


Fig. 4.13

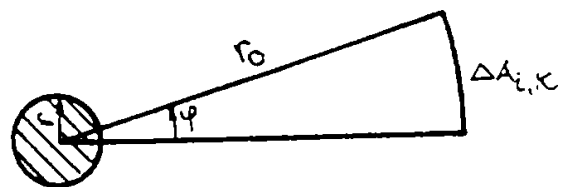


Fig. 4.14

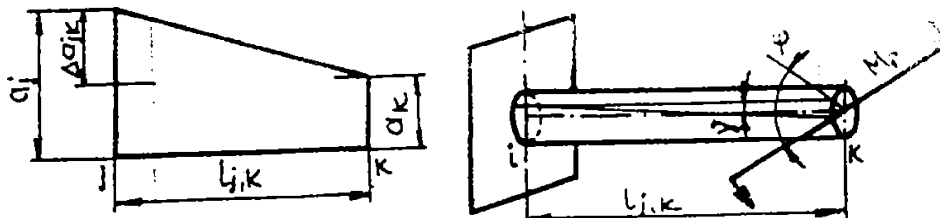


Fig. 4.15

Se observă că raportul $\Delta a_{ik}/l_{ik}$ exprimă valoarea unghiului γ , în timp ce raportul $\Delta a_{ik}/r_0$ dă o informație asupra unghiului de răsucire φ_{ik} .

În concluzie

$$\tau_{ik} = \frac{A_1 \cdot G \cdot I_{P_0} \cdot r \cdot \text{tg} \gamma_{ik}}{I_P \cdot r_0} \quad (4.48)$$

Pe această bază, pentru o anumită turație critică și formă a variației amplitudinilor, se poate determina tensiunea tangențială într-o secțiune a arborelui, pentru un anumit mod de vibrație. Vor rezulta, la anumite turații, creșteri ale tensiunilor tangențiale, ca în fig. 4.16.

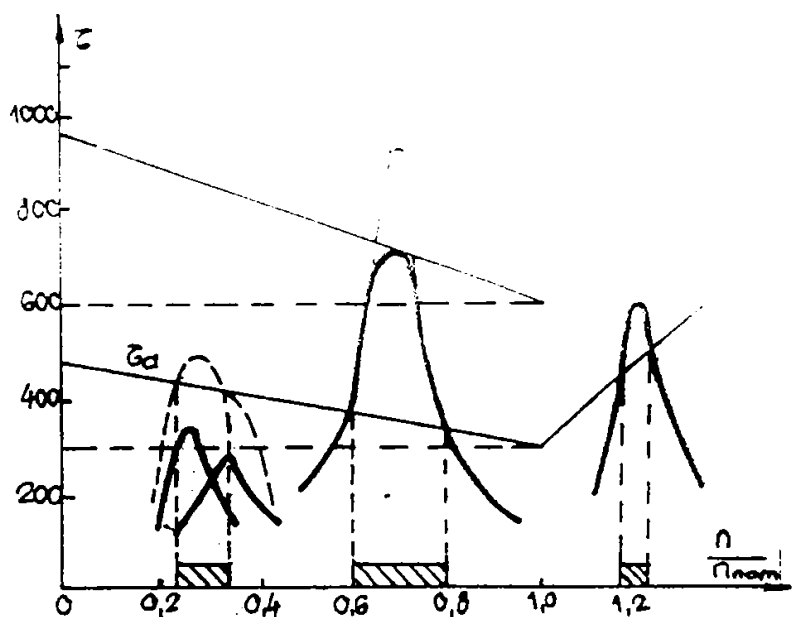


Fig. 4.16

4.3. Sinteză privind fenomenele vibratorii ale liniilor de arbori navale

4.3.1. Generalități asupra fenomenelor vibratorii de la bordul navelor

Dacă se pune problema originii acestor vibrații, se constată că diverse părți ale structurii corpului navei constituie sisteme elastice supuse excitațiilor ce au drept sursă următoarele:

- motorul principal și motoarele auxiliare
- elicea
- efectele mării

Pentru a studia problema vibrațiilor la bordul navelor, este necesar să se țină cont de două aspecte complementare ale fenomenelor: sursele de excitație și răspunsul structurii și aparatelor propulsative și auxiliare la aceste excitații.

Mărirea tonajului navelor în ultimii 30 ani, corelată cu creșterea dimensiunilor și a puterilor instalate, a fost puternic influențată și de introducerea unor tehnici moderne de calcul, care au condus în final la o creștere a elasticității corpului navei. Instalarea unor instalații de propulsie cu puteri tot mai mari a condus însă la creșterea disproporției între rigiditatea liniei de arbori și elasticitatea corpului navei; actualmente se consideră că această disproporție stă la originea agravării fenomenelor vibratorii la nave.

Din aceste motive, este necesară studierea, din punct de vedere static și dinamic, a comportării instalației de propulsie și a corpului navei, corelat cu funcționarea hidrodinamică a elicei.

În fig.4.17 se prezintă schema surselor de excitație și a vibrațiilor la bordul navelor, cât și diversele cuplaje ce pot exista între diferite tipuri de vibrații produse de sursele de vibrații menționate.

Având în vedere că generatorul principal de vibrații la bord îl constituie motorul principal al navei, se vor studia în continuare vibrațiile torsionale, de încovoiere și axiale ale liniilor de arbori și de fenomenele de cuplaj între acestea.

Considerațiile teoretice vor fi concretizate pentru două motoare navale lente în doi timpi, ale cărei caracteristici principale sunt următoarele:

Caracteristicile cotului de arbore cotit sunt date în fig.3, iar amplasarea motorului la navă este redată în fig.2.2.

Fig.2.a prezintă o vedere din planul diametral al navei spre bordul tribord, iar fig.2b reda o vedere deasupra paiolului compartimentului de mașini.

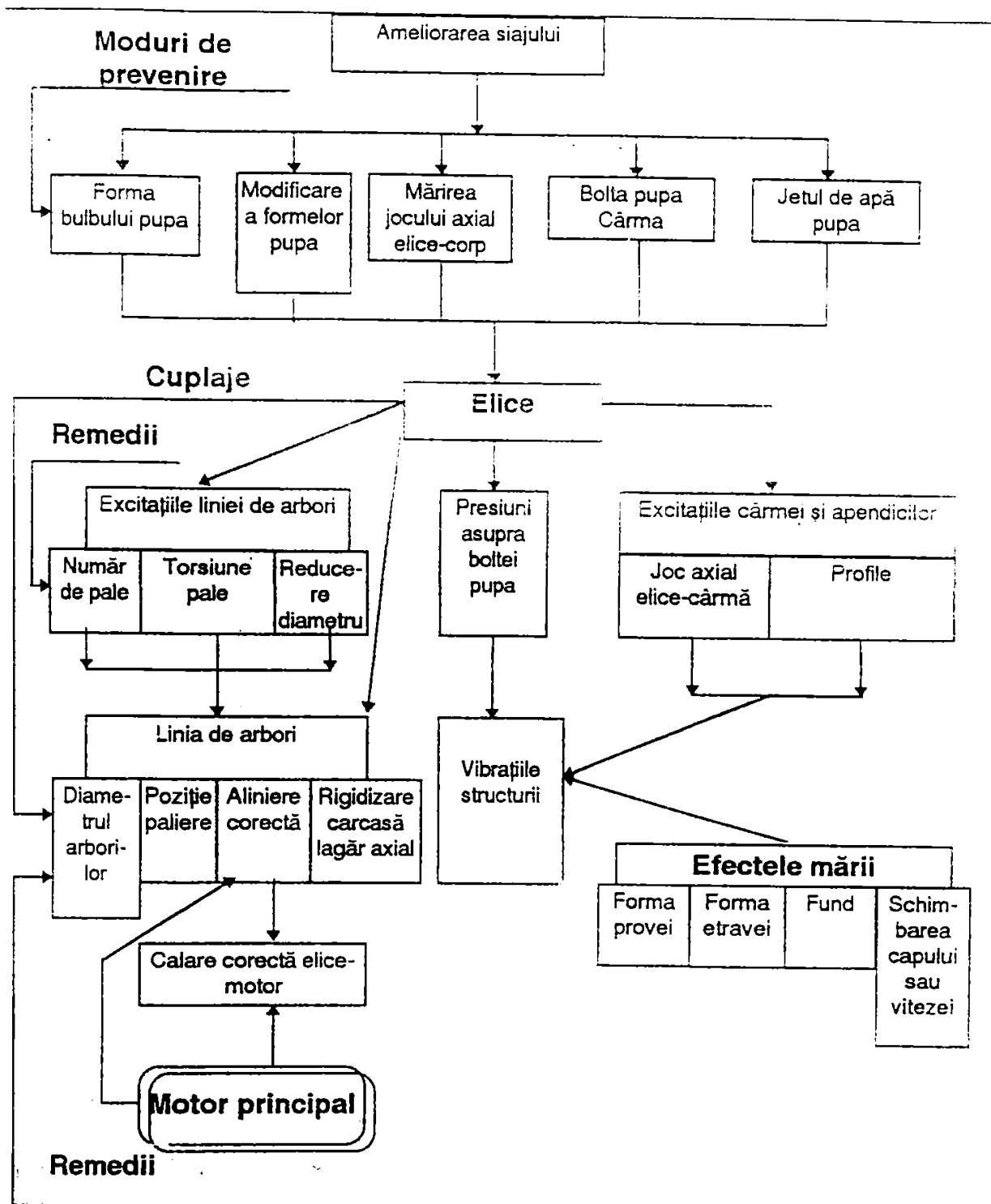


Fig. 4.17 Schema surselor de excitație a vibrațiilor la bordul navelor și a principalelor moduri de prevenire și reducere a acestora.

4.3.2 Vibrațiile torsionale ale liniilor de arbori navale

a) Determinarea sistemului oscilant echivalent

Arborele cotit, având forme complicate, se înlocuiește cu un arbore echivalent, a cărui rigiditate trebuie să fie identică cu cea a arborelui cotit, iar momentele de inerție mecanice ale maselor legate de arborele cotit (inclusiv masa proprie) să fie identice pentru cei doi arbori: cel real și cel echivalent.

În cap. 4.2.2. s-au indicat mai multe moduri empirice de determinare a caracteristicilor arborelui echivalent.

Pentru arborele motorului folosit ca exemplificare, având dimensiunile ca în fig. 4.17, se determină următoarele caracteristici:

a₁) Lungimea redusă a arborelui echivalent, determinată cu relația empirică a lui Carter:

$$l_0 = (l_1 + 0,8 \cdot h) + 0,75 \cdot l_2 \frac{D_1}{D_m} + 1,5 \cdot R \frac{D_1}{hb^3} \quad (4.49)$$

unde: l_1 = lungimea fusului palier; l_2 = lungimea fusului maneton.

h = lățimea brațului cotului

$$D_1 = d_1^4$$

$$d_m = d_m^4$$

$$\frac{1}{b^3} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{b_{\max}^3} + \frac{1}{b_{\min}^3} \right) \quad (4.50)$$

cu $b_{\max} = 1,17 \text{ m}$ = lățimea brațului în zona palierului

$b_{\min} = 0,71 \text{ m}$ = lățimea brațului în zona manetonului.

Rezultă $l_0 = 2,084 \text{ [m]}$.

a₂) Momentul de inerție total al cotului.

– pentru fusul palier, momentul de inerție mecanic este

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_i^4}{32} \cdot l_1 \cdot \rho$$

unde: $\rho = 7850 \text{ [kg / m}^3\text{]} =$ densitatea materialului

Rezultă: $J_1 = 43,946 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$.

– Pentru fusul maneton, momentul de inerție mecanic redus la axa de rotație:

$$J_{m0} = \frac{\pi \cdot d_m^2}{32} \cdot l_m \cdot \rho (d_m^2 + 8R^2) \quad (4.51)$$

$$J_{m0} = 874,68 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$$

– Momentul de inerție al brațului, redus la axa de rotație, se obține descompunând brațul în mai multe zone (prin intersecție cu cilindrii), considerând împărțirea în 10 părți cilindrice ($i = 1 \dots 10$).

În fig.4.18 s-a arătat această împărțire, iar în tab.4.3 s-au indicat mărimile razelor

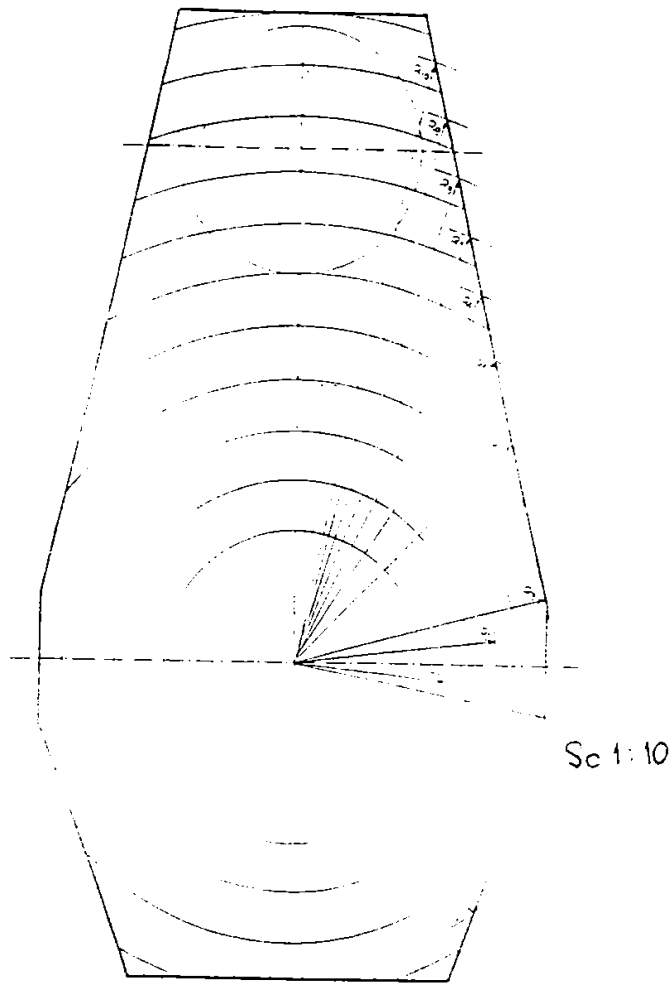


Fig. 4.18

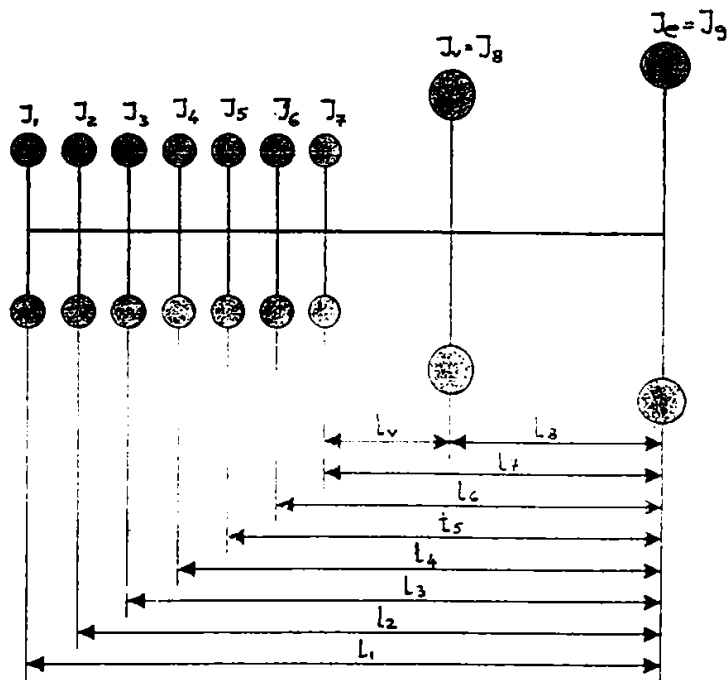


Fig. 4.19

$R_{mj} = \frac{R_{j-1} + R_j}{2}$, masele m_j ale celor două porțiuni și momentele de inerție mecanice ale acestor porțiuni.

Momentul de inerție al brațului, redus la axa de rotație este suma momentelor din coloana J_{bj} a tabelului :

$$J_{b0} = \sum_{j=1}^{10} J_{bj} = 2995,758 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$$

– Momentul de inerție al maselor în mișcare aferente cotului, redus la axa de rotație, se determină cu relația:

$$J'_{m0} = \left(m_{bm} + \frac{1}{2} m_a \right) \cdot R^2 \quad (4.52)$$

unde: m_{bm} = masa bieiei aferentă manetonului

m_a = masa pieselor aflate în mișcare de translație.

Se obține $J'_{m0} = 13216 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$

– Momentul de inerție total al unui cot are valoarea

$$J_c = J_p + J_{m0} + 2J_{b0} + J'_{m0} = 20126,142 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$$

a₃) Momentele reduse și lungimile reduse față de ultimul disc se determină pentru a obține schema echivalentă din fig.4.19

În această figură, J_1, J_2, \dots, J_7 prezintă discurile echivalente ale celor 7 coturi ale arborelui cotit.

J_v = momentul de inerție al volantului,

J_e = momentul de inerție al elicei.

Se folosește în practică momentul de inerție al elicei dat de relația empirică:

$$\frac{J_e}{J_1} = 7,5 \div 8,5$$

Luând $J_e = J_1 \cdot 7,5$ rezultă $J_{este} = 150950 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$.

Lungimile reduse ale porțiunilor de arbori între discuri sunt (fig. 4.19):

$$\begin{aligned} l_e &= 16,445 \text{ m} & l_8 &= l_e = 16,445 \\ l_v &= 2,616 \text{ m} & l_7 &= l_8 + l_v = 19,061 \\ l_0 &= 2,0,84 \text{ m} & l_6 &= l_7 + l_0 = 21,145 \\ & & l_5 &= l_6 + l_0 = 23,229 \\ & & l_4 &= l_5 + l_0 = 25,313 \\ & & l_3 &= l_4 + l_0 = 27,397 \\ & & l_2 &= l_3 + l_0 = 29,481 \\ & & l_1 &= l_2 + l_0 = 31,565 \end{aligned}$$

b) Determinarea pulsațiilor proprii ale liniei de arbori.

Pentru a determina niște valori aproximative ale pulsațiilor proprii, de la care să se poată începe un calcul mai exact, sistemul se reduce la unul cu numai

3 discuri, înlocuind cele 7 discuri (J_1, \dots, J_7) prin unul singur echivalent, discul J_{01} fiind plasat în locul discului J_4 din fig.4.19.

$$\begin{aligned} \text{Pentru acest sistem, } J_{01} &= 7 \cdot J_1 = 140882,99 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \\ J_{02} &= J_v = 31470 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \\ J_{03} &= J_c = 150950 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]. \end{aligned}$$

Rigiditatea torsională a tronsoanelor de arbore este $C = \frac{G \cdot I_{pe}}{l_e}$ cu $G = 794,3 \cdot 10^8 \text{ [kN / m}^2]$ – modulul de elasticitate transversal al materialului.

$$\text{Rezultă } C_1 = \frac{\pi \cdot G}{32} \frac{d_v^4}{l_{01} - l_{02}} = 113,962 \cdot 10^6 \text{ [kN} \cdot \text{m]}$$

$$C_2 = \frac{\pi \cdot G}{32} \frac{d_c^4}{l_{02}} = 61,454 \cdot 10^6 \text{ [kN} \cdot \text{m]}$$

Pentru determinarea pulsațiilor proprii de ordinul I și II trebuie rezolvată ecuația

$$\omega_{1,II}^2 = \frac{1}{2} \left[(\omega_{01}^2 + \omega_{21}^2 + \omega_{23}^2 + \omega_{03}^2) \pm \sqrt{(\omega_{01}^2 - \omega_{21}^2 + \omega_{23}^2 + \omega_{03}^2)^2 - 4 \cdot \omega_{21}^2 \cdot \omega_{23}^2} \right] \quad (4.54)$$

$$\text{unde: } \omega_{01}^2 = \frac{C_1}{J_{01}} = 0,8089 \cdot 10^3 \text{ [s}^{-2}]$$

$$\omega_{21}^2 = \frac{C_2}{J_{02}} = 3,621 \cdot 10^3 \text{ [s}^{-2}]$$

$$\omega_{23}^2 = \frac{C}{J_{02}} = 1,952 \cdot 10^3 \text{ [s}^{-2}]$$

$$\omega_{03}^2 = \frac{C_2}{J_{03}} = 0,407 \cdot 10^3 \text{ [s}^{-2}]$$

Din rezolvarea ecuației, rezultă

$$\omega_{0I} = 23,257 \text{ [s}^{-1}]$$

$$\omega_{0II} = 24,11743 \text{ [s}^{-1}]$$

Cu aceste valori aproximative ale pulsațiilor proprii, se determină valorile mai exacte utilizând metoda Holzer, prezentată teoretic în cap.4.23.

Tabelul (4.4.a), completat după metoda Holzer, obținut după mai multe încercări, corespunde lui $\omega_{0II} = 24,11743 \text{ [s}^{-1}]$, iar tabelul (4.4.b), rezultat după mai multe încercări, corespunde lui $\omega_{0II} = 62,72257 \text{ [s}^{-1}]$. Aceste două valori vor fi considerate ca pulsații proprii de ordinul I și II ale sistemului echivalent.

Modurile de vibrație de gradul I și II prezintă o diagramă de variație a amplitudinilor relative de vibrație pentru fiecare volant al sistemului (coloana IV din tab. funcție de lungimea liniei de arbori. Ele sunt reprezentate în fig. 4.20.

Pe grafic se observă că modul de vibrație de ordinul I prezintă un nod la distanța de 4,895 m de volant, iar modulul de vibrație de ordinul II prezintă

Modurile de vibrație de gradul I și II

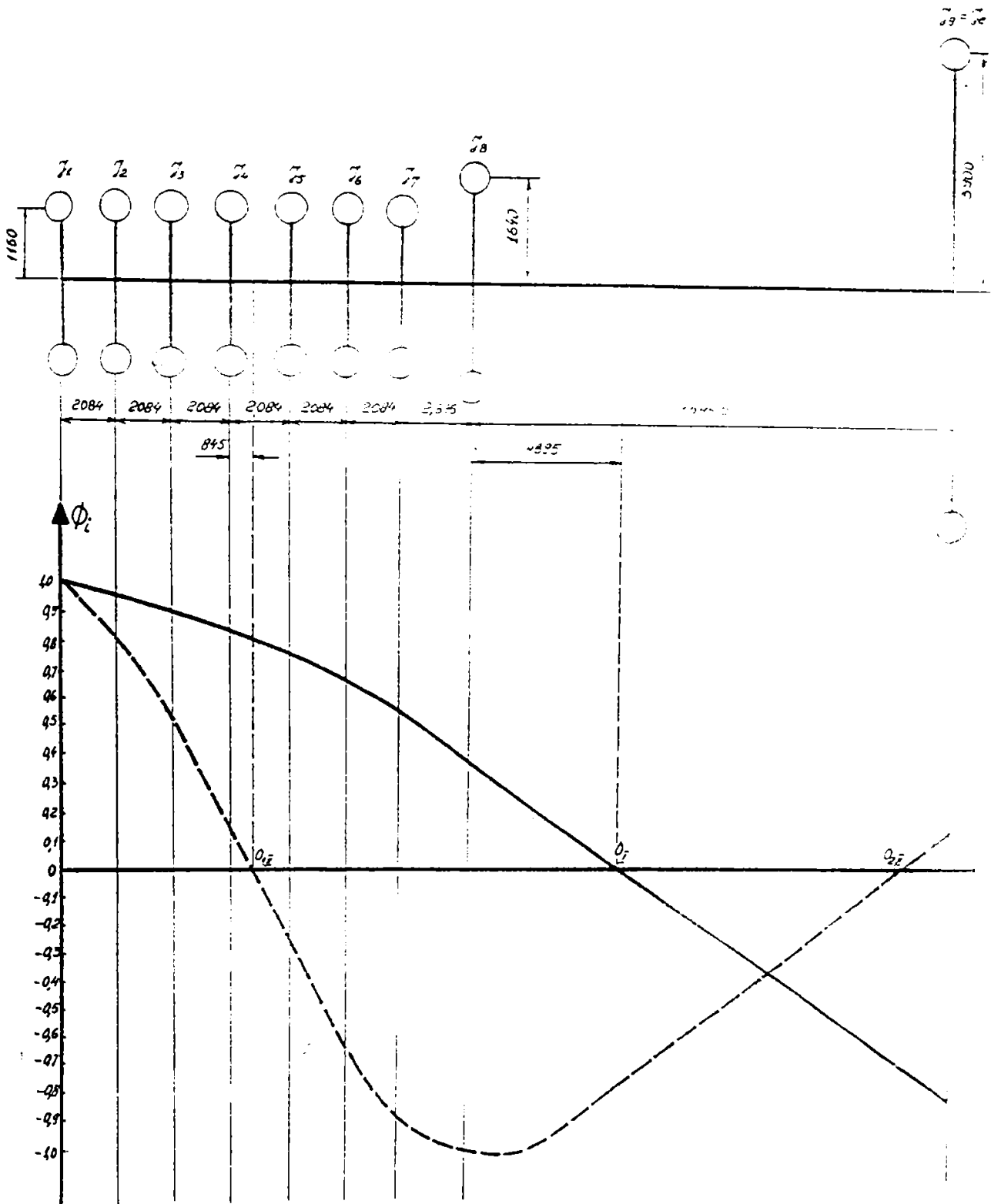


Fig. 4.20

două noduri: unul între discurile 3 și 4, la distanța 0,845 m față de discul 3, iar al doilea între volant și elice, la distanța 1,6 m față de elice.

c) Grade de excitație ale sistemului echivalent.

Amplitudinile vibrațiilor torsionale forțate depind de energia pe care momentul excitant o poate introduce în sistemul oscilant.

Din metoda lui Holzer, au rezultat valorile Φ_{kj} ale amplitudinilor relative ale vibrațiilor torsionale (col. IV din tab. 4.4. Holzer).

Pe această bază este posibil să se determine o energie relativă, raportată la energia transmisă primului volant, cu care contribuie o armonică de ordin k la excitarea vibrațiilor torsionale ale unei linii de arbori.

Valoarea maximă a energiei relative introduse în sistemul oscilant de către o componentă armonică de ordin k a momentului motor este

$$E_k = \sqrt{\left(\sum_{j=1}^7 E_{kjx}\right)^2 + \left(\sum_{j=1}^7 E_{kly}\right)^2} = \sqrt{\left(\sum_{j=1}^7 \Phi_{kj} \cdot \sin \alpha_{kj}\right)^2 + \left(\sum_{j=1}^7 \Phi_{kj} \cdot \cos \alpha_{kj}\right)^2} \quad (4.55)$$

În această relație Φ_{kj} sunt amplitudinile relative din coloana IV a tabelului Holzer, iar unghiurile α_{kj} sunt date de relația $\alpha_{kj} = k \cdot \alpha_j$.

Pentru a calcula gradele de excitație, ale diferitelor componente armonice, trebuie luată în considerare ordinea de aprindere a motorului, care este

$$1 - 6 - 3 - 4 - 5 - 2 - 7 - 1$$

precum și steaua manivelelor.

Unghiurile α_{kj} funcție de steaua manivelelor sunt date în fig. 4.21.

Cu unghiurile α_{kj} calculate mai sus, în tab. (4.5) sunt calculate energiile relative E_{kj} .

Din aceste tabele se constată că ordinul armonic k pentru care E_{kj} este maxim (numit ordin armonic major) este

$$k_{\text{major}} / \omega_{0I} = 7$$

$$k_{\text{major}} \cdot \omega_{0I} = 7$$

$$k_{\text{major}} / \omega_{0II} = 4; 5$$

$$k_{\text{major}} \cdot \omega_{0II} = 4; 5$$

Reprezentarea grafică $E_{kj} = f(k)$ din fig 4.22. reprezintă gradele de excitație ale sistemului oscilant.

d) Determinarea amplitudinii vibrațiilor torsionale forțate amortizate.

Consumurile de energie din sistemul oscilant, care determină amortizarea vibrațiilor torsionale sunt cauzate, în general de frecări mecanice, de natură uscată sau vâscoasă.

Principalele subansambluri ale linii de arbori care produc amortizări sunt: cupla piston – cilindru, lagărele arborelui cotit, elicele care se rotesc în apă, volantul motorului în frecarea cu aerul.

Schema defazajelor corespunzătoare
primelor 21 armonici pentru
pulsatie de gradul I

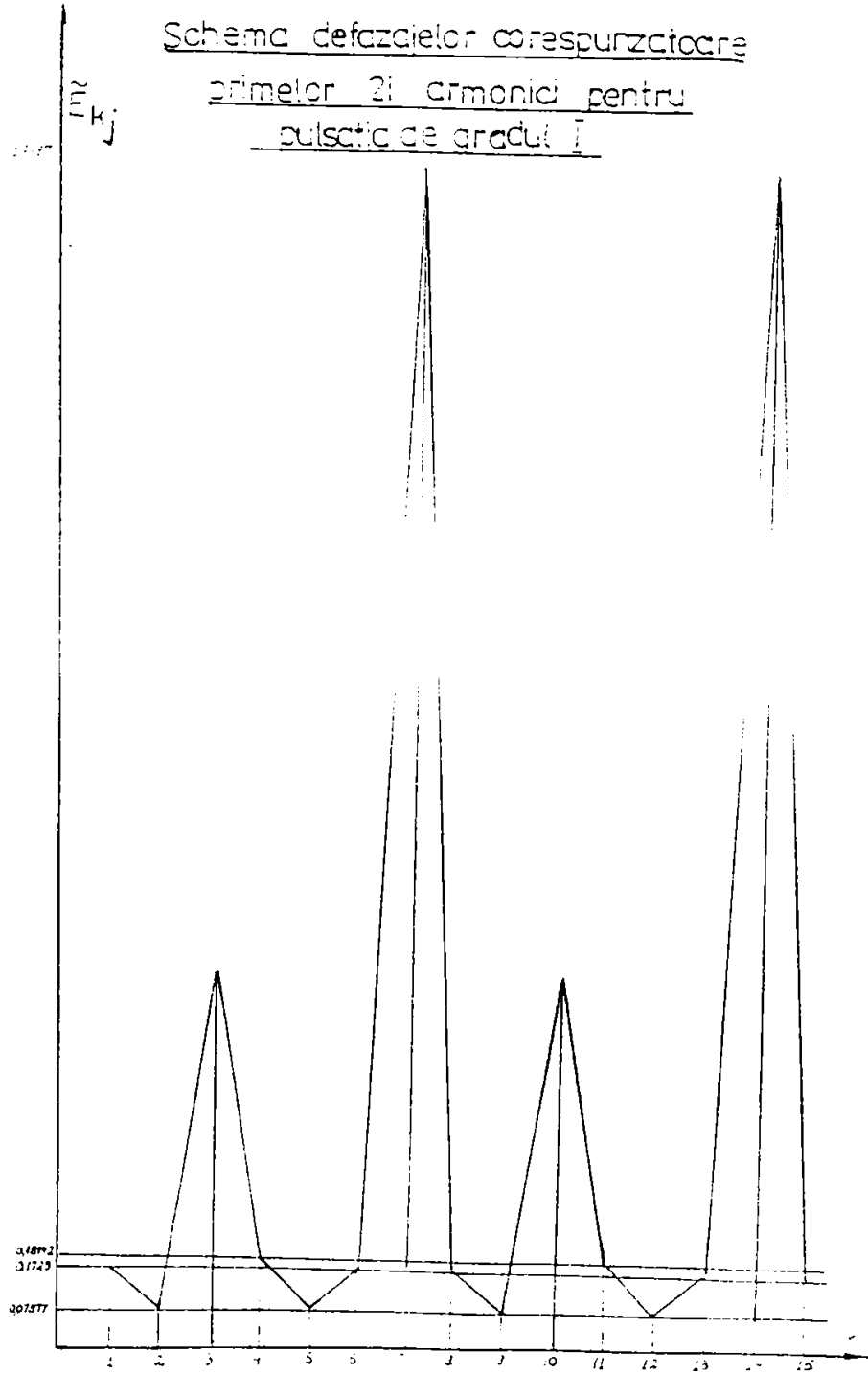


Fig. 4.22.a

Schema defazajelor corespunzătoare
primelor 2i armonici pentru
pulsatia ω gradul II

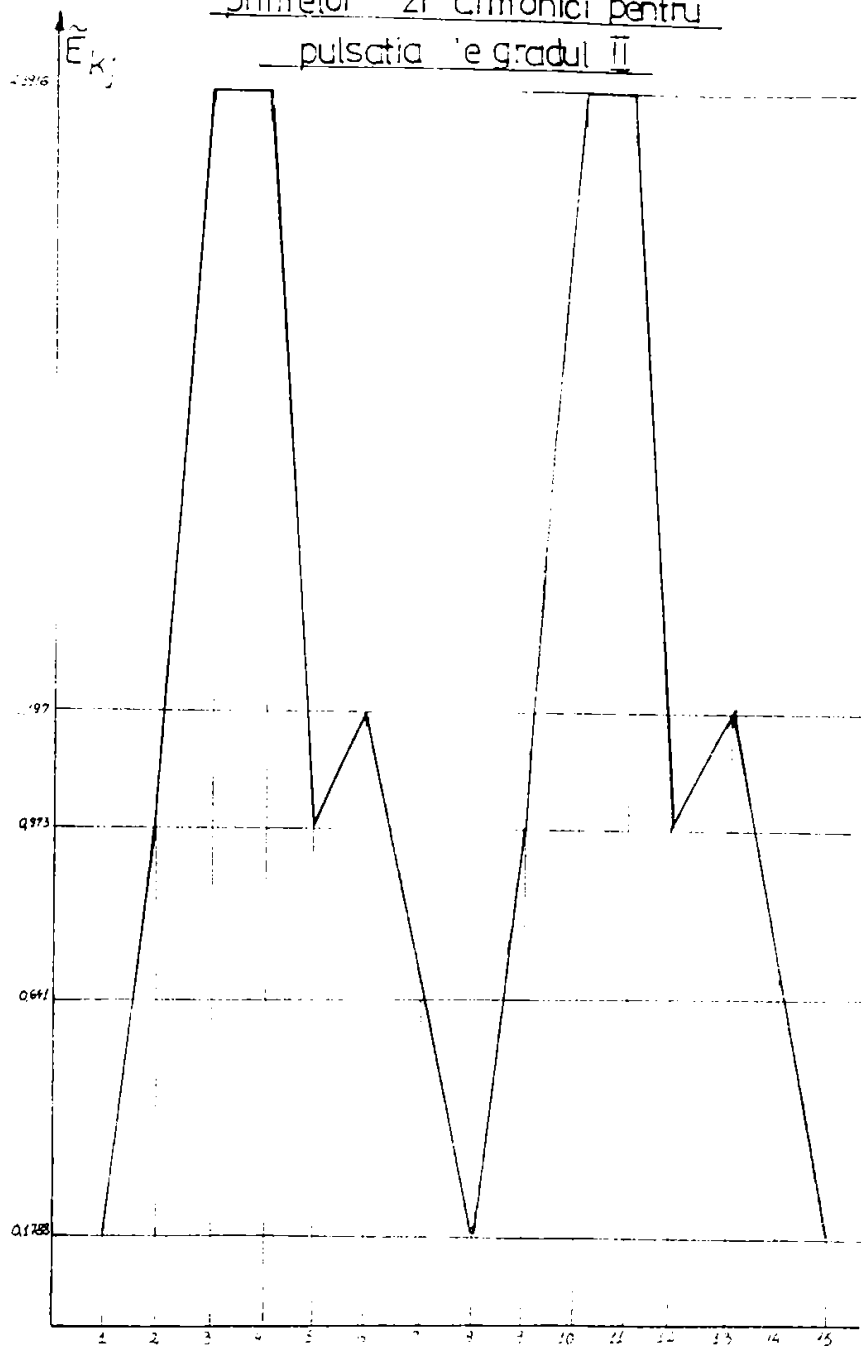


Fig. 4.22.b.

Aprecierea capacităților de amortizare ale diferitelor subansambluri și piese este foarte dificilă. Se obișnuiește determinarea unor coeficienți de amortizare cu relații empirice, cea mai utilizată fiind relația lui Shanon

$$A_k = (48 \div 58) \frac{1}{i} \sum_{j=1}^i \Phi_j \quad (4.56)$$

în care i = numărul de cilindri ai motorului, iar suma $\sum \Phi_{kj}$ se obține din coloana a III - a a tabelului (3).

$$A_{k\omega_{01}} = 39,216 = 48 \cdot \frac{1}{7} \cdot 5,719$$

$$A_{k\omega_{0n}} = 4,395 = 48 \cdot \frac{1}{7} = 0,461$$

- Amplitudinea momentelor excitatoare se determină cu relația

$$|M_k| = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S}{2} \cdot P_{tgk} \quad (4.57)$$

în care: $D = 800$ [mm] = diametrul cilindrului

$S = 2320$ [mm] = cursa pistonului

P_{tgk} = presiunea tangențială echivalentă a gazelor, dată în tab. (4.5)

Pulsația proprie de gradul I, respectiv II și ordin k este

$$\omega_{1k(IIk)} = \frac{\omega_{0I(0II)}}{k}$$

Turațiile critice corespunzătoare sunt:

$$n_{1,IIk} = \frac{n_{0I,0II}}{k} = 9,55 \cdot \omega_{1k(IIk)}$$

- Deformația statică unghiulară corespunzătoare discului 1 este

$$\Phi_{Sk1} = \frac{|M_k| \cdot E_k}{\omega_{0I,0II}^2 \cdot \sum_{i=1}^n J_i \cdot \Phi_{kj}^2} \quad (4.58)$$

unde: $|M_k|$ este amplitudinea momentului excitator dat de relația (4.57).

E_k = energia relativă introdusă în sistemul oscilant, calculată

$\sum_{i=1}^n J_i \cdot \Phi_{kj}^2$ – suma determinată în col. 4, respectiv 6 a tab. (4.4)

- Amplitudinea deformației unghiulare a vibrațiilor excitate de componenta de ordin k a momentului motor este

$$\Phi_{k1} = A_k \cdot \Phi_{Sk1} \quad (4.59)$$

- Momentul de torsiune adițional maxim produs de vibrațiile de torsiune forțate este dat de

$$|M_{T_{1,max}}| = \Phi_{k1} \cdot \left(\sum_{j=1}^i J_j \cdot \omega_0^2 \Phi_j \right)_{max} \quad (4.60)$$

În ultima relație, suma $\sum_{j=1}^i J_j \cdot \omega_0^2 \Phi_j$ reprezintă valoarea maximă a momentului forțelor de inerție din tabelul Holzer:

$$M_{T_{\max 1}} = \Phi_{k1} \cdot 7,3537 \cdot 10^7 \text{ pentru } \omega_{0I}$$

$$M_{T_{\max 2}} = \Phi_{k1} \cdot 19,9755 \cdot 10^7 \text{ pentru } \omega_{0II}$$

- Tensiunile adiționale ce apar datorită vibrațiilor torsionale forțate sunt:

$$\tau_{k \max} = \frac{M_{T_{k \max}}}{W_p} \text{ cu } W_p = \frac{\pi d^3}{16}$$

Calculule mărimilor indicate mai sus sunt sistematizate în tab. (4.6).

În fig. 4.23 s-au reprezentat grafic variația amplitudinilor unghiulare Φ_{kj} și a tensiunilor $\tau_{k \max}$.

Pe aceeași figură, s-au trasat valorile limită (admisibile) admise de R.N.R., notate astfel:

τ_1 = valorile maxime admisibile ale tensiunilor datorate vibrațiilor torsionale, la funcționarea îndelungată;

τ_2 = tensiuni admisibile pentru care se admite o trecere rapidă prin turația corespunzătoare.

Conform R.N.R.

$$\tau_1 = \pm \left(45 - 0,4\sqrt{d} - 13 \frac{n_c}{n} \right) \left(\frac{2R_m - 510}{R_m} \right) \quad (4.61)$$

unde: d = diametrul arborelui port-elic;

n_c = turația de calcul, cu valori în intervalul $(0,25 \dots 1,1) \cdot n$, $n=98$ [rot / min]

Luând $n_c = 0,25 n = 24,5$ [rot / min]

$n_c = 1,1 n = 107,8$ [rot / min]

rezultă

$$\tau'_1 = 41,44 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_1 = 30,39 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_2 = 2\tau_1$$

Calcululele, repetate pentru $\omega_{II} = 62,722 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ sunt centralizate în tab. (4.7).

Pe graficul din fig. (4.24) se observă că tensiunile care corespund turației 70 .. 80 rot / min sunt cele mai mari, ele reprezentând domeniul interzis pentru funcționarea de lungă durată.

e) Determinarea regimurilor de rezonanță.

Pulsația excitației de ordinul k se calculează cu relația

$$\Omega_k = \frac{k}{9,55} \cdot n \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (4.62)$$

Determinarea regimurilor de rezonanță

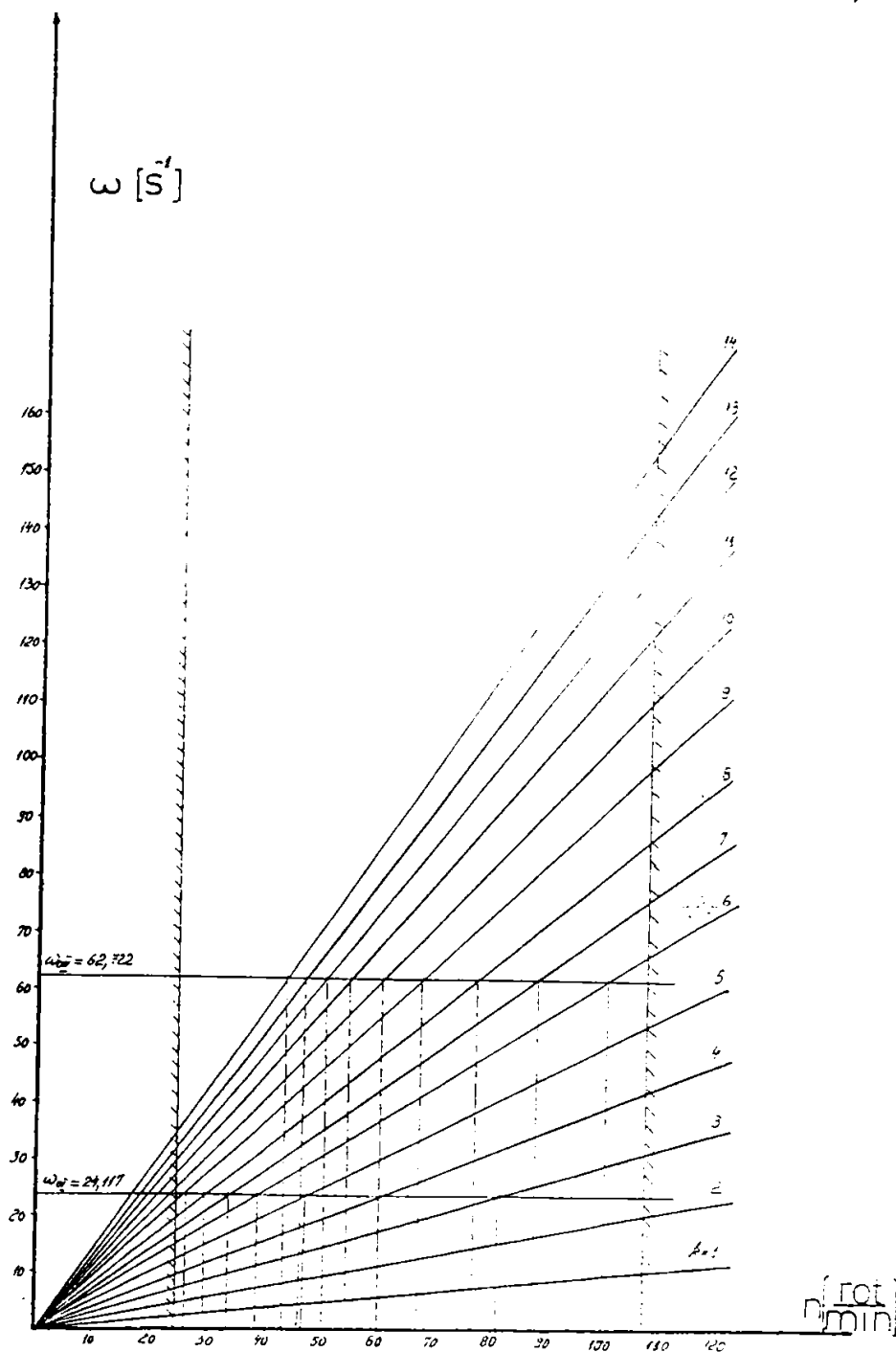


Fig. 4.24

Valorile sunt indicate în tab. (4.7).

Pe baza acestui tabel este trasată diagrama $\Omega_k = f(n)$ în fig.4.24. Coborând verticale din punctele de intersecție ale funcției Ω_k cu horizontalele duse prin valorile pulsațiilor proprii, se determină valorile turățiilor critice. Aceste valori sunt centralizate în tab. (4.8). Ele sunt obținute pe cale grafică și coincid cu valorile calculate în tabelele (4.6) și (4.7).

4.3.3 Vibrații de încovoiere ale liniilor de arbori navale

a) Vibrații de încovoiere libere

Datorită formei complicate a arborelui cotit, se înlocuiește masa sa cu o masă redusă m_r , determinată din condiția de egalitate a energiei cinetice

$$m_r = \frac{\sum_{j=1}^n m_j \cdot Y_j^2}{Y_r^2} \quad (4.63)$$

în care m_j reprezintă masa elementelor în care s-a discretizat arborele cotit, Y_j amplitudinea mișcării vibratorii a elementului de ordin j (care este un fus sau un braț al arborelui cotit)

$$Y_j = Y_r \sin \omega t \quad (4.64)$$

iar Y_r amplitudinea vibrației de încovoiere, de aceeași pulsație ω ca și arborele cotit, a masei reduse a acestuia.

Schema de calcul din fig. 4.25, în care o manivelă a arborelui cotit este încărcată în planul său median cu o forță F și rezemată la extremități, permite determinarea deformațiilor Y_j . Se observă însă că situația este identică cu aceea în care manivela ar fi încastrată la nivelul planului său median, deformația în dreptul forței corespunzând cu cea a extremității asupra căreia acționează reacțiunea $F_1 = F/2$.

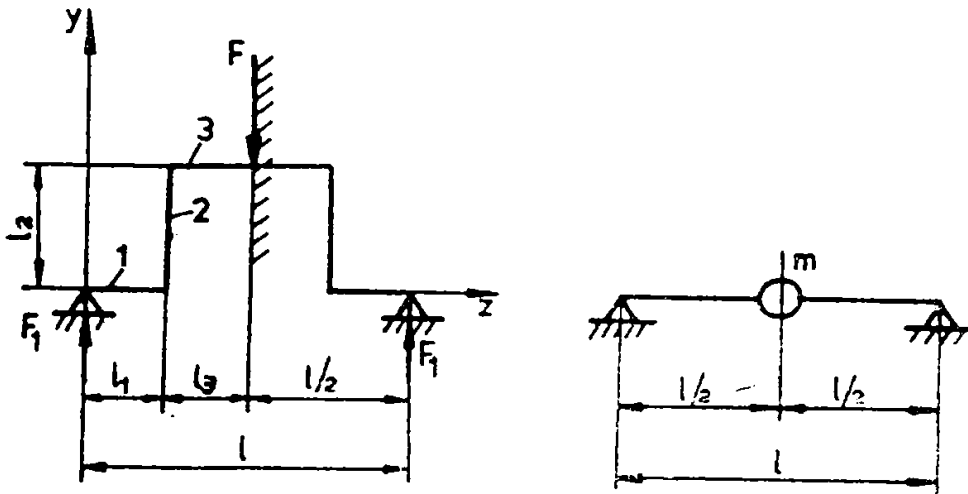


Fig. 4.25

Deformația căutată Y_r se determină aplicând teorema lui Castigliano astfel:

$$Y_r = Y_{F_1} = \int_0^{l_1} \frac{M_1}{E \cdot I_1} \cdot \frac{\partial M_1}{\partial F_1} dz + \int_0^{l_2} \frac{M_2}{E \cdot I_2} \cdot \frac{\partial M_2}{\partial F_1} dz + \int_0^{l_3} \frac{M_3}{E \cdot I_3} \cdot \frac{\partial M_3}{\partial F_1} dz \quad (4.65)$$

unde M_1, M_2, M_3 reprezintă momentele încovoietoare aplicate, respectiv, pe cele trei elemente constructive ale manivelei; I_1, I_2, I_3 sunt momentele de inerție ale acestor elemente și E - modulul de elasticitate al materialului din care este realizat arborele cotit.

Momentele încovoietoare care acționează pe cele trei elemente ale manivelei, împreună cu derivatele respective, sunt date de expresiile:

$$\begin{aligned} M_1 = z \cdot F_1 \quad ; \quad \frac{\partial M_1}{\partial F_1} = z \quad ; \quad M_2 = l_1 \cdot F_1 \quad ; \quad \frac{\partial M_2}{\partial F_1} = l_1 \quad ; \\ M_3 = (l_1 + z) \cdot F_1 \quad ; \quad \frac{\partial M_3}{\partial F_1} = l_1 + z \end{aligned} \quad (4.66)$$

iar momentele de inerție ale acestor elemente sunt calculate pe baza dimensiunilor din fig. 4.25.

Luarea în considerare a rigidității sporite a manivelei în regiunea racordării fusurilor la brațe se face prin reducerea cotelor lungimii palierului și manetonului cu cantitatea $\delta_z = \frac{h}{3}$ și a lungimii brațului cu $\delta_y = \frac{d_p}{2}$ conform fig. 4.25.

În acest fel, relația 4.65 devine:

$$Y_r = \frac{F_1}{E} \left\{ \frac{(l_1 - \delta_z)^3}{3 \cdot I_1} + \frac{l_1 \cdot (l_2 - 2 \cdot \delta_y)}{I_2} + \frac{l_3 - (l_1 - \delta_z)}{I_3} \cdot \left[l_1^2 - l_1 \cdot (l_3 - \delta_z) + \frac{(l_3 - \delta_z)^2}{3} \right] \right\} \quad (4.67)$$

Cu date numerice considerate, rezultă:

$$Y_r = 7,30735 \cdot 10^{-11} \cdot F_1$$

$$Y_1 = 0,4840243 \cdot 10^{-11} \cdot F_1$$

$$Y_2 = 2,2838575 \cdot 10^{-11} \cdot F_1$$

$$Y_3 = 4,53947 \cdot 10^{-11} \cdot F_1$$

Cu aceste valori, introduse în 4.63 se obține masa redusă a manivelei $m_r = 817$ Kg. Ținând cont de linia de arbori prezentată în fig. 4.3 a și de dimensiunile din figură se obține sistemul oscilant din fig. 4.26 b cu ajutorul căruia se pot studia vibrațiile de încovoiere ale liniei de arbori.

Masele din fig. 4.26 b sunt, respectiv: $m_1 = m_2 = \dots = m_6 = m_r$, $m_7 = m_v$ (masa volantului și a arborelui ce susține volantul) $m_8 =$ masa arborelui intermediar; $m_9 = m_e + m_a$ (masa elicei și a arborelui port-elice, concentrate în centrul de greutate al sistemului format din aceste două mase, situat la distanța $2l$ față de penultimul reazem). Acestor mase le corespund forțele de greutate

$$F_j = m_j \cdot g \quad j = 1, \dots, 9 \quad (4.68)$$

Pentru sistemul descris, format din 9 mase concentrate pe o grindă elastică de masă neglijabilă, se consideră că deplasările maselor $Y_i(t)$, $i = 1, \dots, 9$, datorate încovoierii grinzii, au loc pe direcție perpendiculară pe axa barei nedeformate. se notează cu δ_{ij} , $i, j = 1, \dots, 9$ coeficienții de influență ai

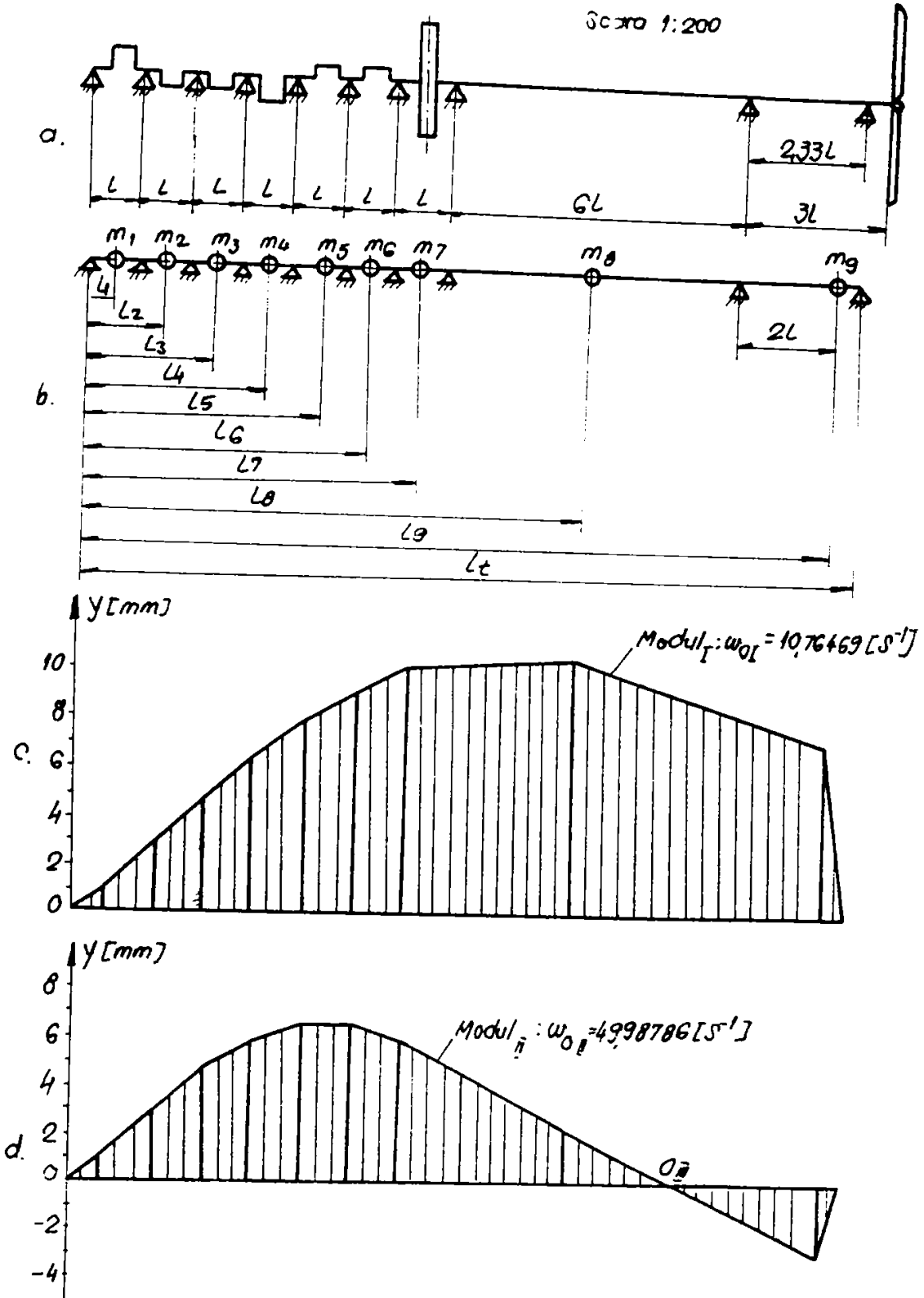


Fig. 4.26

sistemului, reprezentând deplasarea barei în secțiunea i, produsă de o forță egală cu unitatea aplicată în secțiunea j.

Folosind metoda Mohr-Maxwell și regula lui Veresceaghin pentru calculul deplasărilor, obținem următoarea relație pentru calculul deplasărilor, obținem următoarea relație pentru calculul coeficienților δ_{ij}

$$\delta_{ij} = \sum_{i=1}^n \int \frac{m_i \cdot m_j}{E \cdot I_z} dz = \frac{1}{E \cdot I} \sum_{i=1}^n A_i \cdot f_i = \frac{l_i \cdot (l - l_j) \cdot (2l l_j - l_i^2 - l_j^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (4.69)$$

notațiile fiind cele din fig. 4.27.

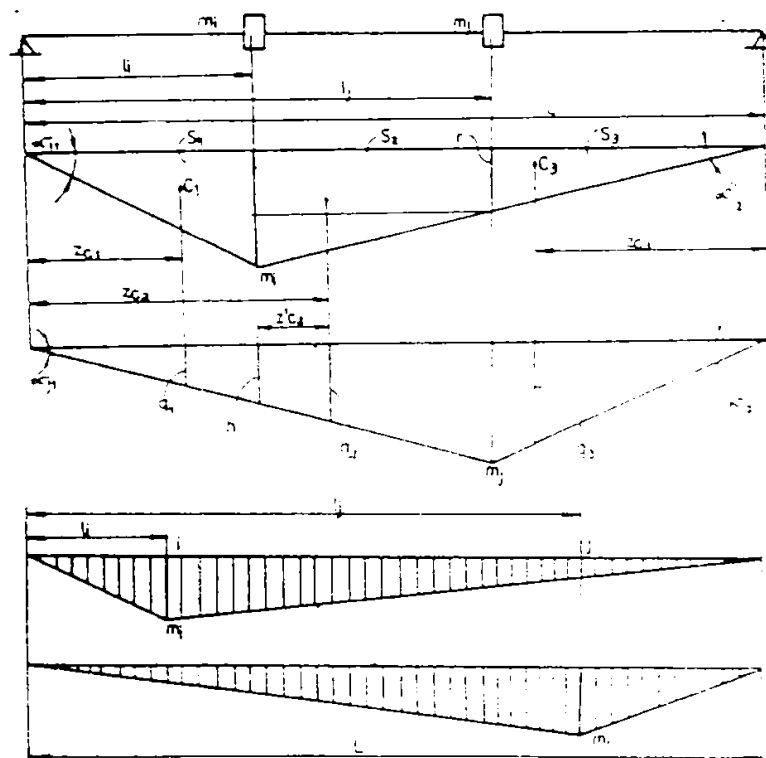


Fig. 4.27

Prin aplicarea principiului suprapunerii efectelor, deplasările celor 9 mase vor avea expresia:

$$Y_j = \sum_{i=1}^9 F_j \cdot \delta_{ij} \quad , \quad j = 1, \dots, 9 \quad (4.70)$$

Notând cu F_j forțele de inerție care acționează asupra maselor în mișcare, acestea au valoarea

$$F_j = -m_j \cdot \ddot{y} \quad (4.71)$$

relație care, introdusă în 4.70 conduce la

$$\sum_{j=1}^n m_j \cdot \delta_{ij} \cdot \ddot{y}_j + Y_i = 0 \quad i = 1, \dots, 9 \quad (4.72)$$

Sub formă matriceală, sistemul 4.72 se poate scrie

$$[b] \{ \ddot{y} \} + \{ y \} = \{ 0 \} \quad (4.73)$$

în care

$$[b] = [\delta_{ij} m_i]_{i,j=1,\dots,9} = [\delta] [m] \quad (4.74)$$

În final, interesează analiza armonică a forței rezultante de excitație a vibrațiilor de încovoiere ale liniilor de arbori

$$Z_B = \sum_{k=1}^s Z_{B_k} \quad (4.81)$$

cu

$$Z_{B_k} = |Z_{B_k}| \cos(k\omega t - \theta_k) \quad (4.82)$$

în care modulul este

$$|Z_{B_k}| = \sqrt{|Z_{B_{pk}}|^2 + |Z_{B_{ak}}|^2 + 2 \cdot |Z_{B_{pk}}| \cdot |Z_{B_{ak}}| \cdot \cos(\theta_{pk} - \theta_{ak})} \quad 4.83$$

unde $Z_{B_{pk}}$ este modulul componentei armonice dată de presiunea gazelor din cilindru, $Z_{B_{ak}}$ este modulul componentei armonice corespunzătoare inerției maselor în mișcare alternativă, θ_{pk} și θ_{ak} fazele inițiale pentru cele două componente armonice determinate pe baza unor coeficienți ai dezvoltării armonice dați în cărțile de motoare.

Efectuând calculele pentru motorul luat ca referință, se obțin rezultatele din tabelul 4.9. Pe baza acestora se pot trasa (fig. 4.28) variația cu unghiul de manivelă a forțelor datorate presiunii gazelor și inerției maselor în mișcare.

Tabelul 4.9 Calculul modurilor I și II de vibrație de încovoiere

Nr. masă	m_j [kg]	z_j [m]	Y_{Ij} [-]	Y_{IIj} [-]
1	817	0.825	1.0000000	1.0000000
2	817	2.475	2.9677254	2.9123939
3	817	4.125	4.8365882	4.5661747
4	817	5.775	6.5434115	5.8025441
5	817	7.425	8.0240385	6.4818916
6	817	9.075	9.2161028	6.4889013
7	9796	10.725	10.0587390	5.7353914
8	27888	14.025	10.4904310	2.0815935
9	42144	19.800	6.9697096	-4.5020608

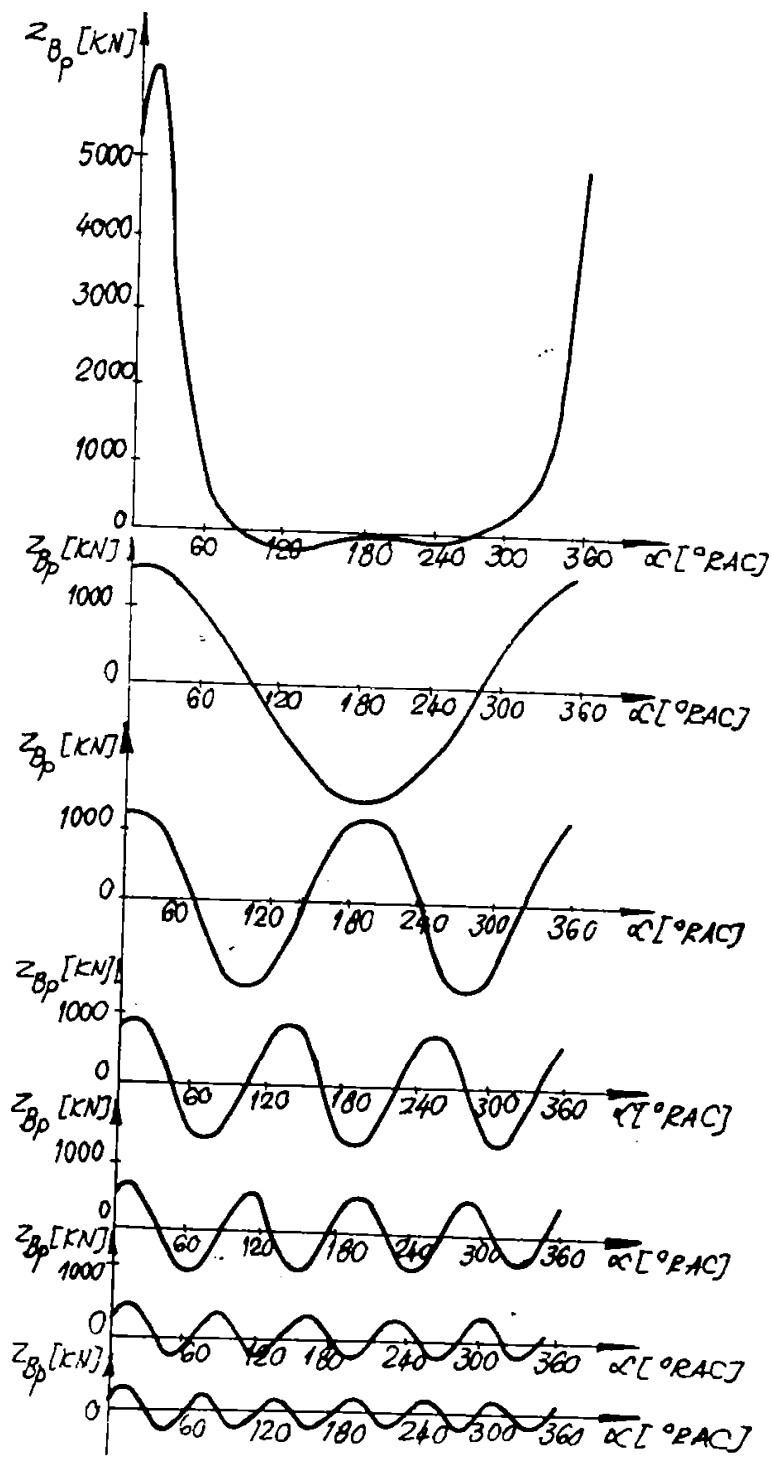


Fig. 4.28. a.

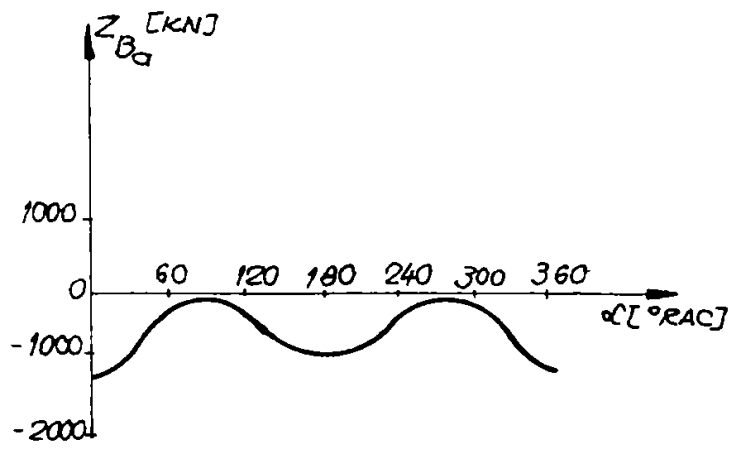


Fig. 4.28.b

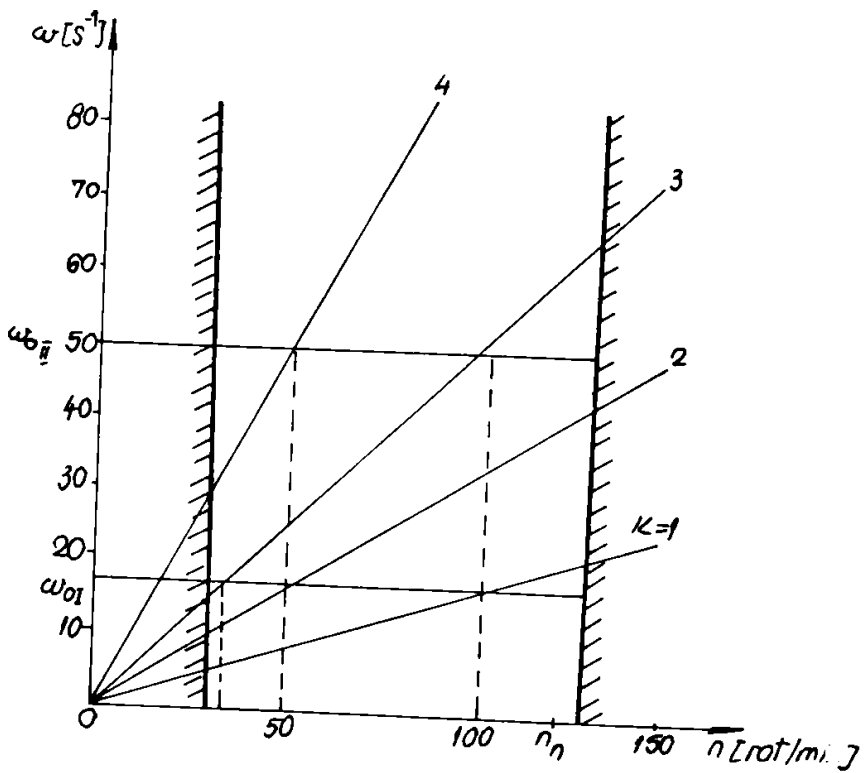


Fig. 4.29.

Pentru calculul vibrațiilor de încovoiere ale liniilor de arbori, se revine la sistemul (4.73), care însă nu va mai fi omogen, membrul drept al acestuia fiind $[\delta] [Z_{Bk}]$, în care $[\delta]$ este matricea coeficienților de influență dată de (4.75), iar $\{Z_{Bk}\}$ este vectorul forțelor de excitație dat de (4.82). Ordinul armonic k pentru care se efectuează calculul este acela care poate excita vibrațiile de încovoiere în gama turațiilor de lucru ale arborilor.

Deoarece determinarea prin calcul a deformațiilor de încovoiere ale liniei de arbori multiplu rezemate pe lagăre se efectuează mai greu, în practică nu se procedează la un calcul al vibrațiilor forțate de încovoiere.

Turațiile critice sunt determinate pe baza pulsației proprii la fel ca și în cazul vibrațiilor torsionale.

În fig. 4.29 s-a prezentat diagrama de turații critice de încovoiere pentru cazul motorului și liniei de arbori luate în studiu.

4.3.3 *Vibrațiile axiale ale liniilor de arbori navale*

a) Vibrațiile axiale libere

Vibrațiile axiale ale liniilor de arbori (în cazul motorului cuplat direct cu elicea) au ca origine: vibrațiile axiale ale arborelui cotit, vibrațiile forțate de împingere ale elicei ca și vibrațiile torsionale (prin așa numitul fenomen de cuplaj).

De menționat că problema vibrațiilor axiale nu este luată în considerare de registrele de clasificare navale (cu excepția Lloyd's Register - care dă o relație de calcul a turației critice, valabilă însă numai pentru cazul elicelor acționate prin intermediul unor reductoare de turație sau electrice).

În vederea studierii vibrațiilor axiale libere, sistemul de propulsie al navei se înlocuiește printr-un sistem oscilant echivalent format din mase și elemente elastice care să aproximeze cât mai bine sistemul real. Masele ce intervin sunt : elicea lagărul axial și arborii; ele sunt legate prin arbori elastici ca în figura 4.30

Din acest motiv, se consideră o manivelă a arborelui cotit simplu rezemată în lagărele paliere adiacente, încărcată cu forțele axiale (fig. 4.31) și se înlocuiește această manivelă prin două mase reduse ($m_1 = \frac{m}{2}$, m fiind masa reală a manivelei) legate între ele printr-un tronson elastic de aceeași lungime ca manivela, de rigiditate de trebuie determinată.

Deformația produsă de acest sistem de forțe se determină aplicând teorema lui Castigliano, considerând manivela încastrată la nivelul planului median, datorită simetriei încărcării. Se va ține seama de faptul că elementul 1 este comprimat, elementul 2 este solicitat la încovoiere, iar elementul 3 la încovoiere și compresiune.

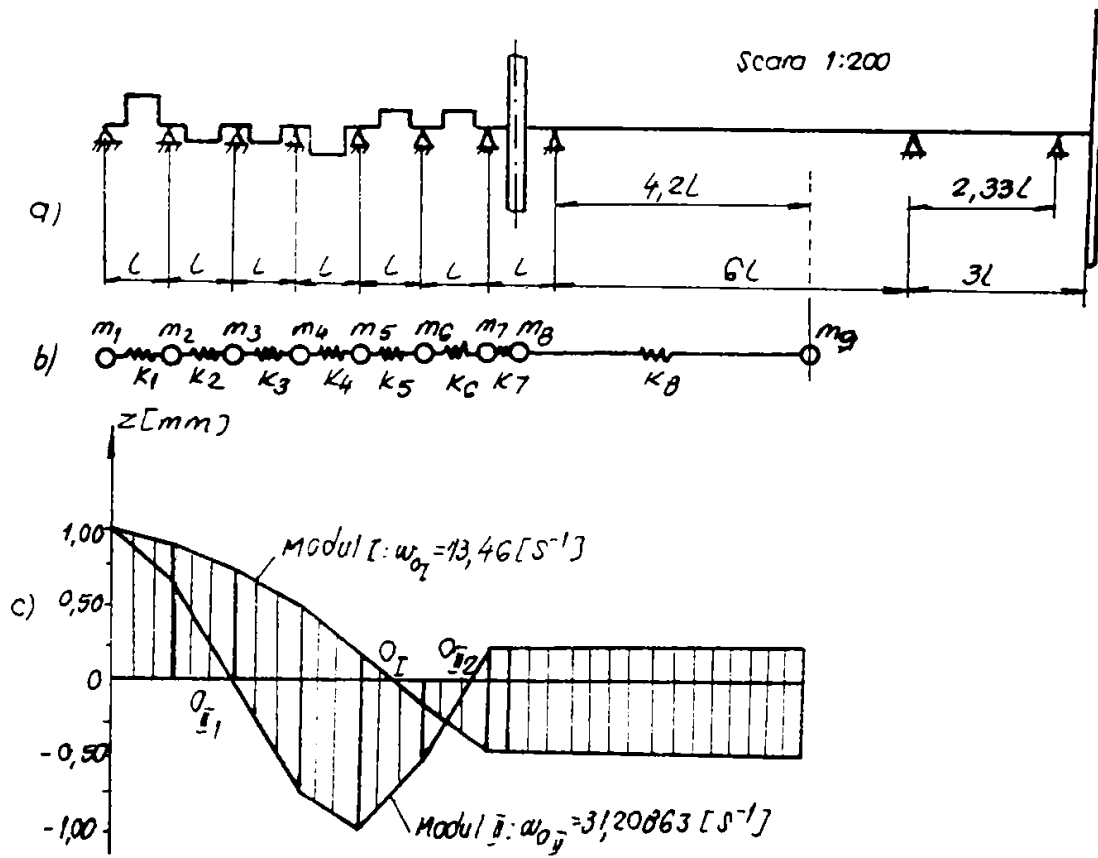


Fig. 4.30

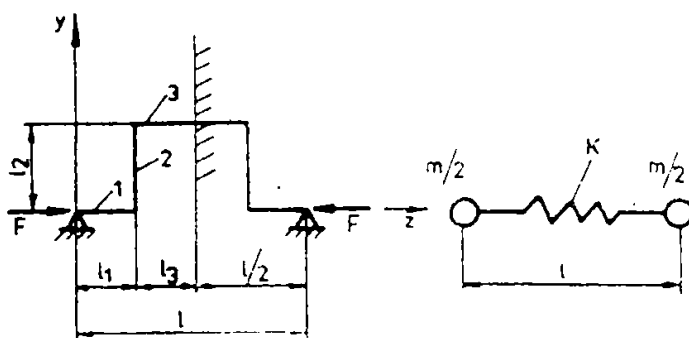


Fig. 4.31

Notând cu Z_r amplitudinea vibrației (mărimea deformației) corespunzătoare este:

$$Z_r = \sum_{S=1}^3 Z_S \quad (4.84)$$

$$Z_S = \int \frac{M_S}{E \cdot I_S} \frac{\partial M_S}{\partial F} ds + \int \frac{N_S}{E \cdot A_S} \frac{\partial N_S}{\partial F} ds$$

unde M_S = momentul încovoietor pentru elementul S ($S=1, 2, 3$);

N_S = forța axială pentru elementul S;

I_S = momentul de inerție axial al elementului S;

A_S = aria secțiunii transversale a elementului S.

Rezultă:

- pentru elementul 1:

$$N_1 = F \quad ; \quad \frac{\partial N_1}{\partial F} = 1$$

- pentru elementul 2:

$$M_2 = F \cdot y \quad \frac{\partial M_2}{\partial F} = y \quad (4.85)$$

- pentru elementul 3:

$$M_3 = F \cdot l_2 \quad ; \quad \frac{\partial M_3}{\partial F} = l_2$$

$$N_3 = F \quad ; \quad \frac{\partial N_3}{\partial F} = 1$$

Cu notațiile și dimensiunile cotelui din fig. 4.25 și luând în considerare reducerea cotelor cu δ_y și δ_z din cauza măririi rigidității în zona de încăstrare a fusurilor în brațul de manivelă se obțin:

$$I_2 = \frac{b \cdot h^2}{12} \quad ; \quad I_3 = \frac{\pi \cdot d_m^4}{64}$$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad ; \quad A_3 = \frac{\pi \cdot d_m^2}{4}$$

$$Z_r = \int_0^{l_1 - \delta_z} \frac{F}{E \cdot A_1} \cdot dz + \int_0^{l_2 - 2\delta_y} \frac{F}{E \cdot I_2} \cdot y \cdot dy + \int_0^{l_3 - \delta_z} \left(\frac{F \cdot l_2}{E \cdot I_3} \cdot l_2 + \frac{F}{E \cdot A_3} \right) dz =$$

$$= \frac{F}{E} \cdot \left[\frac{l_1 - \delta_z}{A_1} + \frac{(l_1 - 2 \cdot \delta_y)^3}{3 \cdot I_2} + \frac{l_2^2 \cdot (l_3 - \delta_z)}{I_3} + \frac{l_3 - \delta_z}{A_3} \right] \quad (4.86)$$

Acceași deformație, scrisă pentru sistemul oscilant echivalent este:

$$Z_r = \frac{F}{K} \quad (4.87)$$

unde K este rigiditatea axială a sistemului oscilant echivalent. Din egalarea relațiilor lui Z_r se obține:

$$K = \frac{E}{2 \cdot \left[\frac{l_1 - \delta_z}{A_1} + \frac{(l_2 - 2\delta_y)^3}{3 \cdot I_2} + \frac{l_2^2 \cdot (l_3 - \delta_z)}{I_3} + \frac{l_3 - \delta_z}{A_3} \right]} \quad (4.88)$$

factorul 2 de la numitor fiind pentru simetria configurației schematice. Cu valorile numerice luate în calcul, rezultă $K=4.33552 \cdot 10^7$ N/m, iar pe această bază se obține sistemul oscilant din fig. 4.30 în care masele sunt:

$m_1 = m_7 = m/2$, m fiind masa unei manivele;

$m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m$

m_8 este suma dintre masa volantului și a arborelui ce susține volantul;

m_9 este suma dintre masa arborelui intermediar și a celui port-elice, la care se adaugă și masa elicei; masa m_y este concentrată în centrul de greutate al sistemului format din masele ce o compun, la distanța 4.2·l de antepenultimul reazem.

Rigiditățile axiale K_7 și K_8 se determină cu relația $K = \frac{E \cdot A}{l}$, în care A este aria secțiunii transversale a arborelui intermediar, respectiv port elice, iar l_7 și l_8 sunt lungimile deduse din fig. 4.30 a. Se ține seama de analogia formală perfectă cu vibrațiile torsionale, la care:

- se înlocuiesc momentele de inerție mecanice prin masele determinate în sistemul echivalent;

- se înlocuiesc rigiditățile torsionale prin rigiditățile tronsoanelor între două mase.

Calcululele numerice, sintetizate în tabelele 4.10 și 4.11 sunt realizate după metoda Holzer-Tolle prezentată în studiul vibrațiilor torsionale. În tabele Z_j sunt amplitudinile vibrațiilor axiale în dreptul maselor considerate.

Valorile pulsațiilor proprii ale vibrațiilor axiale (pentru care s-au întocmit tabelele) sunt:

$$\omega_{OI} = 18,167 \cdot s^{-1} \text{ și } \omega_{OII} = 42,103 \cdot s^{-1}$$

Modurile proprii de vibrații sunt date în fig. 4.30 a, b. Se constată asemănarea acestor moduri de vibrație cu cele ale vibrațiilor de răsucire.

b) Vibrațiile axiale forțate

Principala sursă de excitație a vibrațiilor axiale ale liniilor de arbori cuplate direct cu motorul o constituie variația forței de împingere a elicei, datorită funcționării acesteia într-un câmp de viteze neuniform ce apare în pupa navei (siaj).

Pentru a lua în considerare aceste efecte, se ia în considerare o elice cu Z_p pale, care se rotește cu viteza unghiulară ω într-un curent uniform și se studiază vitezele corespunzătoare induse de elice în apă.

Se ține seama apoi de faptul că funcționarea elicei în pupa navei are loc într-un curent neuniform (siaj), ceea ce face să se ia în considerare un coeficient mediu de siaj W , calculat cu relații experimentale.

Dacă V este viteza navei, viteza V' în discul elicei este :

$$V' = V \cdot (1 - w), \text{ (Relația Taylor)} \quad (4.89)$$

Se notează cu R_b și R_e razele butucului elicei și discului elicei; cu ρ densitatea apei în care lucrează elicea; cu η_{11} un coeficient de influență a corpului navei în siaj determinat experimental; cu η_0 randamentul elicei în apă liberă, dat sub formă de diagrame de către proiectantul elicei; cu \bar{r}_b raza adimensională a butucului elicei $\left(\bar{r}_b = \frac{R_b}{R_e}\right)$. Rezultă în final variația forței de împingere navale:

$$T = T_0 + \sum_{k=1}^n |T_k| \cdot \sin(k\theta + \varphi'_{ek})$$

în care

$$\begin{aligned} T_0 &= \frac{\pi^2}{4} \cdot Z_p \cdot \rho \cdot V'^2 \cdot R_e^2 \cdot w_0 \\ |T_k| &= \sqrt{(\eta_k - \sigma_k)^2 + \theta_k^2} \\ \eta_k &= \frac{\pi}{2} \cdot Z_p \cdot \rho \cdot V' \cdot \omega \cdot R_e^3 \cdot (1 - \bar{r}_b^2) \cdot a_k \\ \sigma_k &= \frac{\pi}{4} \cdot Z_p \cdot \rho \cdot V' \cdot \omega \cdot R_e^3 \cdot (1 - \bar{r}_b^2) \cdot e_k \\ \theta_k &= \frac{\pi^2}{4} \cdot Z_p \cdot \rho \cdot V'^2 \cdot R_e^3 \cdot w_k \quad ; \quad k = 1 \dots n \\ \varphi_k &= \arctg \frac{\theta_k}{\eta_k - \sigma_k} \quad ; \quad k = 1 \dots n \end{aligned} \quad (4.90)$$

a_k și e_k fiind coeficienți armonici, determinați experimental.

Pe aceleași baze teoretice se ajunge la următoarea variație a momentului rezistent al elicei:

$$M_e = M_{e0} + \sum |M_{ek}| \cdot \sin(k\theta + \varphi_{ek}) \quad (4.91)$$

în care

$$\begin{aligned} M_{e0} &= \frac{\pi}{4} \cdot Z_p \cdot \rho \cdot V'^2 \cdot R_e^3 \cdot (1 - \bar{r}_b) \cdot \zeta_0 \\ |M_{ek}| &= \frac{\pi}{4} \cdot Z_p \cdot \rho \cdot V'^2 \cdot R_e^3 \cdot (1 - \bar{r}_b) \cdot \zeta_k \quad ; \quad k = 1 \dots n \end{aligned} \quad (4.92)$$

Coeficienții armonici ζ_0 și ζ_k precum și faza φ_{ek} au valorile:

$$\begin{aligned} \zeta_0 &= 2 \cdot (1 + \bar{r}_b) \cdot m_0 - (1 - \bar{r}_b) \cdot n_0 \\ \zeta_k &= \sqrt{\gamma_k^2 + \delta_k^2} \end{aligned} \quad (4.93)$$

Tabelul 4.10. Calculul modului I de vibrație axială

Număr masă	m_i [kg]	Z_i [-]	k_i [10^7 N/m]	$\sum m_i \omega_i^2$ [10^7 N]
1	7803	1.0000000	4.33552	0.25753
2	15606	0.9405988	4.33552	0.74201
3	15606	0.7694522	4.33552	1.13833
4	15606	0.5068929	4.33552	1.39941
5	15606	0.1841135	4.33552	1.49424
6	15606	-0.1608390	4.33552	1.41155
7	7803	-0.4861192	9124.78200	1.29636
8	9796	-0.4862602	971.89780	1.12915
9	700032	-0.4874220	-	0.00000

Tabelul 4.11. Calculul modului II de vibrație axială

Număr masă	m_i [kg]	Z_i [-]	k_i [10^7 N/m]	$\sum m_i \omega_i^2$ [10^7 N]
1	7803	1.0000000	2.380953	1.38321
2	15606	0.6809568	2.380953	3.26704
3	15606	-0.0072595	2.380953	3.06621
4	15606	-0.7798258	2.380953	0.90887
5	15606	-0.9894598	2.380953	-1.82840
6	15606	-0.5677331	2.380953	-3.39900
7	7803	0.2162563	9124.78200	-3.09987
8	9796	0.2162563	971.89780	-2.72375
9	700032	0.2139986	-	0.00000

Tabelul 4.12. Modulele și fazele excitațiilor calculate induse de propulsor în linia de arbori

k	$ M_{r_k} $ [kNm]	φ_{r_k} [rad]	$ T_k $ [kN]	φ'_{r_k} [rad]
1	21.52976	0.35145	31.42708	0.43692
2	4.00369	0.72219	7.37728	-1.11682
3	3.75362	-1.19870	5.44444	-0.14334
4	1.47499	-1.12340	2.71710	-0.96497
5	0.92748	1.37264	2.34912	-1.33242
6	0.59780	-0.09851	1.21430	1.28976

cu:

$$\begin{aligned}\gamma_k &= \mu_k \cdot \cos \varphi_{mk} - \nu_k \cdot \cos \varphi_{nk} \quad ; \quad k = 1, \dots, n \text{ în care:} \\ \mu_k &= 2 \cdot (1 + \bar{r}_b) \cdot m_k \\ \nu_k &= 2 \cdot (1 - \bar{r}_b) \cdot n_k \quad ; \quad k = 1, \dots, n \\ \delta_k &= \mu_k \cdot \sin \varphi_{mk} - \nu_k \cdot \sin \varphi_{nk} \quad ; \quad k = 1, \dots, n\end{aligned}\tag{4.94}$$

și

$$\varphi_{ek} = \arctg \frac{\delta_k}{\gamma_k}\tag{4.95}$$

Coeficienții m_0 , n_0 , m_k se determină experimental, pe modelul elicei redus la scară, în bazinul de încercări.

În tab. nr. 4.12 se prezintă variația valorilor momentelor rezistente la elice și forțelor de împingere la elice, determinate pentru elicea cu 4 pale și diametrul 6,4 de la nava la care s-au studiat și vibrațiile de încovoiere, iar în fig. 4.32 sunt reprezentate grafic variațiile acestor momente rezistente și forțe de împingere comparate cu valorile rezultate prin încercările pe model efectuate la Institutul de cercetări și proiectări navale (ICEPRONAV-Galați).

Măsurarea vibrațiilor axiale la nava MINERAL ORDAZ. s-a efectuat la ICEPRONAV-GALAȚI la 8 octombrie 1996 folosind următoarea aparatură:

- Înregistrator de bandă, Tip 7007 Bruel Kjaer;
- Accelerometru, Tip 4321 Bruel Kjaer;
- Analizor FFT, Tip 2034 Bruel Kjaer;
- Dispozitiv de calibrare, Tip 4291 Bruel Kjaer;
- Plotter, Tip 2319 Bruel Kjaer;
- Computer, PC DX4.

Măsurătorile s-au efectuat cu nava în marș în linie dreaptă, cu viteză constantă în Marea Neagră.

Măsurările s-au la partea din prova a motorului principal (capătul liber al arborelui cotit):

- fără amortizorul de vibrație, la turația 59 rot/min;
- cu amortizorul de vibrații, la turația de 90 rot/min.

Conform Bureau Veritas, pentru tipul de motor folosit, armonicele majore sunt 6 și 12, de aceea în tabelele de rezultate se dau numai aceste armonice (3 și 9 sunt armonicele minore).

Pentru fiecare treaptă de turație se dau diagramele în coordonate frecvență-amplitudinea deplasărilor:

- X=axa frecvenței [Hz];
- Y=axa amplitudinilor [mm].

Ca exemplificare se prezintă spectrul de vibrații în fig. pentru turația de 59,05 rot/min, fără amortizorul de vibrații.

Tabelele de rezultate sunt următoarele:

Tab.1

Cu amortizor de vibrații Măsurare la capătul liber al arborelui cotit					
Turația elicei	Ordinul armonicii	3	6	9	12
[rot/min]	Frecvența [Hz]	4,50	9,031	13,531	18,031
90,31	Amplitudinea [mm]	0,136	0,165	0,045	0,031

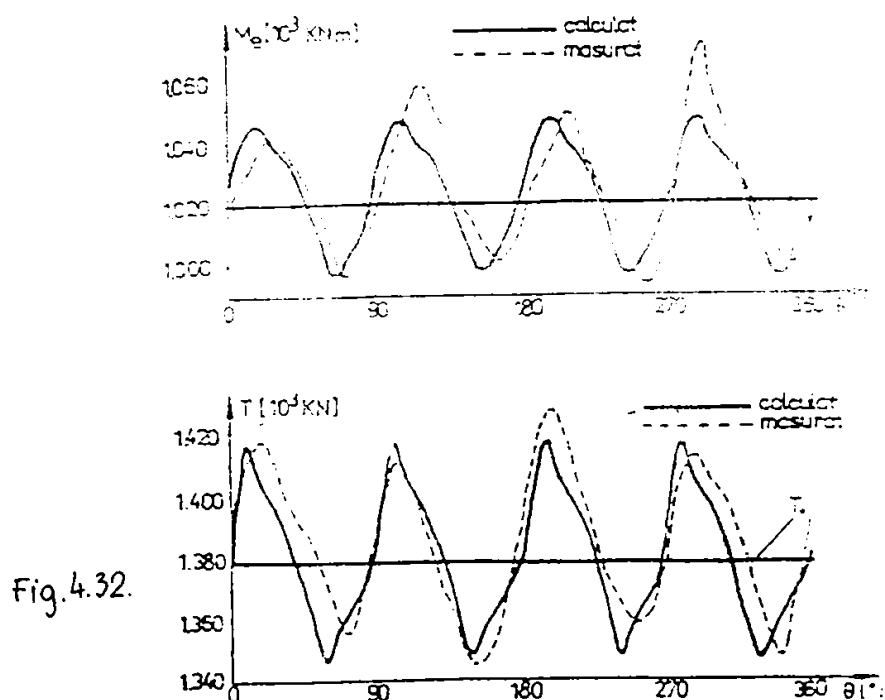
Tab.2

Fără amortizor de vibrații Măsurare la capătul liber al arborelui cotit					
Turația elicei	Ordinul armonicii	3	6	9	12
[rot/min]	Frecvența [Hz]	2,968	5,906	8,875	11,812
59,06	Amplitudinea [mm]	0,052	1,730	0,022	0,024

Valorile parametrilor vibrațiilor axiale nu s-au comparat cu valorile calculate, ci numai cu valorile limită ridicate de constructorul motorului, care indică amplitudinea maximă de 2,57 mm.

Se constată o micșorare importantă atât a frecvențelor cât și a amplitudinilor vibrațiilor axiale la funcționarea cu amortizor de vibrații.

Măsurările de vibrații se fac în practică la cererea beneficiarului, deoarece calculul vibrațiilor axiale nu este cerut de regulile de Clasificare.



4.3.5. Fenomene de cuplare a vibrațiilor torsionale cu cele axiale și de încovoiere ale liniilor de arbori

a) Aspecte generale

Datorită formei geometrice complicate pe care o are arborele cotit al motorului de acționare, deformațiile acestuia capătă un caracter complex, determinând cuplarea diverselor tipuri de vibrații pe care le execută arborele cotit.

Considerând o manivelă a arborelui cotit ca în fig.4.33, asupra căreia acționează momentul de torsiune M_z , se constată că aceasta are tendința să execute atât vibrații torsionale, cât și vibrații de încovoiere în plane paralele cu XOZ, cele două tipuri de vibrații fiind cuplate.

Dacă se acționează asupra fusului maneton cu o forță variabilă F_y situată în planul manivelei (ca în fig.4.34), se constată că manivela are tendința de a executa atât vibrații de încovoiere în planul YOZ, cât și vibrații axiale în lungul axei z.

Așadar, configurația geometrică a arborelui cotit determină **aparitia unor vibrații complexe** ale acestuia care reprezintă **moduri cuplate ale unor vibrații simple**.

Deci, **vibrațiile torsionale excită vibrații de încovoiere, iar vibrațiile de încovoiere excită vibrații axiale.**

În cazul liniilor de arbori ale navelor **cuplate direct** cu motoare navale de propulsie, literatura de specialitate conduce la următoarele observații:

- Deplasările axiale sunt influențate de vibrațiile torsionale; se constată o creștere a mărimii deplasării axiale pentru turațiile din vecinătatea turațiilor critice torsionale. Așa cum s-a văzut anterior pulsația proprie a vibrațiilor axiale, este foarte apropiată de pulsația proprie a vibrațiilor torsionale.

- Amplitudinea vibrațiilor torsionale nu este influențată de vibrațiile axiale

- Efectul cuplării vibrațiilor este mai pronunțat dacă turațiile critice torsionale și cele axiale sunt apropiate; fenomenul este ilustrat în fig.4.28.

b). Mecanismul de cuplare a vibrațiilor torsionale cu cele de încovoiere și axiale

Se consideră mecanismul motor al unui cilindru al motorului ce acționează linia de arbori (ca în fig.4.35).

Cotul de manivelă se află în mișcare de rotație cu viteza unghiulară ω și execută vibrații torsionale la rezonanță cu componenta armonică de ordinul K a momentului motor. Aceasta înseamnă că peste mișcarea circulară a manivelei se suprapune o mișcare vibratorie de amplitudine ϕ_x cu pulsația K. Se considera cunoscute viteza și accelerația pistonului.

Forțele de inerție ale maselor m_r aflate în mișcare de rotație, pe direcție normală și tangențială la axa manivelei sunt:

$$F_{rN} = \left[m_r R \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2 \right] - m_r R \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2 \quad (4.96)$$

$$F_{rT} = m_r \cdot R \frac{d^2\alpha}{dt^2} \quad (4.97)$$

Forța de inerție a maselor m_a în mișcare alternativă are expresia

$$F_a = F_{ay} = (m_a \cdot a_y) = m_a \cdot a_y \quad (4.98)$$

Se obțin următoarele componente ale acestor forțe:

$$F_{rN_x} = F_{rN} \sin\alpha \quad (4.99)$$

$$F_{rN_y} = F_{rN} \cos\alpha$$

$$F_{rT_x} = F_{rT} \cos\alpha$$

$$F_{rT_y} = F_{rT} \sin\alpha$$

$$F_{ay} = m_a \cdot a_y$$

Însumând componentele pe direcția OX între ele și pe OY între ele, se obține în final:

$$X' = F_{rN_x} + F_{rT_x} = m_b \cdot R\omega^2 \left[\sin\omega t + \frac{1}{2} \Phi_K (K-1) \omega t + \frac{1}{2} \Phi_K (K-1)^2 \sin(K-1) \omega t \right] \quad (4.100)$$

$$Y' = F_{rN_y} + F_{rT_y} = (m_r - m_a) R\omega^2 \cos\omega t - m_a R\omega^2 \cos 2\omega t - (m_r - m_a) R\omega^2 \frac{\Phi_K}{2} (K-1)^2 \cos(K-1) \omega t + (m_r - m_a) R\omega^2 \frac{\Phi_K}{2} (K-1) \cos(K-1) \omega t + m_a R\omega^2 \frac{\lambda}{4} \Phi_K (K+2)^2 \cos(K+2) \omega t - m_a R\omega^2 \frac{\lambda}{4} (K+2) \cos(K+2) \omega t \quad (4.101)$$

Concluzia care rezultă este aceea ca, dacă arborele cotit execută vibrații torsionale de pulsație K, apar excitații ale vibrațiilor de încovoiere în plane paralele cu XOZ și YOZ, de pulsații (K+1) și (K+2).

Forțelor excitatoare de vibrații de încovoiere li se adaugă forțele z_b , deci forțele excitatoare vor fi:

$$\begin{cases} X = X' + Z_{BKX} \\ Y = Y' + Z_{BKY} \end{cases} \quad (4.102)$$

în care

$$\begin{cases} Z_{BKX} = Z_{BK} \cos(K\omega t + \theta'_K) \sin K\omega t \\ Z_{BKY} = Z_{BK} \cos(K\omega t + \theta'_K) \cos K\omega t \end{cases} \quad (4.103)$$

La rândul lor, aceste forțe X și Y, vor genera vibrații axiale.

c) Un model de calcul pentru vibrațiile cuplate

Modurile de calcul luate până acum în considerare au la bază un **model simplificat**, care propune considerarea unei singure porțiuni a arborelui cotit, formate dintr-un maneton mărginit de două brațe și palierule adiacente, considerate simplu rezemate.

Pe de altă parte, un model de calcul care să trateze întregul arbore cotit prin metoda elementelor finite **este nerațional** din cauza numărului mare de

elemente finite în care se discreditează arborele, mai ales dacă s-ar avea în vedere și concentratorii de tensiuni.

Din acest motiv, este absolut satisfactor dacă se adoptă un model în care linia de arbori împreună cu arborele cotit al motorului formează un sistem de bare drepte ca în fig. 4.36.

Rezemarea structurii se poate considera în două variante:

- paliere încastrate, în care caz acestea permit numai rotații după axa OZ;
- paliere rezemate, adică acestea permit rotații după axele OX, OY, OZ, fiind împiedicate numai translațiile după axele OX și OY.

Situația reală este între cele două variante, adică motorul nou fiind mai aproape de varianta cu palierile încastrate, iar pe măsură ce apar jocuri în exploatare situația tinde către cazul cu paliere rezemate.

În exemplul prezentat în fig.4.20. s-a considerat un motor cu 6 cilindri în linie cuplat cu linia de arbori, discretizat într-un număr de 37 bare drepte și 38 noduri. Încărcarea s-a considerat cu câte două forțe aplicate la mijlocul fusurilor manetoane, deci în nodurile cu numerele de ordine 6,10,16,22,28,34, pe direcție tangențială și radială.

Forțele tangențiale și radiale au expresiile:

$$T_{Kj} = |T_K| \sin \{K [\alpha - (n_j - 1) \delta] + \theta_K\} \quad (4.104)$$

$$z_{BKj} = |z_{BK}| \cos \{K [\alpha - (n_j - 1) \delta] + \theta_K\} \quad (4.105)$$

în care modulul $|T_K|$ are expresia dată de momentul M_K dat de relația raportat de raza de manivelă R , iar faza inițială θ_K dată de relația (3.31), în timp ce modulul $|z_{BK}|$ se obține cu relația iar faza inițială dată de :

S-a notat cu

α unghiul făcut la un moment dat de manivela numărul 1 ;

K - este ordinul armonic;

δ - este doza unghiular între două aprinderi, succesive;

n_j - este numărul de decalaje unghiulare care separă aprinderile între cilindri

1 și j ; aceasta înseamnă că în cilindrul cu nr. de ordine j aprinderea se declanșează după j-1 decalaje unghiulare.

Forțele date de relațiile se descompun după axele sistemului indicat în fig.(4.20) astfel:

$$\begin{aligned} T_{Kj_x} &= T_{Kj} \cos [K\alpha + (i - n_j) \delta] \\ T_{Kj_y} &= T_{Kj} \sin [K\alpha + (i - n_j) \delta] \end{aligned} \quad (4.106)$$

$$\begin{aligned} z_{Bj_x} &= z_{Bj} \sin [K\alpha + (i - n_j) \delta] \\ z_{Bj_y} &= z_{Bj} \cos [K\alpha + (i - n_j) \delta] \end{aligned}$$

Aceste forțe se determină pentru diferite valori ale unghiului α (în

intervalul 0° - 360° , din 10° în 10°) și se ia în considerare componenta armonică de ordinul K. Aceasta este cea care poate excita vibrațiile liniei de arbori în domeniul $K\omega/\omega_0 \in (0, 8 \div 1, 2)$.

Încărcarea ultimului nod, cu numărul de ordine 38, se face cu forțele și momentele corespunzătoare elicei, și ele corespund relațiilor și metodei de determinare stabilită la capitolul vibrațiilor axiale și de încovoiere.

După discretizarea structurii în modul indicat anterior, este necesară **determinarea matricelor de rigiditate și de masă, pentru un element și pentru întreaga structură.**

Metoda de calcul corespunzătoare nu face obiectul studiului.

d) Concluzii privind studiul vibrațiilor complexe ale liniilor de arbori

Metoda clasică de studiu pentru vibrații rezidă în calculul separat al vibrațiilor torsionale, axiale și de încovoiere, determinând pentru fiecare în parte pulsațiile proprii, corespunzătoare vibrațiilor libere.

Pentru liniile de arbori navale, metoda practică aplicată la calculul vibrațiilor de torsiune are la bază schematizarea Holzer, care permite determinarea pulsațiilor proprii prin rezolvarea prin aproximații a sistemului de ecuații ce descriu vibrațiile. Acest sistem de ecuații este scris pentru o schemă de calcul alcătuită dintr-un arbore fără masă pe care sunt montate un număr n de mase, mase abținute prin înlocuirea coturilor arborilor cotit și elicei cu mase echivalente.

Pentru calculul vibrațiilor de încovoiere, se utilizează în practică metoda coeficienților de influență, determinați pe o schemă simplificată, care transformă un cot al arborelui cotit într-o bară pe două rezeme.

Calculul practic arată că pulsațiile proprii pentru vibrațiile de încovoiere, diferă destul de mult de cele ale vibrațiilor torsionale, motiv pentru care influența lor reciprocă nu este foarte importantă.

Pentru vibrațiile axiale, linia de arbori este schematizată printr-o serie de mase ce vibrează axial. Ecuațiile vibrațiilor torsionale sunt asemănătoare cu cele de la vibrațiile torsionale. Metoda de rezolvare a acestora este asemănătoare cu cea folosită la vibrațiile torsionale (Holzer).

Calculul practic arată că pulsațiile proprii pentru vibrațiile axiale sunt foarte apropiate de cele de răsucire, fapt ce conduce la influențe importante, care în prezent nu se iau în considerare.

În realitate, cele trei feluri de vibrații (torsionale, flexionale, și axiale) se influențează reciproc, fenomenul fiind numit: "Cuplarea vibrațiilor".

Pentru a lua în considerare acest fenomen de cuplare, este necesar un nou model, care să ia în considerare o discretizare a structurii formate din arbore cotit, arbori intermediari și masele montate pe acestea; această discretizare (în elemente finite) ar permite introducerea încărcării în noduri și punerea în evidență a tuturor deplasărilor, rezultând un mod de determinare a pulsațiilor proprii prin calcul matriceal.

În acest fel se pune în evidență "cuplajul" celor trei feluri de vibrații.

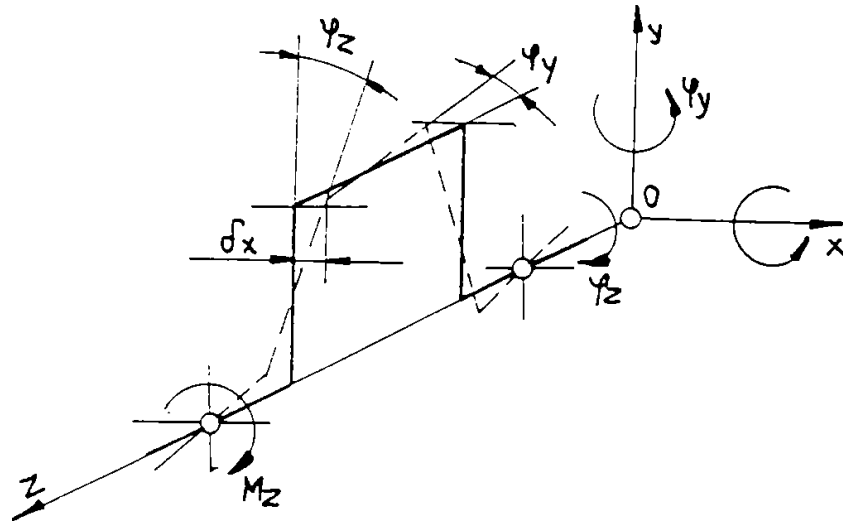


Fig. 4.33

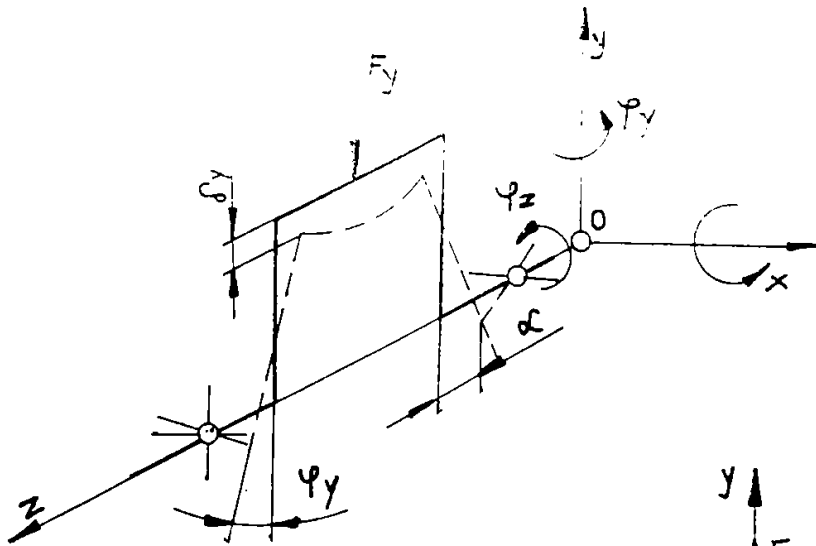


Fig. 4.34

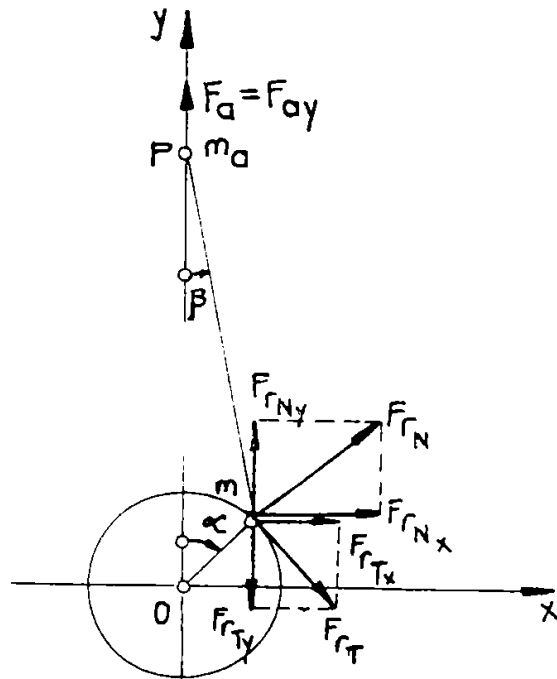


Fig. 4.35

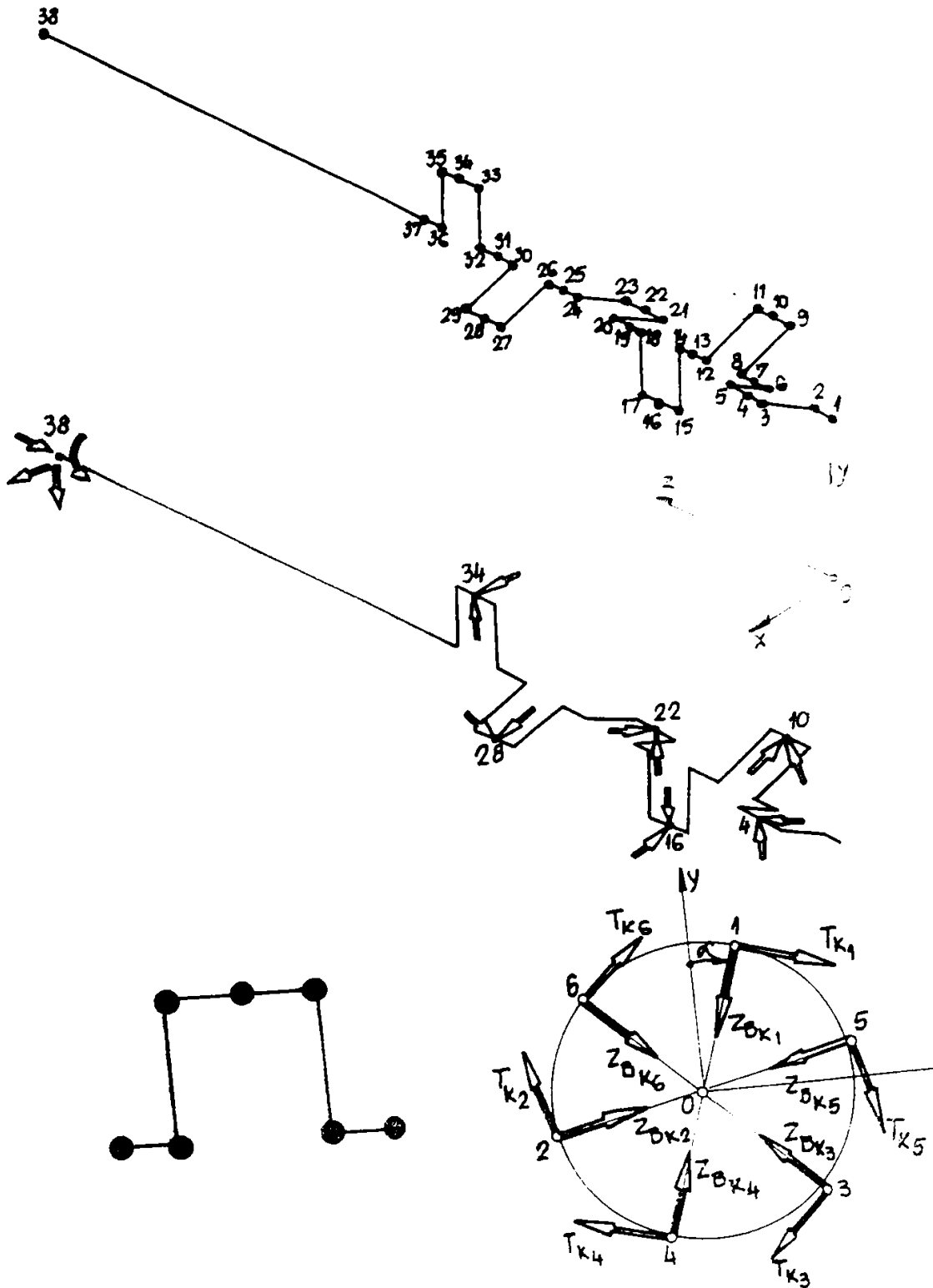


Fig. 4.36

CAPITOLUL 5

Aspecte practice și experimentale

5 Aspecte practice și experimentale

5.1 Centrajul liniei de arbori – aspecte generale

Așa cum s-a arătat la cap. 3, din punct de vedere al schematizării teoretice linia de arbori este o bară dreaptă pe reazeme multiple, solicitată la răsucire de momentul transmis de la motor la elice, la încovoiere de greutatea elicei și greutatea proprie și la compresiune (întindere) de forța axială transmisă de elice în timpul mersului.

Calculul „clasic” al acestei bare arată că, din punctul de vedere al încovoierii, solicitarea cea mai importantă este cea provocată de elicea navei, care este montată în consolă. Masa elicelor este foarte mare (la nava MINERAL – ORDAZ la care s-au făcut măsurările prezentate mai jos ea este de 36.400 Kg), ceea ce conduce la solicitări mari în zona lagărelor din tubul etambou. În același timp, acest mod de solicitare face ca reacțiunile din reazeme să fie foarte inegale, rezultând pentru unele reazeme reacțiuni negative. Acest lucru este inacceptabil din punctul de vedere al funcționării liniei de arbori, atât din cauza uzurii foarte mari a unor lagăre, cât și din cauza influenței pe care aceste solicitări le pot avea asupra motorului, cu care linia de arbori este cuplată.

La construcția navei, poziția stabilită pentru lagărele liniei de arbori se realizează printr-o aliniere perfectă a acestora, fie prin materializarea axei liniei de arbori printr-un fir întins, fie printr-o vizare optică, așa cum s-a arătat la cap.3. Dar după construirea navei, chiar la o aliniere perfectă, apar foarte multe deformații (atât ale liniei de arbori cât și ale corpului navei), toate influențate de încărcarea navei și de starea mării.

Întrucât aceste influențe sunt greu de luat în considerare, se face ipoteza că deformațiile corpului navei nu influențează prea mult sistemul liniei de arbori.

Concluzia este că, dacă toate lagărele ce susțin arborii liniei de arbori sunt în linie dreaptă, încărcările acestora sunt extreme de inegale, iar arborii prezintă o instabilitate datorită faptului că ceea ce se rotește nu este un arbore drept, ci un arbore cu curbă complexă.

Din aceste motive, modul „simplu” de a așeza în linie dreaptă reazemele este în ultima vreme abandonat, în sensul că, prin modificarea poziționării pe verticală a unor lagăre (în special cel intermediar, dar și a altora) se realizează o modificare a reacțiunilor față de valorile rezultate la „alinierea dreaptă”. Acest mod de realizare practică a liniei de arbori este numit „centrare curbă” sau „centrare optimală”.

Principalele influențe ce se iau în considerare pentru o asemenea centrare sunt următoarele :

- La poziționarea lagărelor în linie dreaptă, reacțiunea în lagărul pupa al tubului etambou este foarte mare, iar în lagărul prova al tubului etambou este

negativă sau nulă. În acest ultim lagăr, arborele este "flotant", fapt inacceptabil. Pentru a contracara acest fenomen, se modifică poziția lagărului intermediar, pentru a asigura ca reacțiunea în lagărul prova a tubului etambou să fie pozitivă – și aproximativ jumătate din reacțiunile celorlalte lagăre dinspre motor.

- Lagărul intermediar este cel care poate fi "manevrat" pe verticală cel mai ușor. Din acest motiv, încă de la proiectarea liniei de arbori, se iau în considerare modificări ale poziției acestui lagăr, calculând „coeficienții de influență”, care arată cum se modifică reacțiunile atunci când acest lagăr este ridicat sau coborât cu 0,5 mm. Calculul coeficienților de influență se poate executa și pentru cazul modificării poziției și altor lagăre.

- Se poate influența mărimea reacțiunilor și prin modificarea poziției motorului principal, în special prin înclinarea acestuia. Fiind cuplat direct cu linia de arbori, înclinarea motorului se transmite prin flansa de cuplare și conduce la schimbarea valorilor reacțiunilor.

- Pentru evaluarea finală a centrării, se obișnuiește ca valorile admisibile pentru forța tăietoare și momentul încovoietor să fie determinate la flansa de cuplare a liniei de arbori cu motorul. În această zonă se fac măsurători – iar valorile obținute se compară cu cele considerate admisibile de firma constructoare a motorului.

- Valorile reacțiunilor sunt influențate de variația de temperatură în zona motorului. Este vorba în principal de faptul că lagărele motorului își modifică poziția pe înălțime "la cald" față de situația "la rece". Firmele constructoare de motoare navale (exemplu MAN BURMEISTER & WEIN) indică „expansiunea” termică (adică dilatarea) pentru poziția „la cald” – față de cea „la rece”, prin relații de forma:

$$\Delta h = h(t_2 - t_1) \cdot C$$

unde:

h = distanța de la placa de bază a motorului la linia centrelor arborelui cotit

t_2 = temperatura motorului "la cald" (aproximativ temperatura uleiului la ieșire, $\approx 55^\circ\text{C}$)

t_1 = temperatura motorului "la rece" (aproximativ temperatura mediului ambiant, $\approx 20^\circ\text{C}$)

C = constantă, determinată de uzina constructoare (pentru firmele amintite $C = 6,2 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$)

- Centrarea este perturbată de deformațiile corpului navei, în special de cele ale dublului fund. Aceste deformații rezultă din următoarele componente :

- diferite încărcări ale navei

- sollicitările navei provocate de agitația mării.

Pentru a contracara cât mai mult aceste influențe, este necesar ca sistemul de arbori să aibă o sensibilitate cât mai mică la aceste deformații. Acest lucru este asigurat prin practica șantierelor navale, care "aleg" distanța între lagăre de aproximativ 10 – 12 ori mai mare decât diametrul arborilor.

- Soluția ideală ar fi ca arborii să se alinieze când nava ar fi complet încărcată. Acest lucru nu este însă posibil. Din acest motiv, se montează linia de arbori la nava în construcție, după o „procedură de centraj” care ține seama de condițiile discutate mai sus, iar după intrarea navei în exploatare se măsoară experimental reacțiunile din reazeme (eventual momentele încovoietoare) și se compară cu valorile calculate.

5.3. Procedura standard de aliniere (centrare) a liniei de arbori.

După calcularea coeficienților de influență și determinarea (în mai multe variante) a reacțiunilor rezultate prin modificarea poziției reazemelor, se alege o variantă care să asigure o repartizare convenabilă a reacțiunilor.

Șantierelor navale consideră optimă varianta care asigură ca reacțiunile să fie aproximativ în următoarele rapoarte (pentru condițiile „la cald”)

- Reacțiunea în lagărul prova al tubului etambou, de 4–5 ori mai mică decât reacțiunea din lagărul pupa al tubului etambou, dar în orice caz pozitivă
- Reacțiunea în lagărul pupa al tubului etambou, de aproximativ 1.5 ori mai mare decât greutatea elicei
- Reacțiunile în lagărul intermediar și în lagărele arborelui de împingere – de aproximativ 3 ori mai mici decât reacțiunea din lagărul pupa al tubului etambou.

Pentru varianta de încărcare a liniei de arbore aleasă, se calculează săgețile și rotirile în zona flanșelor de cuplare a tronsoanelor de arbori. Aceste săgeți și rotiri se transformă (la flanșă) în „frângerii” (notate în documentațiile tehnice GAP – cu termenul englezesc) și dezaxări între tronsoane la flanșe (notate SAG) și au semnificația din figura 5.2

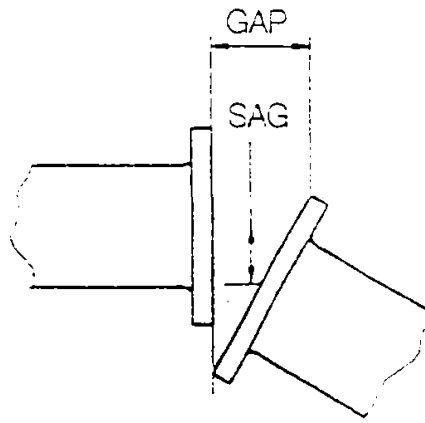
Pe baza acestor valori impuse (care asigură reacțiuni de valoare convenabilă) se stabilește o procedură de centraj a liniei de arbori pe baza principiului din figura 5.3.

- Procedura de centrare se execută după ce toate sudurile importante au fost realizate, pentru ca acestea să nu producă deformații în zonele de montare a lagărelor. Motorul principal trebuie montat pe postament și aliniat cu lagărele pupa și prova din tubul etambou.

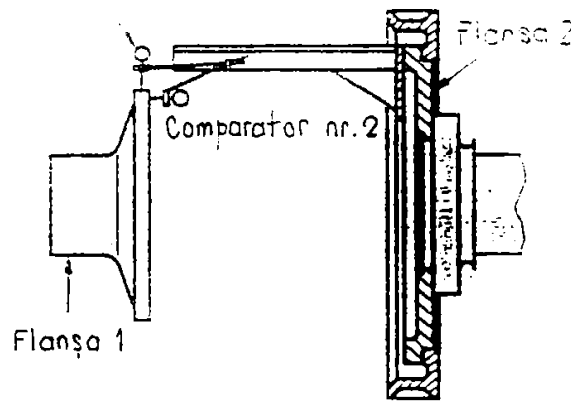
- Se montează în primă fază arborele port elice în lagărele sale. În mod normal, partea sa din față se sprijină pe partea de jos a lagărului; uneori însă, când reacțiunea din lagărul prova al tubului etambou este mică, este posibil ca lagărul port elice să atingă partea de sus a acestuia lagăr; în aceste condiții, arborele port elice va fi apăsat, în așa fel încât să fie în contact cu partea de jos a lagărului.

- Procedura de centrare propriu-zisă cuprinde următoarele etape (vezi figura 5.3)

- Se așează arborele intermediar pe suporturi temporari („linete”) ca în figura 5.3. a



Comparator
nr. 1



CITIRI LA COMPARATORUL Nr.1

t_1 - citire sus
 s_1 - citire tribord
 b_1 - citire jos
 p_1 - citire babord

$SAG = 0,5 (t_1 - b_1)$
 $s_1 = p_1$ pentru ca SAG
 orizontal să fie zero

$GAP = b_2 - t_2$

CITIRI LA COMPARATORUL Nr.2

t_2 - citire sus
 s_2 - citire tribord
 b_2 - citire jos
 p_2 - citire babord

$s_2 = p_2$ pentru ca GAP
 orizontal să fie zero

Fig. 5.2.

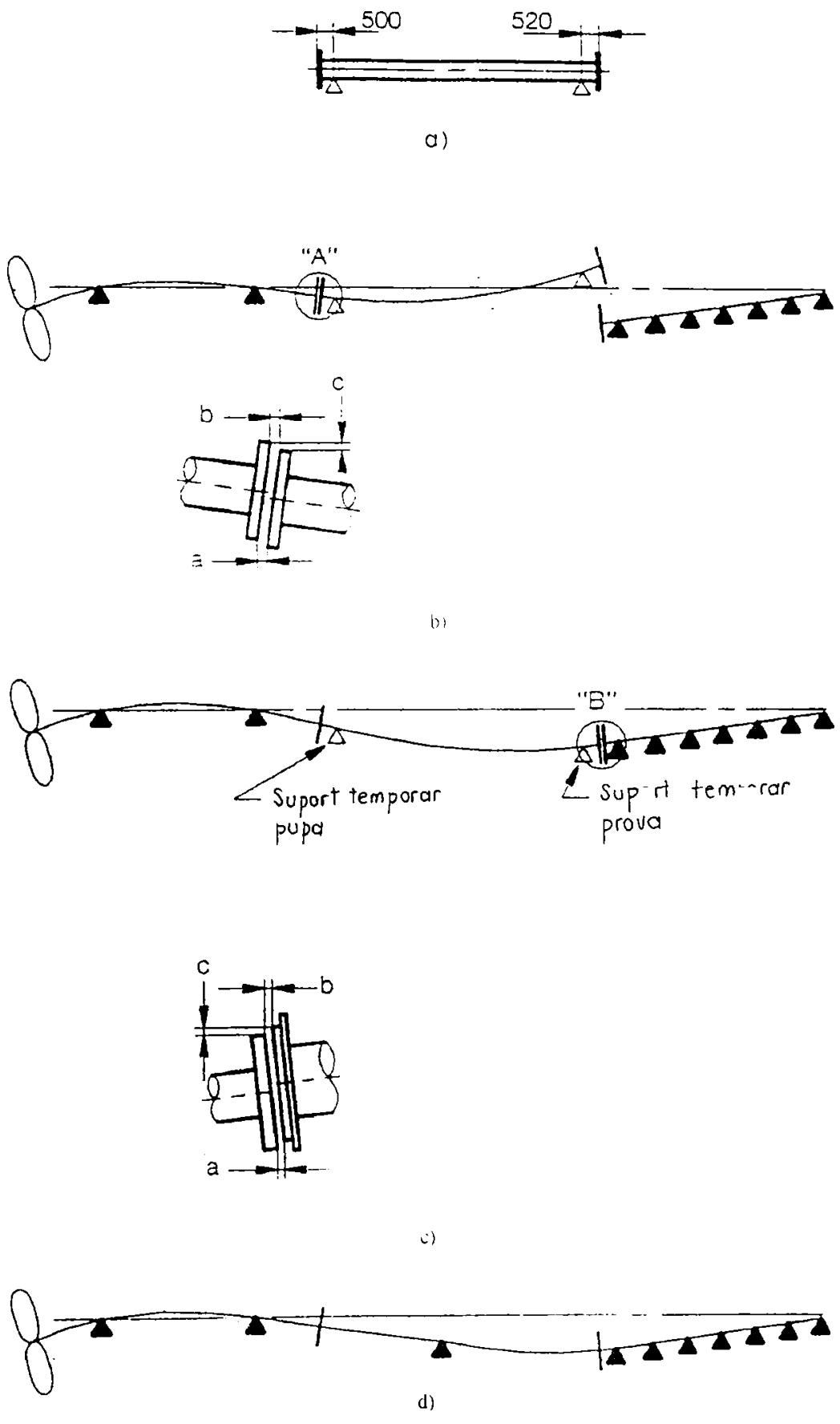


Fig. 5.3

- Se reglează poziția arborelui intermediar astfel ca la flanșa arborelui port-elice să se obțină $SAG=0$ și $GAP=0$ (vezi figura 5.3 b). Pentru modul de măsurare a SAG și GAP , vezi 5.2.

- În această poziție se cuplează arborele port elice și cel intermediar. Cele două flanșe se strâng împreună și se prelucrează găurile pentru buloane – cu flanșele astfel blocate.

- Se coboară suportul temporar pupa (lineta pupa) cu o cantitate determinată la calculul alinierii, ca în fig. 5.3 c

- Se coboară suportul temporar prova ca în fig. 5.3 c, cu o cantitate determinată din condiția ca rotirea la flanșa arborelui intermediar să corespundă deformației arborelui.

- Se reglează poziția motorului astfel ca la flanșele de la arborele intermediar și arborele motorului $SAG = 0$, $GAP = 0$ (fig. 5.3 d). În această poziție se cuplează motorul cu arborele intermediar.

- Se montează lagărul intermediar în așa fel ca axa sa să fie paralelă cu porțiunea de axă a arborelui intermediar. Apoi se ridică lagărul intermediar cu cantitatea care asigură obținerea reacțiunilor – în varianta aleasă.

- Se înlătură suportii temporali

- Se verifică apoi prin măsurare valorile reale ale reacțiunilor și se compară cu valorile calculate. Această operație este necesară deoarece cele mai mici erori de montaj modifică substanțial valorile reacțiunilor.

5.4 Verificarea alinierii și centrării.

a) Necesitatea verificărilor

Aceste verificări sunt necesare din următoarele motive:

- Valorile teoretice ale reacțiunilor statice, calculate fie pentru bara dreaptă pe reazeme multiple, fie pentru bara pe reazeme cu denivelări nu corespund aproape niciodată cu valorile reale. Condițiile de montaj ale liniei de arbori modifică foarte mult încărcarea lagărelor și deci tensiunile și deformațiile liniei de arbori.

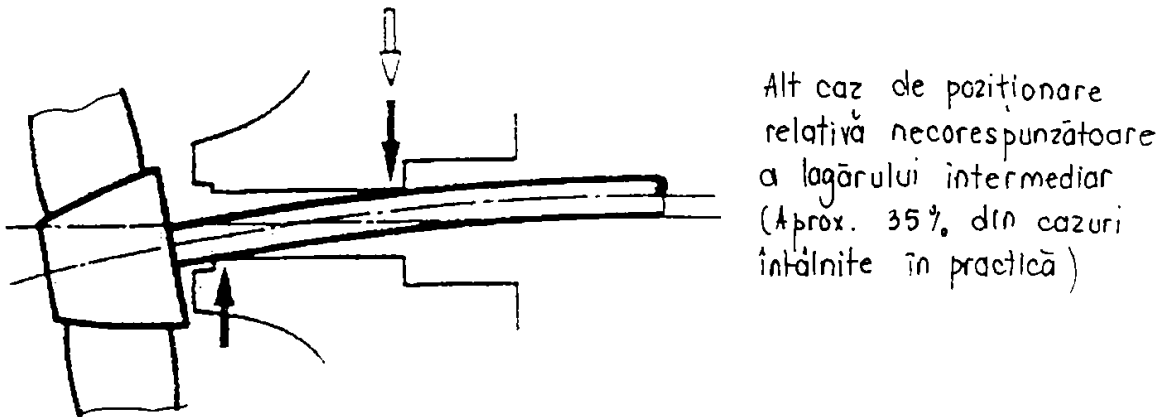
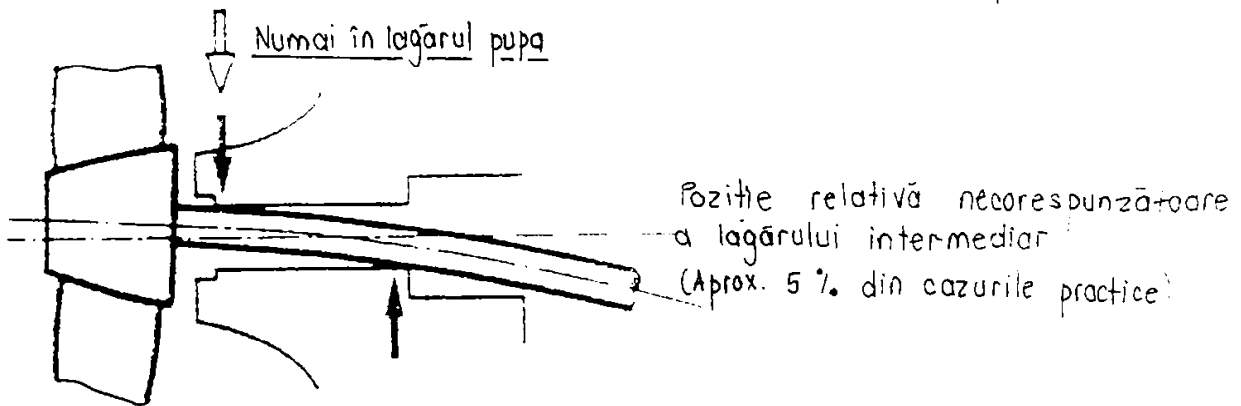
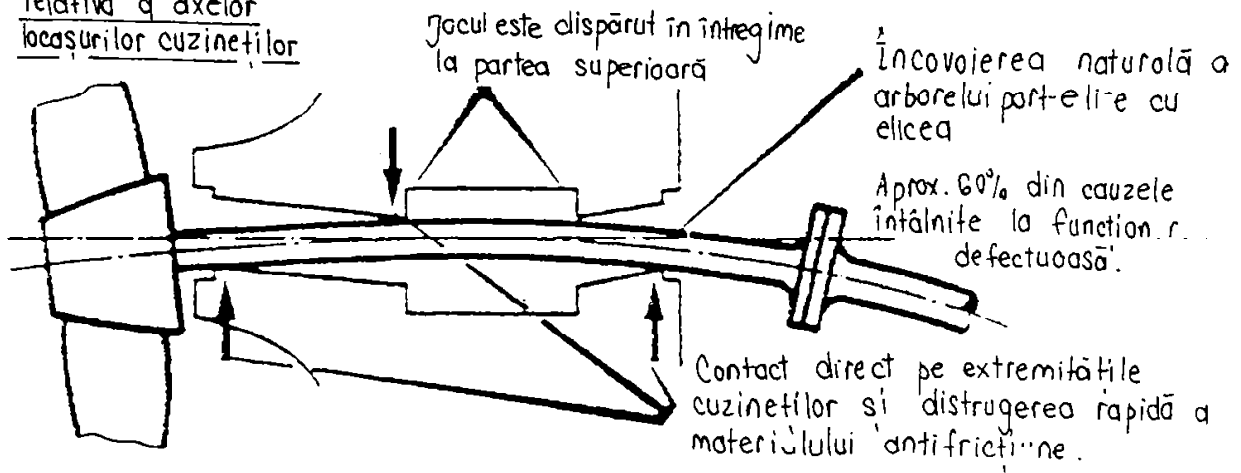
- Starea de încărcare a navei, prin deformarea corpului acesteia, influențează într-un mod practic necunoscut redistribuirea sarcinii pe lagăre și deci solicitările liniei de arbori.

- După demontarea liniei de arbori (în scopul reparării) la montaj nu se mai pot asigura același condiții ca în cazul instalării inițiale.

- Erorile de execuție ale lagărelor (în special cele din tubul etambou) au o mare influență asupra repartizării încărcării pe lagăre (vezi fig. 5.4).

TUBUL ETAMBOU CU DOUĂ BUCSE - LAGĂRE

Erori în poziționarea
relativă a axelor
locurilor cuzinetilor



- ⇩ Contact ușor sau lipsă de contact
- ↓ Contact direct cu frecare și presiune mari

Fig. 5.4

b) Măsurarea reacțiunilor prin metoda „cricurilor hidraulice” („Jack-up test”)

Principiul măsurării este indicat în fig. 5.5 a, unde se arată că reacțiunea ar putea fi măsurată exact dacă s-ar putea demonta complet lagărul și s-ar măsura forța care ar menține arborele în aceeași poziție ca cea din lagăr.

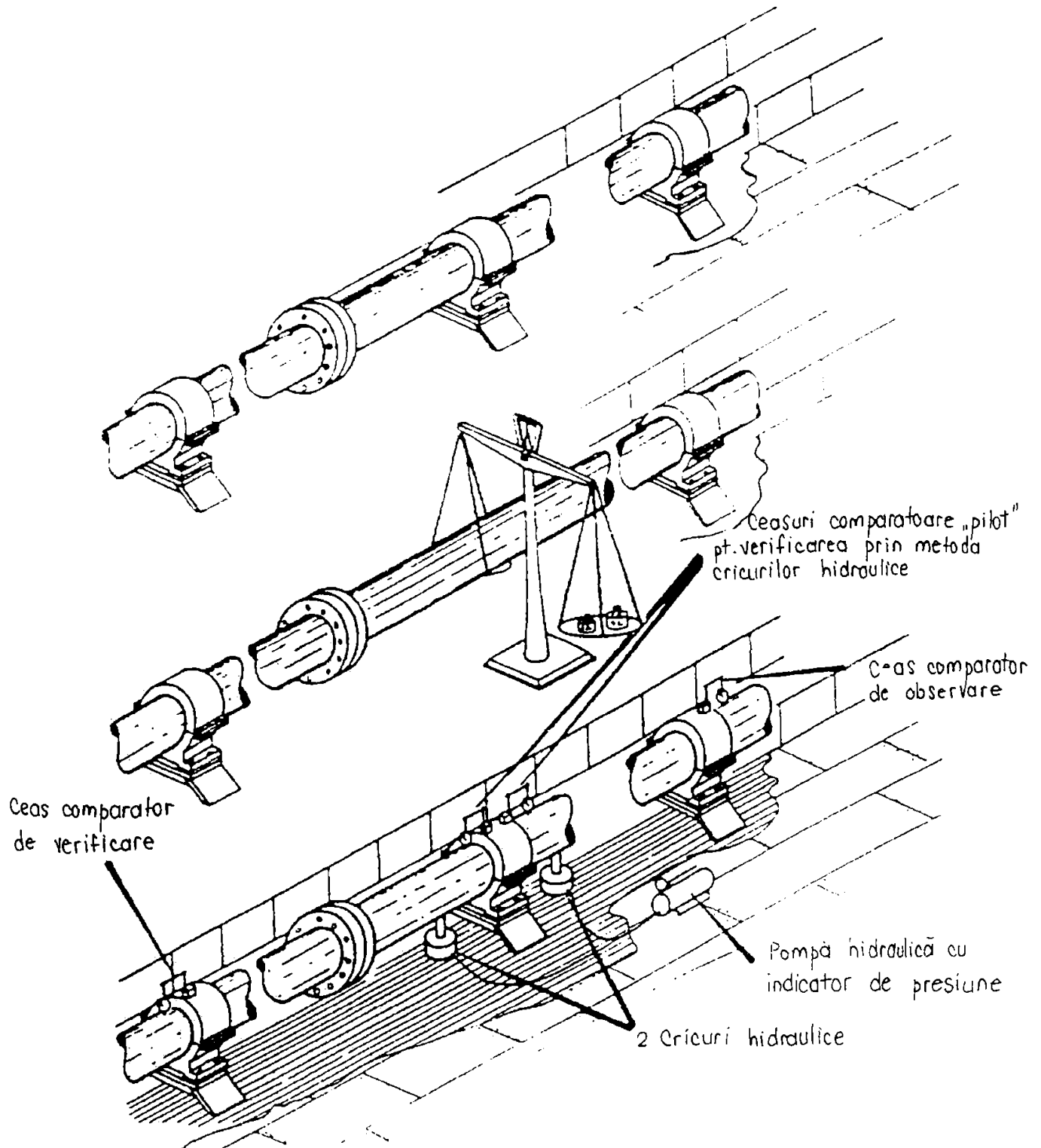


Fig. 5.5 a

Deoarece acest lucru nu este posibil, arborele se ridică cu un cric hidraulic plasat în apropierea lagărului, cât mai aproape de acesta (fig. 5.5 b).

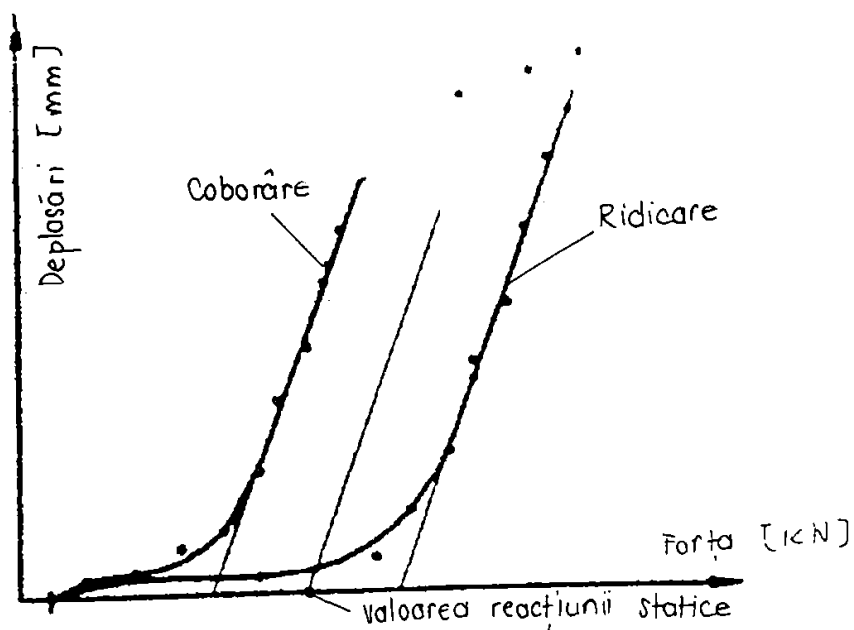
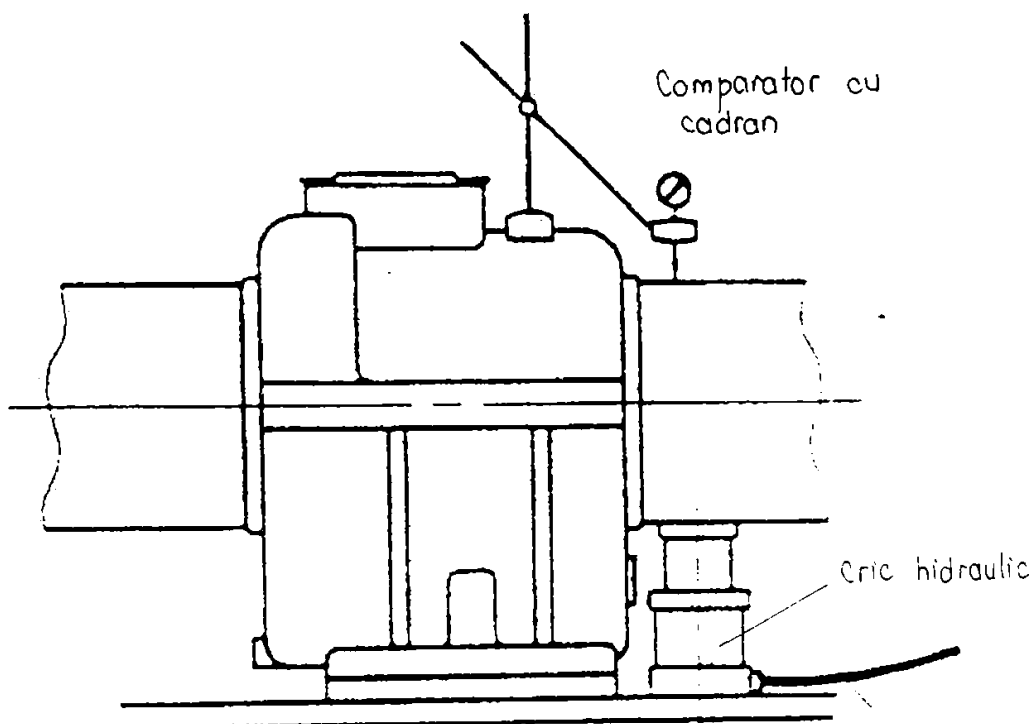


Fig. 5.5 b

Dacă lagărul ar permite utilizarea a două cricuri așezate simetric de o parte și de alta a sa și ridicând simultan arborele, atunci două comparatoare montate simetric ar putea indica momentul când fusul a pierdut contactul cu

lagărul, mărimea reacțiunii este egală cu forța de ridicare a cricurilor. Acest caz se poate întâlni numai la lagărul intermediar.

Pentru lagărele din tubul ctambou, accesul este numai pe o parte – la lagărul prova. Aici se poate folosi un singur cric, iar în acest caz forța măsurată la cric trebuie corectată cu un „coeficient de influență” pentru a obține valoarea reală a reacțiunii.

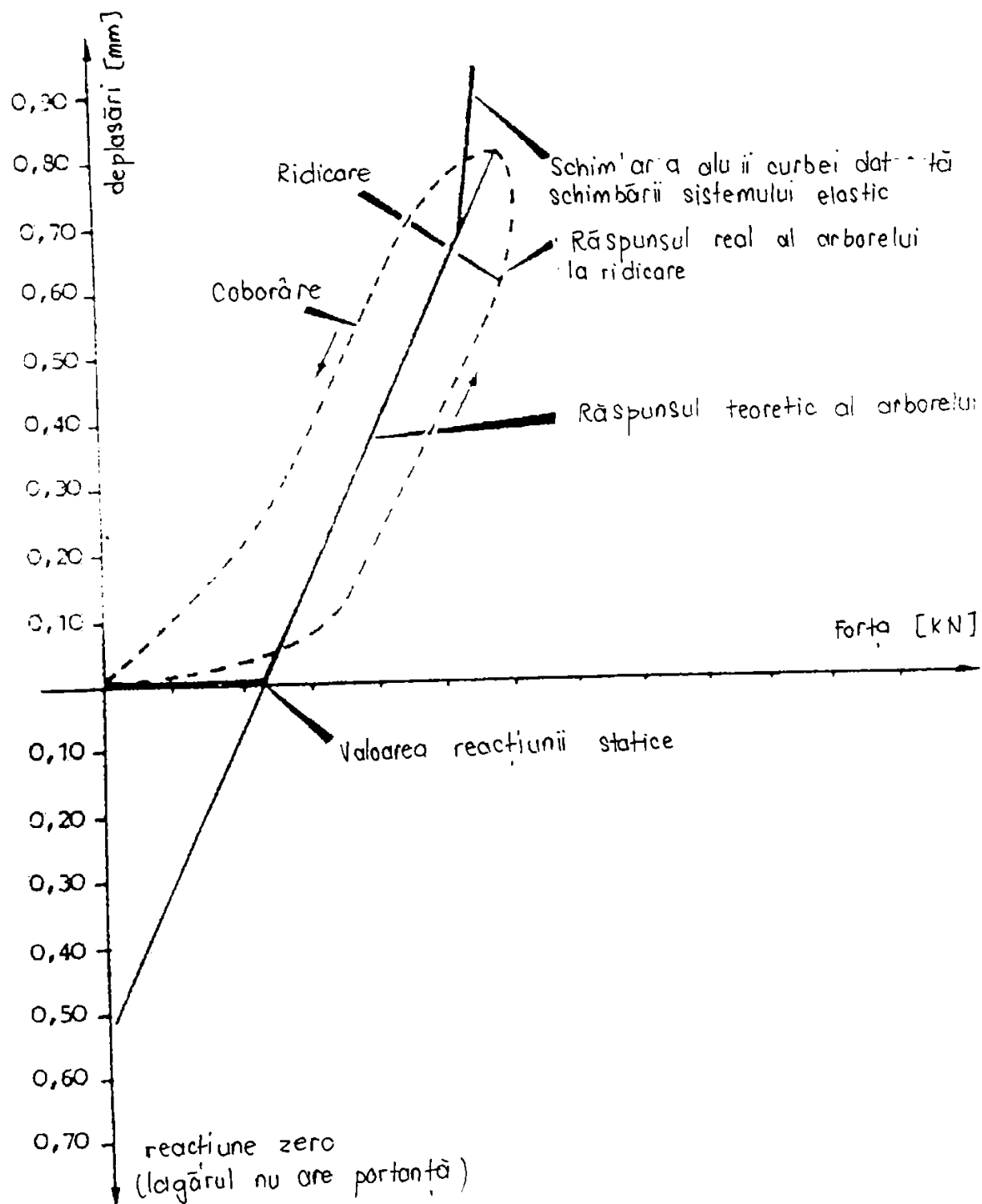


Fig. 5.6

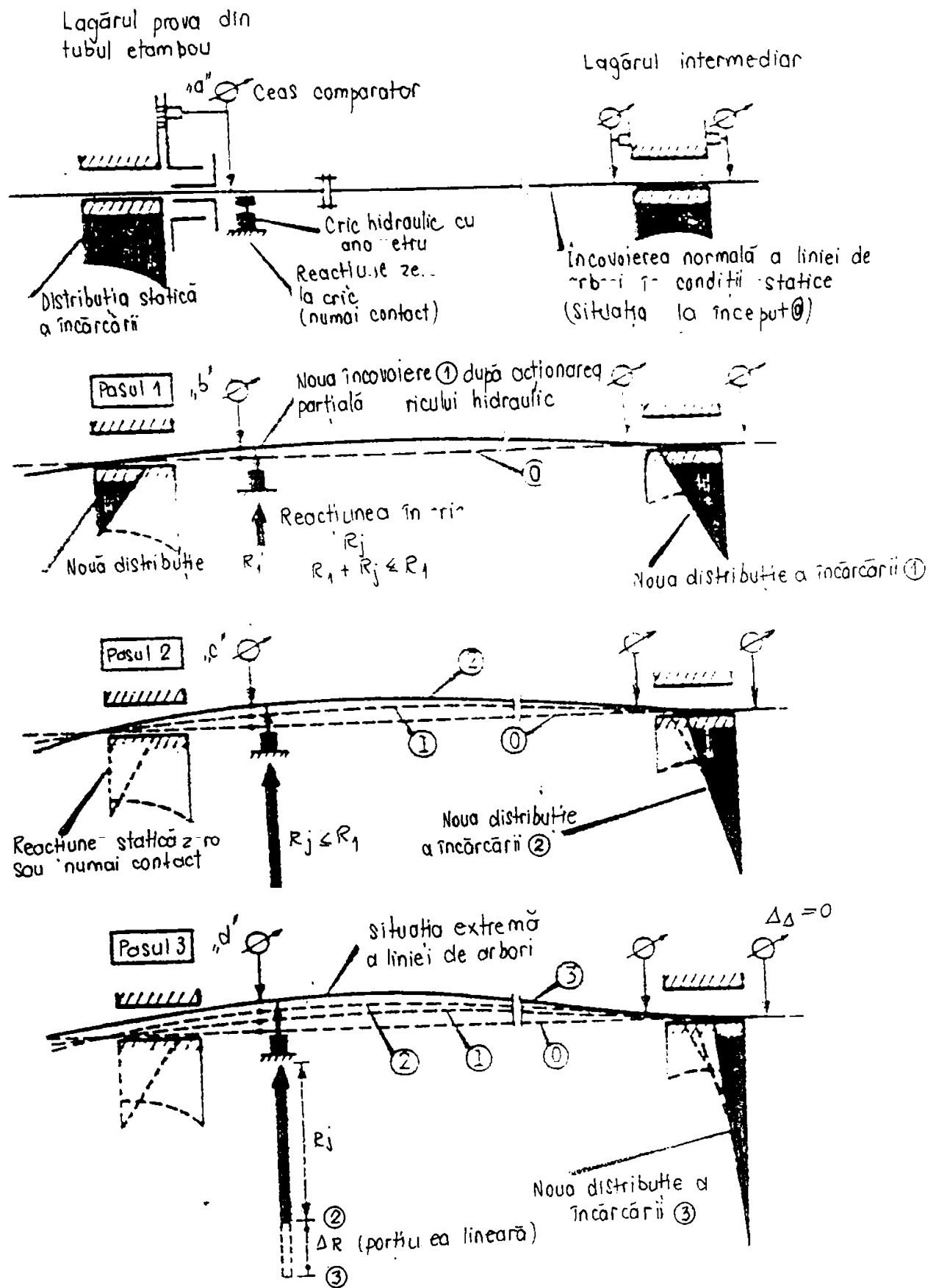


Fig. 5.7.

Răspunsul arborelui la o forță aplicată cu cricul hidraulic este arătat în fig. 5.6. Cele două ramuri ale curbei, diferite la ridicare și coborâre, se explică prin frecările ce apar în cricurile hidraulice. Din acest motiv se face o medie a celor două citiri, iar intersecția dreptei corespunzătoare cu abscisa reprezintă o reacțiune teoretică. Prin înmulțirea ei cu factorul de corecție care ține seama de poziția cricului față de mijlocul lagărului, se obține valoarea reală a reacțiunii.

Forța de ridicare din lagăr se obține înmulțind presiunea corespunzătoare la cricul hidraulic cu aria suprafeței pistonului acestuia, iar deplasările arborelui se citesc la ceasurile comparatoare montate în partea superioară a arborelui, pe un suport rigid, de obicei carcasa lagărului respectiv.

Diferitele etape în modificarea distribuției reacțiunii pe lagăre funcție de ridicarea realizată de cricul hidraulic sunt prezentate în fig. 5.7.

c) Determinarea tensiunilor și efortul de încovoiere prin măsurări tensometrice.

Folosirea mărcilor tensometrice face posibilă verificarea tensiunilor de încovoiere (și indirect - alinierea) în zonele libere ale liniei de arbori.

Aplicarea mărcilor tensometrice se poate face numai în anumite porțiuni ale liniei de arbori. De mare interes sunt zonele din apropierea lagărelor. În general foarte aproape de cele în care se măsoară reacțiunile cu metoda cricurilor hidraulice, pentru a avea o posibilitate de comparare a rezultatelor măsurătorilor prin cele două metode.

În practică, măsurătorile se fac numai pentru solicitarea statică (cu linia de arbori oprită).

În principiu măsurătorile se pot executa și cu arborii în funcțiune, dar culegerea semnalelor de la mărcile tensometrice prin contacte alunecătoare (montate pe arbore) introduce erori foarte mari, astfel încât, deși o asemenea măsurare ar aduce cele mai importante informații, ea nu este pusă în practică.

d) Măsurarea „frângerilor” (GAP) și dezaxărilor (SAG) la flanșele de cuplare a tronsoanelor de arbori

Definirea frângerilor și dezaxărilor a fost făcută în fig. 5.2. Principiul de măsurare este indicat în fig. 5.2 SAP și GAP pot fi măsurate simultan cu două comparatoare cu cadran, montate pe o bară suport care să fie suficient de rigidă (deformația barei datorită greutății proprii și greutății comparatoarelor să nu depășească 0,01 mm).

Una din flanșe se rotește cu o rotație și se fac citiri la cele două comparatoare la fiecare sfert de rotație, începând de sus. Se utilizează următoarele simboluri:

Citiri la comparatorul Nr. 1

- t_1 – citire sus (top);
- s_1 – citire tribord (starboard);
- b_1 – citire jos (bottom);

- p_1 – citire babord (port side).

Citiri la comparatorul Nr. 2: t_2 , s_2 , b_2 , p_2 .

Măsurarea SAG se face în planul vertical:

$$SAG = 0,5 (t_1 - b_1)$$

Se verifică dacă în plan orizontal $SAG = 0$, adică $s_1 = p_1$.

Măsurarea GAP se face în planul vertical:

$$GAP = b_2 - t_2.$$

Dacă GAP în plan orizontal este zero, adică $s_2 = p_2$.

Relațiile pentru GAP și SAG presupun că mișcarea palpatorului spre centrul comparatorului dă valori crescătoare ale citirilor. În caz contrar, formulele trebuie precedate de un minus.

5.5.Măsurările de verificare a centrării la linia de arbori a navei MINERAL ORDAZ

5.5.1.Characteristicile liniei de arbori. Procedura standard de aliniere.

Nava MINERAL ORDAZ s-a construit la Șantierul Naval Constanța în anul 1996 și are următoarele caracteristici principale:

Tonaj : 173.000 tdw.

Motor : 6S70MC, MAN - BURMEISTER & WEIN, cu 6 cilindri, puterea de 16860 kW, diesel, 2timp.

Elicea : patru pale fixe, cu masa de 36400 kg.

Masa volantului motorului: 13405 kg.

Dimensiunile liniei de arbori conform figurii 5.8.

Procedura de centraj a fost stabilită de constructorul motorului și a constat în următoarele:

Arborele port-elice să fie instalat și elicea montată. Dacă arborele port-elice nu se reazemă pe lagărul prova al tubului etambou, se aplică o forță dât mai aproape de lagăr până la obținerea contactului la partea de jos a lagărului.

Nava trebuie să fie la apă și elicea pe jumătate imersată. Cei doi arbori intermediari și de împingere se vor cupla și plasa pe linete.

Arborele intermediar se ajustează pe verticală din linete până când la flanșa arborelui port-elice se obține $SAP=0$, $GAP=0$.

Se cuplează arborele port-elice cu cel intermediar. În timpul alezării găurilor pentru bolțuri, flanșele vor fi strânse temporar astfel ca flanșele să rămână paralele tot timpul prelucrării.

Se coboară lineta prova cu 0.564 mm. Motorul va fi ajustat pe verticală astfel ca la partea superioară, între flanșele arborelui intermediar să se obțină $SAG=0$ și frângerea $GAP=0.127$.

X = POZITIA TRADUJILOR TENSONMETRICI

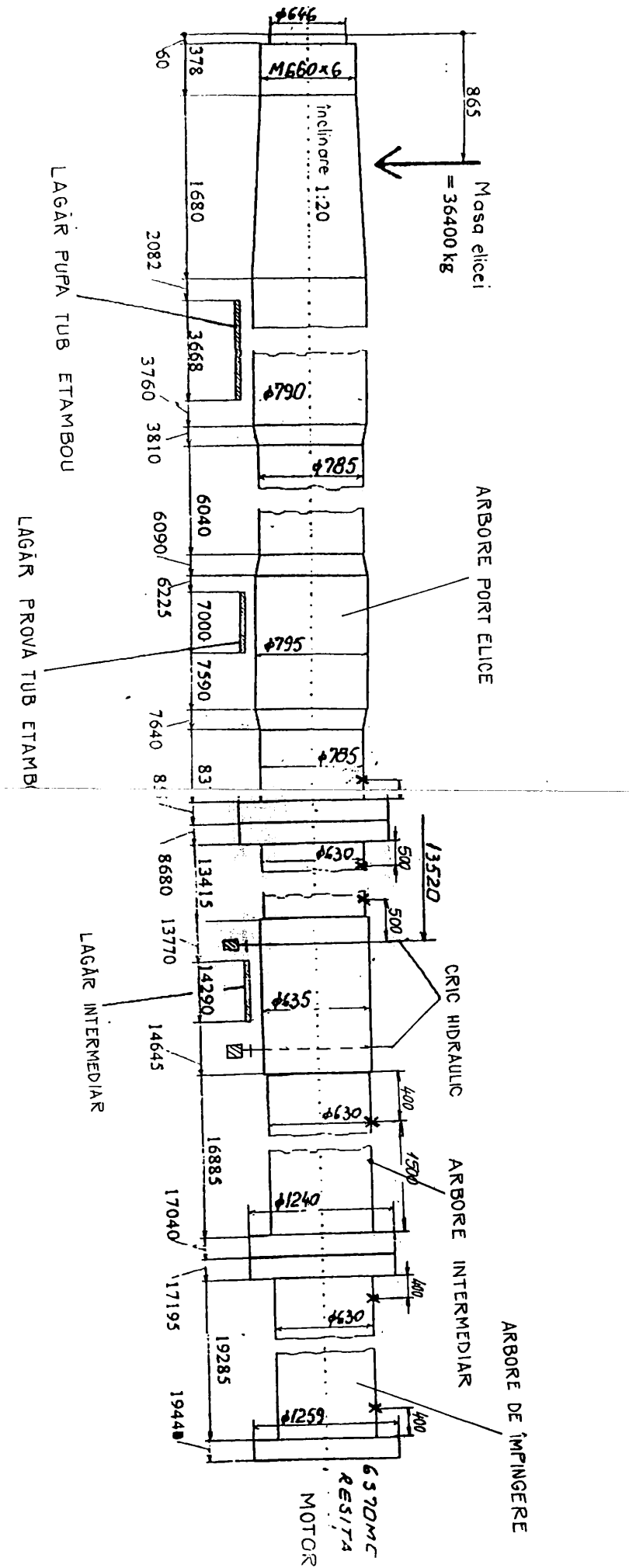


Fig. 5.8.

Se cuplează arborele intermediar cu arborele motorului. În timpul alezării găurile pentru bolțuri flanșele vor fi strânse temporar astfel ca ele să rămână paralele tot timpul prelucrării.

Se ridică lagărul intermediar cu încă 1.206 mm de la contactul cu arborele.

Se îndepărtează linetele.

După îndepărtarea lincelor trebuie verificate reacțiunile în lagărele: prova tub etambou, intermediar și primul lagăr al motorului (pupa).

Linia de arbori se va roti cu 360° iar măsurările se vor face la fiecare 90°.

Aceste măsurări vor arăta dacă centrarea a fost corect efectuată.

Verificarea reacțiunilor se va face la cald și la rece.

Dacă reacțiunile rezultate prin măsurare diferă considerabil de valorile precalculate de uzina constructoare, se va face o recentrare prin ajustarea înălțimii lagărului intermediar, pe baza coeficienților de influență dați de uzina constructoare.

5.5.2. Verificarea centrării linie de arbori

Această verificare a fost făcută în prezența reprezentanților Lloyd's Register of Shipping (Londra), prezența acestora fiind cerută de beneficiar - în urma unor dubii privind corectitudinea centrării.

Măsurătorile s-au efectuat în perioadele 4 noiembrie 1996 - 14 noiembrie 1996, atât în Șantierul Naval Constanța (cu nava acostată și elicea imersată), precum și în Marea Neagră (18 Mm în larg).

Mărcile tensometrice au fost amplasate conform schiței din figura 5.9, iar cricurile hidraulice conform figurilor ce însoțesc tabelele de măsurători.

În afara cricurilor hidraulice, măsurătorile de reacțiuni s-au realizat și cu ajutorul unor traductoare de forță (cell load) aparținând echipei Lloyd's Register.

Toate măsurătorile s-au repetat de câteva ori, atât pentru starea la rece (cold condition) cât și la cald (hot condition).

Notarea rezultatelor s-a făcut cu simbolurile în engleză, pentru a putea fi folosite în raportul final de echipa Lloyd.

Pentru compararea rezultatelor măsurătorilor, s-au folosit următoarele valori precalculate ale reacțiunilor, date de firma MAN - B&W.

Reacțiunii în kN.

Lagăr tub-etambou pupa:

La rece, elice semiimersată = 633;

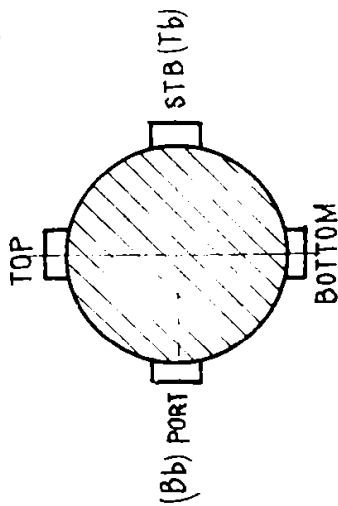
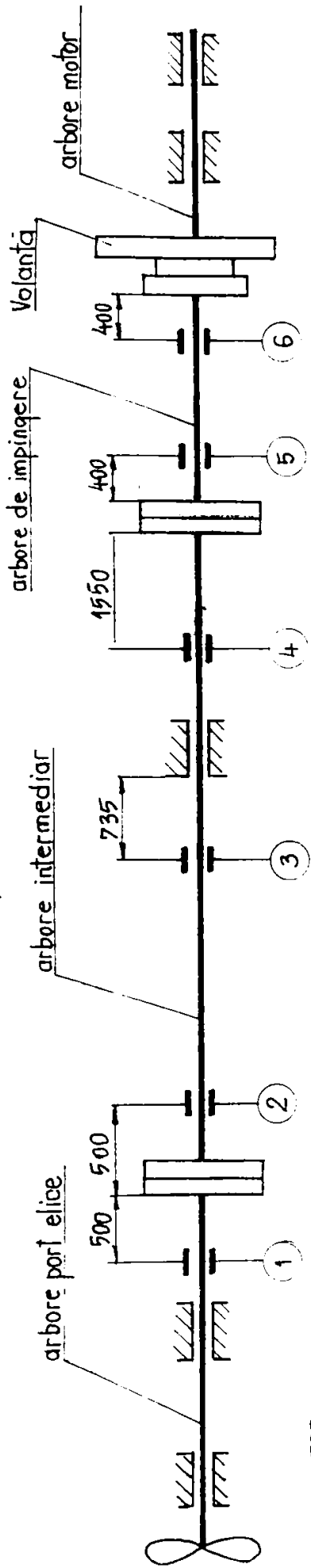
La cald elice semiimersată: = 606;

Lagăr tub etambou prova:

La rece, elice semiimersată = 48

La cald elice semiimersată: = 67;

Amplasarea traductorilor tensometrici



Vedere spate

Adus punte la zero (echilibrul)
 cu traductorii tensometrici in
 planul neutru (PORT - STB)
 Punte de masura : 1 - 6
 Montaj semipunte
 Inceperea citirilor din pozitia
 TOP a arborelui

PISTON Nr.6 in TDC (Punct mort superior)

11. 11. 1996 - ora 11⁴⁰

Temperatura lagar axial 48°C
 Temperatura compartiment masini 21°C
 Temperatura ulei ungere 44°C
 Pescaj prova 5,65
 Pescaj pupa 7,75
 Elicea complet imersata
 Masurari la cald

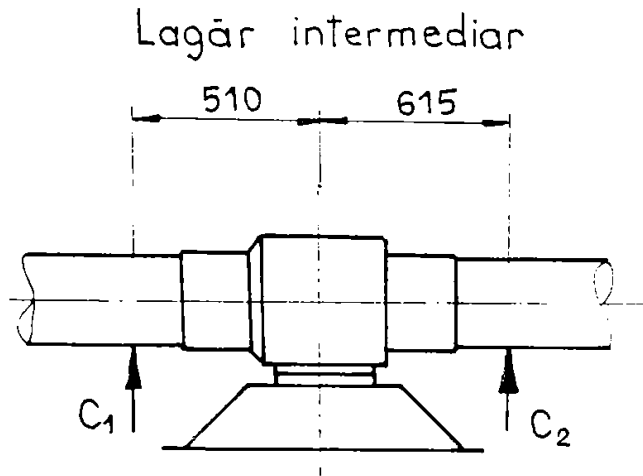
12. 11. 1996 - ora 01⁴⁰

Temperatura lagarului intermediar 30°C
 Temperatura post control 22°C
 Pescaj prova 5,65
 Pescaj pupa 7,75
 Elicea complet imersata
 Masurari la cald

Fig. 5.9

MINERAL ORDAZ

LA CALD
(11.11.96 oro 20³⁰)



$$R = C \times R_j$$

$$C_1 = 0,960$$

$$C_2 = 1,022$$

$$A = 132 \text{ cm}^2$$

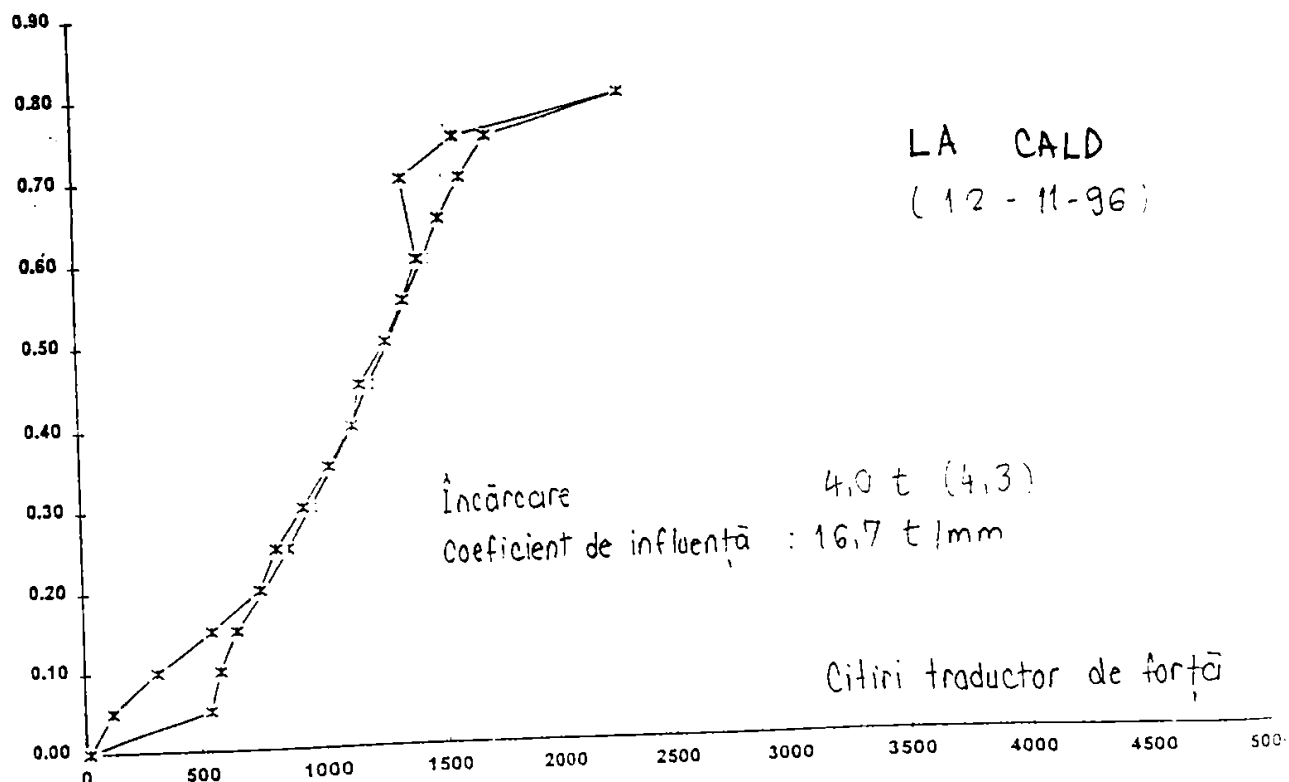
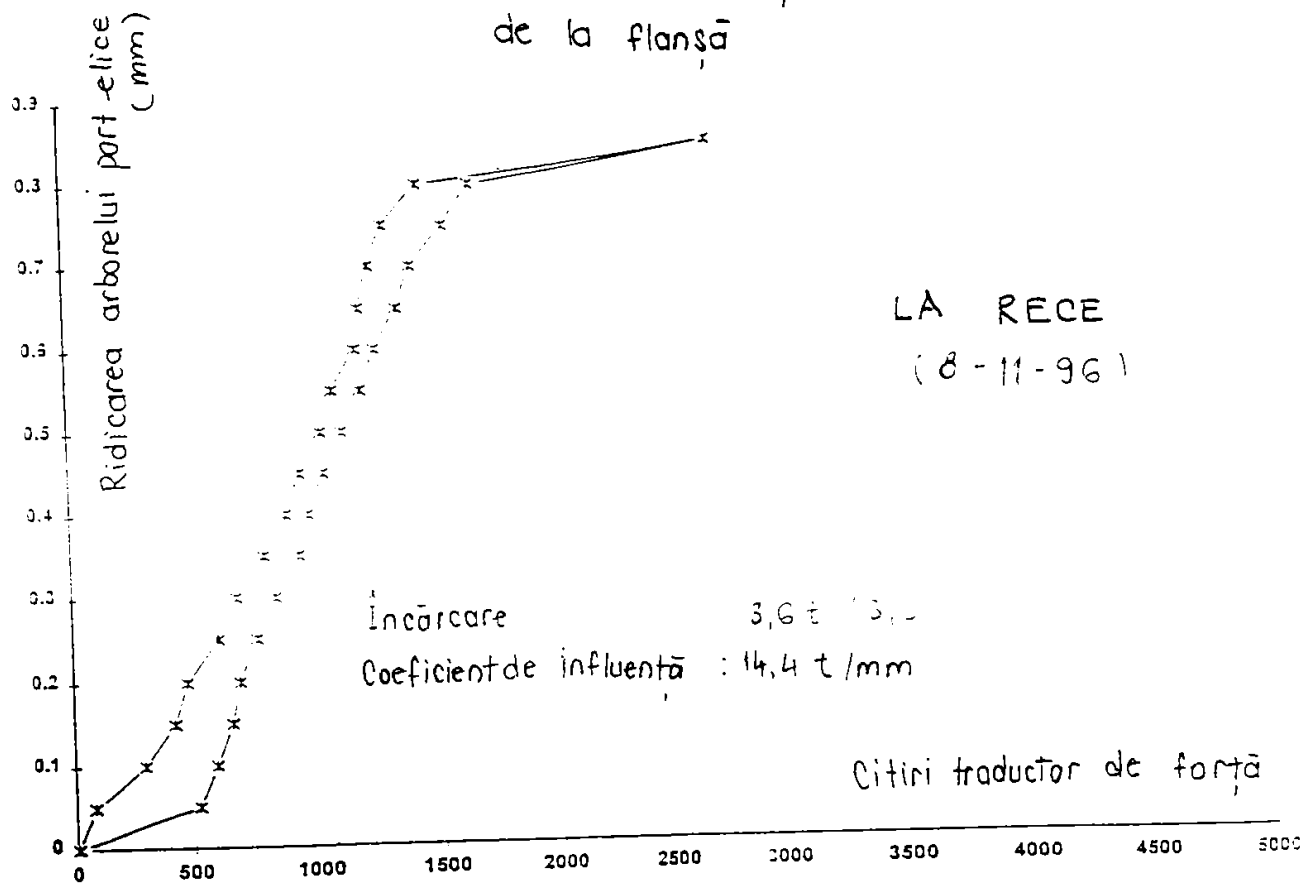
Traductor

$$4,8 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \rightarrow 100 \text{ daN}$$

δ [1/100 mm]		p [bar]		Citiri trad. fortā	
$\delta \nearrow$	$\delta \searrow$	$p \nearrow$	$p \searrow$	$R \nearrow$	$R \searrow$
2	55	85	32	1295	533
2	47	130	93	2025	1500
2	42				
2	38	168	152	2627	2455
3	34				
7	29	181	171	2840	2772
12	24				
17	20	189	177	2970	2878
20	17				
24	12	193	180	3035	2939
29	7				
34	3	198	188	3110	3035
38	2				
42	2	201	193	3157	3111
47	2				
55	2	210		3275	

LAGĂR PROVA TUB ETAMBOU

Cricul așezat sub arborele port-elice la 400 mm de la flanșă



CITIRI LA PUNTEA TENSOMETRICĂ - VISHAY

Traductor Poz. arbore	1	2	3	4	5	6
TOP (sus)	+22	+27	+25	+25	+13	+11
STB (tribord)	+38	+65	-25	-23	+15	+13
BOT (jos)	+59	+107	-87	-82	+2	-6
PORT (babord)	+43	+68	-34	-36	-2	-9
TOP (sus)	+22	+29	+26	+23	+16	+13
STB (tribord)	+38	+65	-26	-22	+16	+12
BOT (jos)	+59	+107	-86	-80	+1	-5
PORT (babord)	+42	+67	-34	-34	-3	-8

Data : 12.11.1996 ; ora 14⁰⁰ ; Elicea complet imersată
Măsurare la cald.

Temperatura compartimentului mașini : -22°C.

Temperatura lagărului intermediar : 30°C.

CITIRI LA PUNTEA TENSOMETRICĂ - VISHAY

Traductor Poz. arbore	1	2	3	4	5	6
TOP (sus)	-5	-23	+40	+32	-5	-1
STB (tribord)	-1	-3	-7	-4	+12	+4
BOT (jos)	+13	+32	-52	-43	+8	+8
PORT (babord)	+11	+14	-7	-8	-2	0
TOP (sus)	-4	-22	+39	+31	-6	0
STB (tribord)	-1	-4	-7	-4	+2	+5
BOT (jos)	+14	+32	-53	-43	+8	+8
PORT (babord)	+11	+14	-7	-9	-3	-1

Data : 7.11.96 ; ora 14³⁰ ; Elicea 1/2 imersată
Măsurare la rece

Temperatura compartimentului mașini : 22°C

Temperatura lagărului intermediar : 25°C

Lagăr intermediar:

La rece, elice semiimersată = 201;

La cald elice semiimersată: = 180;

Lagăr Nr. 8 - Motor:

La rece, elice semiimersată = 170;

La cald elice semiimersată: = 234.

Amplasarea traductoarelor tensometrice este indicată în figura și tabelele anexate. Mărcile au fost montate în semipunte, deci:

$$\varepsilon_i = \frac{\varepsilon_{sit}}{2}.$$

Aparatura de măsurare a fost: punte tensometrică Vishay cutie de comutație Vishay.

Amplasarea cricurilor hidraulice respectiv a traductoarelor de forță s-a făcut conform figurilor ce însoțesc tabelele cu măsurători (fig. 5.10).

Valorile coeficienților de corecție la determinarea reacțiunilor (deoarece cricurile nu sunt plasate în axa lagărelor) sunt:

Lagăr tub etambou prova : $c=1.02$;

Lagăr intermediar pupa : $c=1.01$;

Lagăr intermediar prova : $c=0.94$

Lagăr nr.8 motor : $c=1.41$.

Diagramele cu valorile deplasării arborilor și forțelor de ridicare se dau în figura 5.11.

În urma prelucrării rezultatelor măsurătorilor și eliminării datelor evident eronate, precum și după determinarea valorilor medii rezultate din repetările măsurătorilor, s-au obținut următoarele valori ale reacțiunilor - conform raportului final al echipei Lloyd:

Măsurările la rece au fost executate în Șantierul Naval Constanța, iar cele la cald la ancoră - în larg.

Concluziile măsurătorilor au fost următoarele:

- Încărcările reazemelor și deci centrarea liniei de arbori nu sunt în concordanță cu valorile proiectate și prevăzute de firma MAN - B&W.
 - În special lagărul prova din tubul etambou este subîncărcat, lagărul intermediar este supraîncărcat, iar lagărul pupa al motorului este exagerat de încărcat.
 - În zona cuplajului între motor și lagărul de împingere solicitarea este foarte mare.
 - Forțele tăietoare și momentele încovoietoare (calculate cu programul firmei) sunt de 160 kN, respectiv 50 kNm la acest cuplaj, valori ce nu se încadrează în limitele admise de firmă.

- Reacțiunea în lagărul intermediar este aproape de valoarea maxim admisă, motiv pentru care nu se poate îmbunătăți centrarea prin modificarea poziției acestui lagăr.

- Alinierea în plan orizontal este satisfăcătoare.

- Soluția re-prelucrării lagărelor din tubul etambou este prea complicată, motiv pentru care se propune modificarea poziției motorului, prin ridicarea de la partea din față (prova) cu o cantitate ce trebuie determinată prin încercări.

- Înaintea refacerii alinierii, se propune măsurarea reacțiunilor și alinierii după ce nava va fi exploatată câteva luni, la plină încărcare (când se consideră că deformațiile corpului vor fi stabilizate).

- Ideea generală este ca, printr-o nouă centrare, să se transfere încărcarea exagerată de pe motor pe lagărele tubului etambou.

	Reacțiuni în lagăre[kN]					
	Tub etambou		Arbore intermediar		Lagăr motor	
	pupa	prova	pupa	prova	Nr. 7	Nr. 8
La rece	În șantierul naval Constanța					
Măs. Tensometrică	610	25	240	270	-	-
Cric hidraulic		40	245	270	275	-
Traductor de forță		35	260	265	300	-
La cald	La ancoră, 18 Mm de Constanța					
Măs. Tensometrică	595	5	250	250	-	-
Cric hidraulic		45	235	265	335	25
Traductor de forță		40	255	250	355	-

- Toate valorile au fost rotunjite la ultimile cifre;
- Toate reacțiunile orizontale sunt foarte mici și în limite admisibile;
- Sunt incluse și valorile greutateii volantului;
- S-a făcut corecția cu coeficienții ce țin seama de poziția cricurilor și traductoarelor de forță.

5.5.3.Re-alinierea liniei de arbori

- La Șantierul Naval Lisvane - Portugalia, în iunie 1997 s-a făcut o re-centrare a linie de arbori prin modificarea poziției motorului pe postament. După mai multe încercări de realiniere, s-au măsurat după aceleleași procedee și în aceleași condiții ca și la constanța reacțiunile. Rezultatele măsurărilor, efectuate tot de echipa de Lloyd's register au fost următoarele:

Tabel nr. 4

Din compararea rezultatelor măsurărilor de la Constanța și Lisabona (Portugalia) se constată următoarele:

M.v. "Mineral Ordaz" - Propulsion Shaft Alignment.

Table 4.

COMPARISON OF MEASURED, STATIC BEARING REACTIONS, FORCES & MOMENTS.

LISNAVE, PORTUGAL.

	Bearing Reactions (kN)						Engine Coupling Flange	
	Stern tube		Intermediate		# 8	# 7	Shear Force (kN) †	Bending Moment (kNm)
	Aft	Forward	Aft	Forward		‡		
Cold	<i>Prior to Realignment</i> : Draft - Fwd 5.7m & Aft 5.0m : Aft Peak Empty							
St. Gauge	615	25	230				190	57
Load Cell		40	240		345	20		
Cold	<i>Post Chock Curing</i> : Draft - Fwd 5.7m & Aft 5.0m : Aft Peak Empty							
St. Gauge	530	185	150				195	-125
Load Cell		205	155		140	175		
Cold	<i>After Holding Down Bolts Tightened</i> : Draft : Fwd 5.7m & Aft 5.0m : Aft Peak Empty							
St. Gauge	520	205	135				200	-110
Press Gauge		255	110	120	180	165		
Load Cell		235	115	130	210			
Hot	Draft : Fwd 11.0m & Aft 14.3m : Aft Peak Empty							
St. Gauge 1	490	200	140				200	-75
Press Gauge		225	145	135	255	55		
Load Cell		230	150	145	265			
St. Gauge 2	495	185	160			95*	190	-90

Notes: All values are corrected to nearest 5 units.
 · Downward Loads are Positive.
 All Transverse reactions were 'Satisfactory'
 Strain gauge results shown Shaded ¹ Recorded at the same time as Jacking.
² Recorded after Int'md. shaft bearing raised 0.2 mm
 Jack and Load Cell Results include the appropriate Correction Factor.
 * Jack result after Intermediate shaft bearing raised 0.2 mm.
 † Includes weight of Flywheel.
 ‡‡ Jacking carried out by MAN B&W.

M.v. "Mineral Ordaz" - Propulsion Shaft Alignment

Table 6.

Measurements recorded in Europe.

	Bearing Reactions						Engine Coupling Flange		
	(kN)						Shear Force (kN) †	Bending Moment (kNm)	
	Stern tube		Intermediate		‡ 8	‡ 7 ‡‡			
	Aft	Forward	Aft	Forward					
Hot	<i>Measurements off Redcar : Maximum Draft - Fwd 16.6 m Aft 17.8 m</i>								
St. Gauge	565	60	220				180	-10	
Load Cell					285				
Cold									
St. Gauge	545	100	180				210	65	
Load Cell			200	185	350				
Cold	<i>Measurements berthed at Immingham : Draft - Fwd 9.3 m 12.3 m Aft</i>								
St. Gauge	500	180	150				200	-25	
Load Cell					275				
Hot	<i>Measurements at West Hinder anchorage : Draft - Fwd 10.6 m Aft 14.6 m</i>								
St. Gauge	575	60	205				195	-15	
Load Cell		77	205	220	265				
Warm	<i>Measurements Everingen anchorage Prior to Bunkering : Dt - Fwd 9.7 m Aft 10.5 m</i>								
St. Gauge	530	130	195				170	-115	
Load Cell									
Warm	<i>Measurements Everingen anchorage Post Bunkering : Dt - Fwd 9.3 m Aft 10.9 m</i>								
St. Gauge	515	155	175				185	-100	
Load Cell									
Hot	<i>Measurements off Lisbon : Draft - Fwd 11.0m & Aft 14.3m : Aft Peak Empty</i>								
St. Gauge ¹	490	200	140				200	-75	
Pr. Gauge		225	145	135	255	55			
Load Cell		230	150	145	265				
St. Gauge ²	495	185	160			95 *	190	-90	

Notes : All values corrected to nearest 5 units.

Downward Loads are Positive.

All Transverse reactions were 'Satisfactory'

Strain gauge results shown Shaded ¹ Recorded at the same time as Jacking

² Recorded after Intermediate shaft bearing raised 0.2 mm

Jack and Load Cell Results include the appropriate Correction Factor.

* Jack result after Intermediate shaft bearing raised 0.2 mm

† Includes weight of Flywheel.

‡‡ Jacking carried out by MAN B&W.

- Noua centrare a asigurat o mai bună distribuție a încărcării lagărelor.
- Lagărul prova din tubul etambou, care era foarte descărcat (Reacțiunea = 25 - 40 kN) s-a încărcat ajungând la reacțiuni de 200 kN.
- Lagărul intermediar, care era încărcat foarte puternic (Reacțiunea = 250kN) s-a descărcat parțial, ajungând la reacțiuni de 140 - 160 kN.
- Lagărul nr.8 al motorului care era deosebit de încărcat (Reacțiunea = 345 kN) s-a descărcat ajungând la reacțiunea de 250 kN

Noua aliniere este considerată satisfăcătoare.

Totuși se recomandă repetarea măsurătorilor cu nava complet încărcată și pe mare agitată, pentru a urmări efectul deformării corpului navei în aceste condiții.

5.5.4.Măsurări în zona a două porturi Nord-Europene

Ca urmare a recomandărilor făcute la recentrare, în iunie 1997 s-au repetat măsurările pentru linia de arbori în zona porturilor Redcar, Immingham Everingen și West hinder (Anglia, Olanda, Belgia), cu nava având diferite încărcări sau în balast.

Tabelul 5.2 arată valorile reacțiunilor rezultate prin măsurători tensometrice și cric hidraulic și traductor de forță. Comparând valorile rezultate la măsurări cu nava încărcată cu cele din șantierul Lisabona (cu nava goală) se constată următoarele:

- Reacțiunile în lagărul prova al tubului etambou variază în limite foarte largi funcție de încărcarea navei (pescaj) și starea mării (între 60 și 180 kN). Aceste reacțiuni sunt de 2-3 ori mai mici decât cele rezultate la aliniere.
- Reacțiunile din lagărul intermediar variază mai puțin (între 150 și 220 kN). Ele sunt mult mai mari decât cele rezultate la realiniere.
- Reacțiunile în lagărul 8 al motorului (cel pentru care a fost necesară realinierea în principal) au variații mici (265 - 350 kN), dar destul de apropiate de cele rezultate la realiniere.

5.5.5.Observații și concluzii

1. Montarea inițială a liniei de arbori la Șantierul Naval Constanța a condus la modificări importante în distribuția încărcărilor pe lagăre, față de cea preconizată de constructorul motorului, care a stabilit și procedura de aliniere. Reacțiunile reale diferă mult de cele stabilite teoretic, fie din cauza unor măsurări inexacte ale frângerilor și dezaxărilor la flanșe (SAG și GAP), fie a nerespectării parțiale a procedurii de centrare. Cele mai importante efecte au fost descărcarea lagărului prova al tubului etambou, supraîncărcarea lagărului 8 al motorului și încărcarea la limita superioară a lagărului intermediar.

2. Soluția ameliorării distribuției încărcării pe lagăre prin re poziționarea lagărului intermediar nu este posibilă. Soluția re prelucrării lagărelor tubului etambou este neeconomică.

Singura soluție ușor aplicabilă este modificarea poziției motorului.

3. Re-alinierea făcută la șantierul naval Lisnave - Portugalia pe baza modificării poziției motorului - în principal prin ridicarea lui din partea din față (prova) - a dus la ameliorarea repartizării sarcinii pe lagăre. S-a reușit mărirea încărcării pe lagărul prova al tubului etambou și descărcarea parțială a lagărului intermediar, precum și micșorarea solicitărilor la flansa de cuplare a motorului cu linia de arbori.

4. Măsurările din zona Nord - Europeană, cu nava la diferite încărcări și diferite grade de agitație a mării indică variații foarte mari ale reacțiunilor în același lagăr. Aceasta confirmă faptul că influențele deformării corpului navei sunt importante și că rezultatele calculului teoretic, efectuat pe o bară dreaptă pe mai multe rezeme (chiar nealiniat) dau numai informații asupra ordinului de mărime al eforturilor și a modului lor de variație.

5. Influența temperaturii este de asemenea importantă. Diferențele între valorile măsurate ale reacțiunilor la cald și la rece sunt destul de mari pentru zona lagărelor aflate în apropierea motorului (și mai puțin în zona lagărelor tubului etambou, unde variația de temperatură este mai mică).

6. Cel mai sensibil la modificarea distribuției încărcărilor pe lagăre este lagărul nr. 8 - motor (adică cel mai apropiat de cuplajul dintre motor și linia de arbori). Acolo efectul forțelor tăietoare și momentului încovoietor trebuie limitat prin impunerea (pentru fiecare caz în parte) a unor valori "admisibile" pentru forța tăietoare și momentul încovoietor. Firmele constructoare de motoare nu stabilesc aceste limitări în tensiuni, deoarece în acea zonă există și alte influențe ce nu pot fi exact prevăzute.

7. Una din aceste influențe este dată de faptul că în zona pupa a motorului există un lanț care antrenează de la arborele cotit diferite mecanisme. Întinderea acestui lanț influențează foarte mult valorile forțelor tăietoare și momentelor încovoietoare din zona lagărelor 7 și 8 ale motorului. Măsurătorile efectuate la aceeași navă arată că o reducere a întinderii acestui lanț de la 150 kN la 100 kN modifică apreciabil reacțiunea în lagărele 8 și 7 și implicit forțele tăietoare și momentele încovoietoare.

8. Deformațiile elastice ale corpului navei influențează evident comportamentul liniei de arbori, dar acest lucru nu poate fi concret evidențiat de măsurători. De altfel, astfel de măsurători nu se efectuează sistematic, deoarece proprietarii navelor nu își permit să lase navele să staționeze pentru măsurători. Măsurările în marș ar fi posibile numai prin tensometrie, dar niște inele colectoare cu diametre de 600 - 800 mm, prin care să se culegă de la mărcile tensometrice semnalele ar da niște erori de măsurare mai mari decât valorile citite la punțile tensometrice. Preluarea acestor semnale fără contact ar fi posibilă, dar astfel de încercări nu s-au efectuat.

9. Recentrarea liniei de arbori prin realinierea motorului a adus o îmbunătățire a distribuției încărcării, dar efectul este parțial contracarat de

efectul deformațiilor corpului navei datorită încălzirii și gradului de agitație a mării. Efectul variației de temperatură este important, dar nu prin diferența dintre valorile eforturilor la cald și la rece, ci mai mult prin valoarea lor la cald.

10. Singurul mod practic (efectiv) de a influența tensiunile și deformațiile din linia de arbori este acțiunea asupra lagărului intermediar. În prezent se preferă liniile de arbori cu un singur lagăr intermediar, dar existența a două reazeme intermediare ar reduce influența deformării corpului navei și ar ușura alinierea sau realinierea.

CAPITOLUL 6

Metode numerice aplicate la studiul liniilor de arbori

6 Metode numerice aplicate la studiul liniilor de arbori

6.1 Program de calcul pentru ridicarea nedeterminării și calculul deformațiilor la bare pe mai multe reazeme

Programul, intitulat M.P.O. – are la bază metoda parametrilor în origine – și a fost prezentat la cap. 3. – deformații ale liniilor de arbori.

Programul este scris în limbajul GW Basic și calculează săgețile și rotirile în maxim 11 puncte.

Datele de intrare sunt: numărul de reazeme simple sau încastrări, lungimea barei, distanțele de la origine la punctele caracteristice, sarcinile exterioare (forțe concentrate, cupluri concentrate sau sarcini distribuite).

Programul calculează automat momentele de inerție axiale ale tronsoanelor de bară.

La început sunt determinate momentele produse de încărcări în raport cu un capăt al barei. În a doua etapă se calculează termenii ce intervin în ecuațiile săgeților și rotirilor:

$$(m - a) \left[\frac{F(x - b)^2}{2} ; \frac{p(x - c)^2}{6} ; \frac{p(x - d)^2}{6} ; \right. \\ \left. \frac{m(x - a)^2}{2} ; \frac{F(x - b)^2}{6} ; \frac{p(x - c)^2}{24} ; \frac{p(x - d)^2}{24} \right]$$

cu x dat de brațul fiecărui reazem în parte.

Se generează o matrice de bază (de R linii și R coloane) caracteristică pentru bara fără console și fără încastrări, modificată apoi cu trei linii și cinci coloane pentru aceste ultime cazuri.

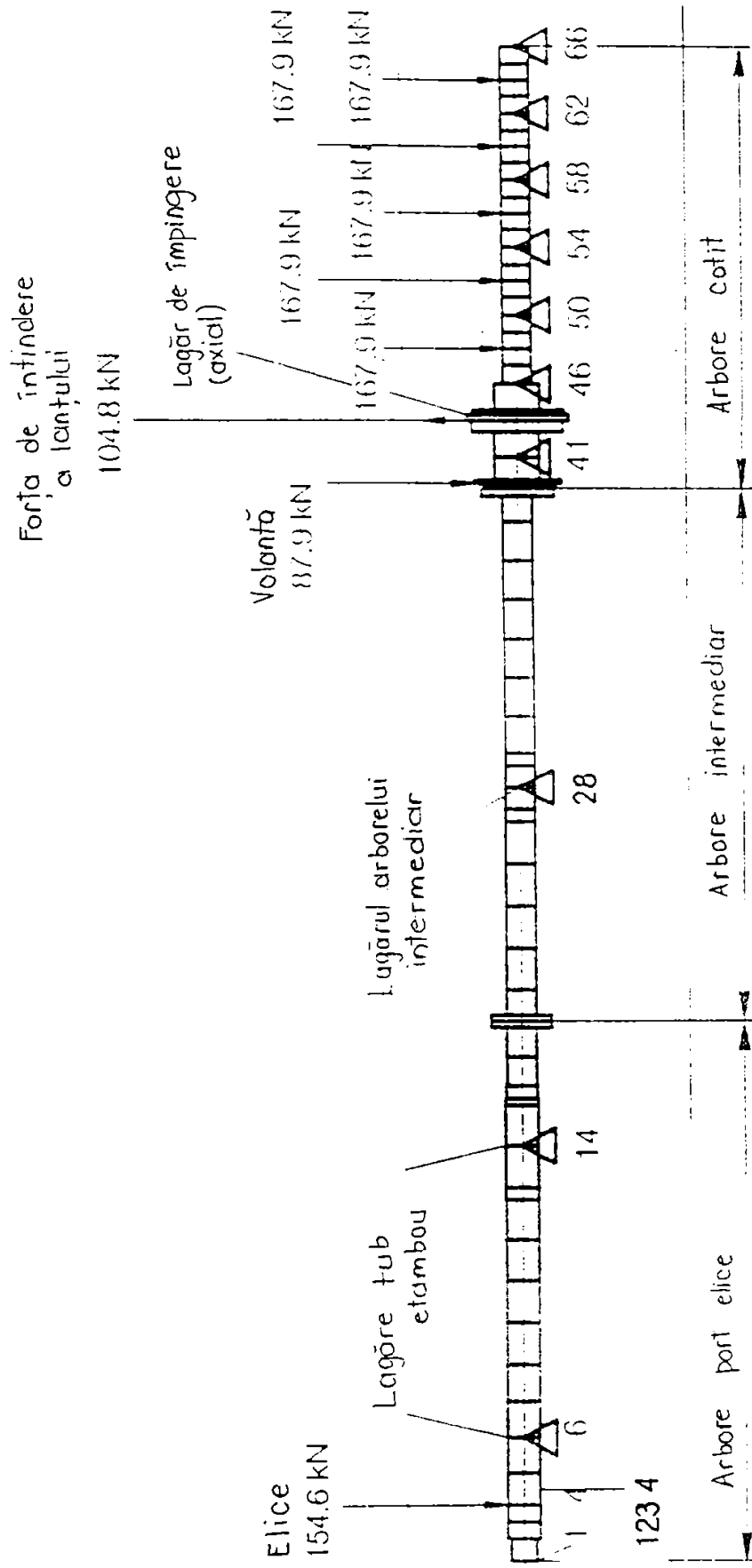
Urmează rezolvarea sistemului de ecuații ce are ca necunoscute săgețile și rotirile, prin metoda Gauss.

Pentru fiecare interval, programul afișează ecuația săgeții și rotirii, precum și valorile maxime ale acestora.

6.2 Adaptarea unui program de calcul al sistemelor de bare la calculul static al liniilor de arbori navale.

În scopul de a confirma sau valida calculele efectuate obișnuit pentru linia de arbori considerată ca bară dreaptă pe reazeme multiple, s-a adaptat un program de calcul al sistemelor de bare, pentru aplicarea la linia de arbori, discreditează în elemente finite de bară.

Exemplificarea s-a făcut pe o linie de arbori antrenată de un motor MAN B & W, pentru care sistemul format din arborele port-elice, arborele intermediar, arborele de împingere și arborele cotit al motorului a fost divizat ca în fig. 1.



Împărțirea arborelui în elemente de bară s-a făcut luând ca limite următoarele:

- secțiunile de modificare a diametrului;
- secțiunile în care acționează sarcini concentrate;
- reazeme;
- secțiuni de cuplare prin flanșe;
- zone fără solicitări speciale, dar în care încărcarea prin greutate proprie a fost împărțită pe mici tronsoane pentru a putea fi considerată echivalentă cu o sarcină concentrată;
- secțiuni în care se dorește determinarea unor mărimi de interes (forțe tăietoare, momente încovoietoare, deformații).

A rezultat o divizare în 65 elemente, mărginite de 66 noduri, pentru care s-au determinat separat abscisele corespunzătoare nodurilor și diametrelor porțiunilor de arbore.

Reazemele au fost modelate tot prin bare verticale, considerat rigide, încastrate la un capăt și libere la celălalt.

Încărcările prin sarcini concentrate sunt cele din greutatea elicei, greutatea volantului, o forță de întindere a unui lanț de transmisie pentru mecanismele motorului și sarcinile echivalente mecanismelor bielă – manivelă.

Față de discretizarea din fig. 1, sistemul de bare cu care lucrează programul este constituit din 66 de bare verticale (în noduri) iar elementele orizontale sunt numerotate de la 67 la 134.

Programul calculează automat elementele geometrice ale secțiunii:

- aria necesară la determinarea volumului și apoi a greutății proprii;
- momentul de inerție axial;
- sarcina uniform distribuită pe elementele de bară.

Pentru ușurarea introducerii datelor, este folosit un programul preprocesor scris în limbajul VISUAL FOXPRO.

Aplicația concret realizată a fost aleasă astfel încât rezultatele calculului să poată fi comparate cu cele ale firmei MAN – B & W, care a folosit discretizarea din fig. 1.

Rezultatele calculului dau valori apropiate de cele ale firmei amintite, diferențele maxime fiind de 10%. Acest lucru se datorează faptului că rețeaua de bare creată automat nu modelează perfect arborele, în sensul că barele verticale, care nu există în structura reală (arbore), sunt considerate ca având caracteristici geometrice nule. În plus, programul nu a luat în considerare denivelările reazemelor, care au fost impuse inițial de programul de firmă.

Programul inițial (adaptat) este creat pentru rețele spațiale de bare. Prin adaptare, elementele bare verticale cu geometrie nulă fac ca unele noduri să nu poată fi luate în considerare ca atare, iar pentru a nu introduce necunoscute

suplimentare, toate gradele de libertate ale acestor noduri sunt blocate. Aceasta este cauza principală a erorilor.

6.3 Aplicarea noțiunilor de fiabilitate la studiul liniilor de arbori navale

6.3.1 . Variabile aleatoare și deterministe

Funcționarea corespunzătoare a liniilor de arbori navale este limitată de ruperea prin oboseală, ruperea prin rezonanță și de deformațiile flexionale (mai puțin cele torsionale). Deformațiile arborilor limitează funcționarea corectă în special prin înclinarea fusurilor în zona lagărelor.

Pentru arborii unei transmisii mecanice se pot considera ca variabile aleatoare următoarele mărimi: momentul de torsiune T , momentul încovoietor M_i , caracteristicile mecanice ale materialului (tensiune normală și tangențială σ_{-1}, τ_{-1}) coeficienții concentratorilor de tensiuni (k_σ, k_τ).

Variabilele deterministe sunt considerate modulele de rezistență la încovoiere W_z și la torsiune W_p , tensiunea echivalentă σ_e pentru solicitarea compusă, deformațiile liniare și unghiulare (δ_i, φ_i), turatiile critice n_{cr} și deformațiile critice torsionale θ .

În cazul liniilor de arbori navale, variația momentelor de torsiune este cunoscută din punctul de vedere al neuniformității mișcării în funcționarea motorului de antrenare și mai puțin exact din punctul de vedere al acțiunii elicei. Aceste neuniformități (și variații) ale momentului de torsiune au fost tratate la studiul vibrațiilor. Există și neuniformități ale forțelor axiale (analizate la capitolul Vibrații axiale), dar și determinarea acestora întâmpină dificultăți din cauză că sunt necesare determinări pe model, la bazine de încercări, pentru coeficienții ce țin seama de funcționarea elicei în zona siajului navei.

6.3.2 Fiabilitatea arborilor la rupere

6.3.2.1 Ruperea prin oboseală

Ca urmare a acțiunii simultane a momentelor de torsiune și încovoiere, în secțiunile arborilor apar tensiuni normale de încovoiere și tangențiale de torsiune.

Nu se vor lua în considerare tensiunile de tracțiune sau compresie, deoarece valorile lor sunt foarte mici (așa cum s-a arătat la capitolul 2), dar și din cauză că ele nu pot fi determinate foarte precis.

Pentru determinarea tensiunii echivalente și a coeficienților de concentrare sunt necesare valori experimentale privind valorile coeficienților de variație ai tensiunii alternant simetrice precum și coeficienții de variație ai concentratorului de tensiune și calitate a suprafeței.

Tensiunea de încovoiere echivalentă se determină cu relația:

$$\sigma_e = \sigma \sqrt{1 - \frac{S_\sigma^2}{S_\tau^2}} \quad (6.1)$$

unde σ este tensiunea de încovoiere

$$\sigma = \frac{M_t}{W_z}$$

S_σ , S_τ sunt coeficienți de rezervă ai tensiunii de încovoiere, respectiv torsiune, având expresiile:

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_a}{\sigma}$$

$$S_\tau = \frac{2(\tau_{-1})_a}{\tau \left(1 + \frac{\psi_\tau}{k_{\tau_a}} \right)} \quad (6.2)$$

Tensiunile admisibile ale arborelui $(\sigma_{-1})_a$ și $(\tau_{-1})_a$ se explicitează prin intermediul tensiunilor σ_{-1}, τ_{-1} ale ciclului de sollicitare alternant simetrică determinate pe epruvete etalon și funcție de coeficienții globali de concentrare a tensiunilor (k_{σ_a}, k_{τ_a}), coeficientul numărului de cicluri k_N și coeficientul de calitate a suprafeței γ_c :

$$(\sigma_{-1})_a = \left(\frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma_a}} \right) k_N \gamma_c \quad (6.3)$$

$$(\tau_{-1})_a = \left(\frac{\tau_{-1}}{k_{\tau_a}} \right) k_N \gamma_c$$

Coeficientul numărului de cicluri se determină pe baza curbei de oboseală de tip Wöhler

$$k_N = \left(\frac{N_b}{N} \right)^{1/2}, \text{ pentru } N \leq N_p \quad (6.4)$$

$$k_N = 1, \text{ pentru } N > N_b.$$

unde $N_b = 4 \times 10^6$ cicluri reprezintă numărul ciclurilor de bază, număr la care curba de oboseală a arborelui prezintă palierul caracteristic (în coordonate logaritmice), iar $N = 60 \times n \times t_h$.

Reprezintă numărul efectiv de cicluri de sollicitare (n = turația arborelui în rotații / minut, t_h – durata de funcționare în ore).

Tensiunile medii ale materialelor după ciclul alternant simetric σ_{-1} și τ_{-1} și coeficientul ψ_τ sunt date în tabele, valorile fiind stabilite pe baze experimentale.

Pentru oțelul OLC-35 (STAS 880-82) – din care se execută arborii instalațiilor de propulsie navală, se găsesc:

$$\begin{aligned}\overline{\sigma_r} &= (760 - 860) \text{ Mpa}; \overline{\sigma_{-1}} = (310 - 360) \text{ MPa} \\ \overline{\sigma_c} &= (550 - 630) \text{ Mpa}; \overline{\tau_{-1}} = (180 - 210) \text{ MPa} \\ \tau_c &= (320 - 370) \text{ Mpa}; \psi_\tau = 0.\end{aligned}$$

Coefficienții globali ai concentratorilor de tensiuni normale (k_σ) și tangențiale (k_τ) au, respectiv, expresiile:

$$k_{\sigma_a} = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\gamma_c} - 1 \quad (6.5)$$

$$k_{\tau_a} = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\gamma_c} - 1 \quad (6.6)$$

unde ε_σ și ε_τ sunt coeficienții dimensionali pentru tensiuni normale și tangențiale, iar γ_c coeficientul de calitate a suprafeței.

Dacă într-o secțiune a arborelui se găsesc mai multe forme și geometrii de concentratori de tensiune, atunci se consideră numai concentratorul cu coeficientul global (k_{σ_a} , k_{τ_a}) cel mai mare.

În secțiunile arborelui în care se montează alte organe de mașini pe arbore, precum și în zona lagărelor, raportul $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ se determină cu relația:

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \right) \cdot \xi \quad (6.7)$$

unde $\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \right)_0$ se determină cu ajutorul unor diagrame experimentale ca cea din figura 6.

Se observă că pe diagramă diametrele sunt până la valori de 300 – 350 mm, dar din aplatizarea curbelor se poate presupune că valoarea raportului pentru $d = 300$ se poate considera valabilă și pentru diametre mai mari. Pe diagramă curba 1 este pentru cazul când prin contact se transmit forțe și momente de torsiune, iar curba 2, când nu se transmit sarcini.

Dacă raza de racordare (la salt de diametru, de exemplu) depășește valoarea $\gamma = 0,06d$ (d este diametrul arborelui), valoarea $\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \right)_0$ obținută din diagramă se înmulțește cu 0,8, iar dacă în zona concentratorului se folosesc două metode de reducere a concentrării, se înmulțește cu 0,7.

Coefficientul ξ ia în considerare rezistența la rupere a materialului σ_r [MPa]:

$$\xi = 1 + 1,35 \cdot 10^{-3} (\sigma_r - 500) \quad (6.8)$$

Coefficientul mediu de calitate a suprafeței se poate lua

$$\gamma = 1 - 0,12 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_r$$

Pentru torsiune se ia

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,7 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$$

Pentru valorile medii ale coeficienților de concentrare \bar{k}_σ și \bar{k}_τ , valorile experimentale sunt date în tabele, la fel ca și pentru factorii dimensionali $\bar{\varepsilon}_\sigma$ și $\bar{\varepsilon}_\tau$.

De remarcat că valorile pentru ε_σ și ε_τ sunt date în tabele numai pentru diametre până la 200 mm (adică exact ca diagramele "clasice" amintite în capitolul 2), și numai pentru oțelurile aliate există valori pentru diametre până la 320mm.

Aplicând relația (1) se determină principalii parametri statistici ai tensiunii de încovoiere echivalente:

- media:

$$\bar{\sigma}_e = \bar{\sigma} \sqrt{1 + \frac{\bar{S}_\sigma^2}{\bar{S}_\tau^2}} \quad (6.9)$$

- dispersia:

$$D = \bar{\sigma}_e^2 C_{v\sigma_e}^2 \quad (6.10)$$

Mărimile care intervin în expresiile parametrilor statistici ai tensiunii σ_e sunt mediile:

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{M}_z}{W_z}; \quad \bar{S}_\sigma = \frac{(\bar{\sigma}_{-1})_a}{\sigma}$$

$$\bar{S}_\tau = \frac{2(\bar{\tau}_{-1})_a}{\bar{\tau} \left(1 + \frac{\psi_\tau}{k_{\tau_a}} \right)}$$

precum și coeficientul de variație al tensiunii de încovoiere echivalente, egal cu cel al momentului de torsiune:

$$C_{v\sigma_e} = C_{v\tau} \quad ,$$

Coeficientul de variație $C_{v\tau}$ se va adopta astfel:

– dacă transmisia are o funcționare continuă și complet cunoscută, atunci $C_{v\tau} = 0,15$.

– dacă funcționarea este cu funcționare ciclică și cu determinarea precisă a sarcinii statice, $C_{v\tau} = 0,04$;

– pentru determinarea aproximativă a sarcinii statice, $C_{v\tau} = 0,10$;

– dacă nu se cunosc date concrete despre utilizarea transmisiei, $C_{v\tau} = 0,18$.

Se definește parametrul statistic de siguranță la ruperea prin oboseală a arborilor σ_{ob} prin expresia:

$$\sigma_{ob} = \frac{(\bar{\sigma}_{-1})_a - \bar{\sigma}_e}{\sqrt{D_{(\sigma_{-1})_a} - D_{\sigma_e}}} \quad (6.11)$$

în care $D_{(\sigma_{-1})_a}$ este dispersia tensiunii admisibile pentru ciclul alternant simetric.

Considerând că σ_{-1} , k_{σ_a} și γ_c sunt variabile dependente două câte două, rezultă pentru dispersie forma:

$$D_{(\sigma_{-1})_a} = (\overline{\sigma_{-1}})_a^2 \cdot C_{v(\sigma_{-1})_a}^2 \quad (6.12)$$

în care media este $(\overline{\sigma_{-1}})_a = \left(\frac{\overline{\sigma_{-1}}}{k_{\sigma_a}} \right) \cdot k_v \cdot \overline{\gamma_c}$ iar coeficientul de variație

$$C_{v(\sigma_{-1})_a}^2 = C_{v\sigma_{-1}}^2 + C_{vk_{\sigma_a}}^2 + C_{v\gamma_c}^2 + C_{vk_{\sigma_a}} \cdot C_{v\sigma_{-1}} + C_{vk_{\sigma_a}} \cdot C_{v\gamma_c}$$

Coeficientul de variație a tensiunii alternant simetrice $C_{v\sigma_{-1}}$ este dat în tabele funcție de seria de fabricație și calitatea producției.

În cazul liniilor de arbori, considerând calitatea execuției ridicată și serie de fabricație mică, se obține $C_{v\sigma_{-1}} = 0,1$.

Coeficientul de variație al concentratorului $C_{vk_{\sigma_a}}$ se apreciază la valoarea medie $C_{vk_{\sigma_a}} = 0,02$.

În cazul ruperii arborilor prin oboseală, legea de repartiție este normală, astfel că din relația (11) se deduce o funcție de fiabilitate la oboseală.

$$R_{ob} = \Phi(a_{ob}) = \frac{\gamma_{ob}}{100} \quad (6.13)$$

în care γ_{ob} este fiabilitatea procentuală la oboseală.

Din (13) se observă că dacă este cunoscută fiabilitatea R_{ob} se poate deduce argumentul a_{ob} al funcției Laplace Φ , iar apoi numărul ciclurilor de solicitare și, implicit, durabilitatea în funcționare.

Pentru funcția lui Laplace Φ în tabele se dau valorile (vezi tabelul)

6.3.3 Ruperea prin rezonanță

Dacă turația de regim a arborelui coincide cu o turație critică la vibrații flexionale sau torsionale, atunci deformațiile arborelui cresc, periclitând funcționarea.

Se apreciază siguranța la ruperea arborelui prin rezonanță prin intermediul parametrilor statici a_{nf} și a_{nt} definiți prin relațiile

$$a_{nf} = \frac{\overline{n_{cr.f}} - \overline{n}}{\sqrt{D_{n_{cr.f}} + D_n}} \quad (6.14)$$

$$a_{nt} = \frac{\overline{n_{cr.t}} - \overline{n}}{\sqrt{D_{n_{cr.t}} + D_n}}$$

în care:

- n – turația de funcționare;
- $n_{cr.f}$ – turația critică la vibrații flexionale (de încovoiere);
- $n_{cr.t}$ – turația critică la vibrațiile torsionale

Media \bar{n} și dispersia D_n ale turației funcționale se determină pe baza caracteristicilor statice ale turației arborelui (luând în considerație raportul de transmitere, dacă există modificări ale turației în transmisie).

Turația critică flexională se determină după metodele indicate la cap. 4. (studiul vibrațiilor de încovoiere).

Pentru scopul calculului de fiabilitate, se poate aplica un calcul simplificat, determinând turația critică pentru un arbore echivalent cu un număr redus de mase, eventual pe o schemă de arbore pe două reazeme, folosind relațiile aproximative.

De exemplu, relația lui Rayleigh:

$$n_{cr,f} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^k F_i f_i}{\sum_{i=1}^k F_i f_i^2}} \quad (6.15)$$

unde:

g – accelerația gravitațională;

F_i – forța ce acționează într-un punct i al arborelui;

f_i – deformația statică în dreptul forței F_i , cauzată de toate cele k forțe de pe arbore.

Turația critică torsională se determină după metodele indicate la cap. 4.

Pentru scopul calculului de fiabilitate, se poate lua în considerare o valoare aproximativă, determinată cu relația lui Rayleigh:

$$n_{cr,t} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\frac{G}{T_a}}{\sum_{i=1}^p \frac{l_i}{I_i}}} \quad (6.16)$$

în care:

G – modulul de elasticitate transversal;

I_a – momentul de inerție masiv al arborelui, inclusiv piesele montate pe acesta;

l_i, I_i – lungimea, respectiv momentul de inerție al treptei i al arborelui; pe arbore sunt p piese distincte.

Din (6.15) se observă că turația critică flexională depinde de condițiile de încărcare ale arborelui prin intermediul forțelor F_i și al deformațiilor f_i .

Analiza modului de încărcare permite să se constate că forțele sunt direct proporționale cu momentul de torsiune T , iar deformațiile direct proporționale cu T^2 .

Notând constantele de proporționalitate cu C_{F_i} și C_{f_i} , considerând turația critică flexională ca o funcție continuă și aproximând-o cu primii doi termeni ai dezvoltării în serie Taylor, se deduc caracteristicile statice ale turației critice flexionale:

$$- \text{media } \bar{n}_{cr,f} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k C_{r_i} c_{r_i}}{\sum_{i=1}^k C_{r_i} c_{r_i}^2}} \quad (6.17)$$

$$- \text{dispersia } D_{ncr,f} = \frac{\bar{n}_{cr,f} \cdot C_v T^2}{4} \quad (6.18)$$

Turația critică torsională determinată în ipoteze simplificatoare nu depinde de condițiile de lucru, astfel că poate fi considerată ca variabilă deterministă, depinzând numai de geometria și calitatea materialului arborelui.

În acest caz $\bar{n}_{cr,t} = n_{cr,t}$ și $D_{ncr,t} = 0$.

Pe baza legilor de repartiție al momentului de torsiune și turației de funcționare, din (14) se determină funcția de fiabilitate la ruperea prin rezonanță R_r . Pentru legea normală, R_r se calculează cu funcția Laplace, argumentul fiind parametrul statistic a_{nf} sau a_{nt} .

Ținând seama că dacă turația efectivă coincide cu oricare din cele două turații critice este periclitată funcționarea arborelui, fiabilitatea la rupere prin rezonanță se consideră ca produs al fiabilităților.

$$R_{rr} = R_{nf} \cdot R_{nt}$$

unde:

R_{nf} – fiabilitatea la vibrații flexionale;

R_{nt} – fiabilitatea la vibrații torionale;

6.3.4 Fiabilitatea arborilor la deformații

Calculul deformațiilor se face după metodele obișnuite în Rezistența materialelor. Valorile efective ale acestor deformații depind de modul de variație a forțelor. Se consideră că forțele de pe arbore sunt proporționale cu momentele de torsiune, care este considerat ca principala variabilă aleatoare în timpul funcționării.

Valorile maxime ale deformațiilor (săgeata de încovoiere, înclinația în reazeme, deformația torsională globală) se compară cu cele admisibile.

Se definesc parametrii statici de siguranță la deformații flexionale și torsionale astfel:

$$\begin{aligned} a_f &= \frac{\bar{\Gamma}_a - \bar{\Gamma}}{\sqrt{D_{\Gamma_a} - D_{\Gamma}}} \\ a_\theta &= \frac{\bar{\theta}_a - \bar{\theta}}{\sqrt{D_{\theta_a} - D_{\theta}}} \\ a_\varphi &= \frac{\bar{\varphi}_a - \bar{\varphi}}{\sqrt{D_{\varphi_a} - D_{\varphi}}} \end{aligned} \quad (6.19)$$

Valorile deformațiilor flexionale admisibile f_a , ale deformațiilor torsionale θ_a și deformațiilor unghiulare φ_a (rotiri) sunt dependente de buna funcționare a organelor de rezemare ale arborilor.

Valorile recomandate depind de tipul reazemelor.

Cu observația că fiecare forță F_i din cele k de pe arbore este proporțională cu momentul de torsiune variabil ($F_i = C_{f_i} \cdot T$) și că săgeata flexională este direct proporțională cu T^2 ($f_i = C_{f_i} \cdot T^2$), se deduce dependența săgeții dintr-un anumit punct al arborelui.

$$f = T^2 \sum_{i=1}^k C_{f_i} = c_f \cdot T^2 \quad (6.20)$$

Relația analoagă se pot serie și pentru deformația unghiulară:

$$\varphi = C_\varphi \cdot T^2 \quad (6.21)$$

Deformația torsională globală a unui arbore la care momentele de inerție geometrice I_{pi} și variabile și pe care acționează momentele de torsiune proporționale cu momentul la arborele condus este:

$$\theta = \frac{T}{G} \sum_{i=1}^k \frac{c_{\theta_i} \cdot l_i}{I_{pi}} = C_\theta \cdot T \quad (6.22)$$

în care:

l_i – lungimea porțiunii de arbore de moment de inerție I_{pi} și pe care acționează momentul de torsiune $C_{\theta_i} T$.

Constanta C_θ este

$$C_\theta = \frac{\sum c_{\theta_i} \cdot l_i}{GI_{pi}}$$

Pe baza acestor relații se determină mediile și dispersiile mărimilor respective, considerând funcțiile ca fiind continue de variabilă T

– mediile sunt:

$$\bar{f} = c_f \cdot \bar{T}^2; \quad \bar{\varphi} = c_\varphi \cdot \bar{T}^2; \quad \bar{\theta} = c_\theta \cdot \bar{T} \quad (6.23)$$

– dispersiile sunt:

$$D_f = 4 \cdot \bar{f}^2 \cdot c_f^2; \quad D_\varphi = 4 \cdot \bar{\varphi}^2 \cdot c_\varphi^2; \quad D_\theta = 4 \cdot \bar{\theta}^2 \cdot c_\theta^2; \quad (6.24)$$

Valorile admisibile ale deformațiilor (f_a , φ_a , θ_a) se apreciază că sunt repartizate după legea Gauss, iar intervalul maxim, repartizate simetric reprezintă, $6\sqrt{Dx}$, x fiind f_a , φ_a sau θ_a .

Ca atare, dispersiile D_{f_a} , D_{φ_a} , și D_{θ_a} se determină pe baza intervalului de toleranță ($Dx = \frac{l_x^2}{9}$, în care l_x este semintervalul; de exemplu $l_{f_a} = 0,5 \cdot 10^{-4} \cdot l$).

Înlocuind mărimile statice (23) și (24) în (19) se deduc parametrii statice de siguranță, iar pe baza acestora și al legilor teoretice de repartiție, se calculează R_f, R_φ, R_θ .

CAPITOLUL 7

Concluzii

CONCLUZII

A. Concluzii privind tensiunile

1. Liniile de arbori navale reprezintă o parte din instalația de propulsie și asigură transmiterea mișcării (și a momentului de torsiune) de la mașina de propulsie la elicea navei. Ele sunt constituite dintr-un arbore port elice și unul sau mai mulți arbori intermediari, îmbinați rigid prin flanșe cu buloane, astfel încât formează un sistem "bară continuă pe mai multe reazeme".

Din cauza puterilor foarte mari pe care le transmit (de ordinul miilor și zecilor de mii de kilowați) și a turațiilor reduse (100 - 200 rot/min), diametrele acestor arbori sunt foarte mari (200 - 800 mm) iar lungimea totală este de ordinul zecilor de metri. Rezultă mase de ordinul zecilor de tone, încorporând cantități foarte mari de material.

Studiul rezistenței și deformațiilor acestor arbori nu este în prezent sistematic, deși avarierea liniei de arbori a unei nave are consecințe extrem de grave, pe multiple planuri.

2. *Dimensionarea* liniilor de arbori navale, constând în principal în determinarea diametrelor tronsoanelor de arbori intermediari și arborelui port elice se face *pe baza unor normative obligatorii*, stabilite de Registrul Naval Român (R.N.R.) prin "Reguli pentru clasificarea și construcția navelor maritime".

Cele două ediții ale *Regulilor RNR* (1982 și 1990) prezintă unele diferențe în metodologia de calcul și în anumite privințe, dau și rezultate diferite ale calculului, deși nu diferă în mod esențial.

Relațiile prin care aceste normative stabilesc diametrul minim al arborilor intermediari au la bază solicitarea de torsiune (prin raportul putere turație P/n , caracteristic momentului de torsiune), dar nu cuprind în mod explicit rezistența admisibilă a materialului la această solicitare (τ_m).

Aceste relații includ o valoare minimă a acestei rezistențe admisibile în niște constante a căror semnificație nu este dată explicit și pentru care se dau doar valori particulare corespunzând unor situații concrete.

Diametrele de arbori definite cu relațiile date de R.N.R. se corectează apoi, funcție de rezistența de rupere reală a materialului (R_m), în sensul reducerii lor pe măsura creșterii lui R_m .

Diametrul arborelui port elice se obține printr-o majorare a diametrului arborelui intermediar, cu aproximativ 20%...26%, funcție de modul de fixare a elicei pe acest arbore (cu sau fără pană) și de dimensiunile elicei.

3. *Alte prevederi ale R.N.R.* stabilesc dimensiunile buloanelor și flanșelor de îmbinare ale tronsoanelor liniilor de arbori, limitele între care poate varia distanța între lagăre, elementele constructive privind forma și dimensiunile

canalelor de pană sau altor degajări și o metodă amănunțită de calcul pentru montarea fără pană, prin presare, a elicei pe arborile port elice.

Ambele ediții ale Regulilor R.N.R. nu indică obligativitatea nici unui calcul de verificare, atât pentru rezistența cât și pentru deformațiile liniilor de arbori. Singurul calcul de verificare cerut este cel de verificare la vibrații într-un mod specific R.N.R.

4. Un studiu comparativ asupra dimensionării acestor arbori după cele două variante ale Regulilor Registrului Naval Român și prin calcul de rezistență, conduce la următoarele rezultate.

4.1. Relațiile din Regulile R.N.R. - 1982 dau practic aceeași valoare a diametrului arborilor pentru două valori ale rezistenței de rupere a materialului ($R_m = 540 \text{ N/mm}^2$, $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$) OLC (normalizat, îmbunătățit), deci acestea nu țin cont prea mult de creșterea rezistenței de rupere a materialului.

4.2. Relațiile din Regulile R.N.R. - 1990 permit o diferențiere a diametrului minim necesar funcție de valoarea reală a rezistenței la rupere a materialului R_m . Diametrul arborelui ce rezultă pentru $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$ este cu aproximativ 17% mai mic decât cel pentru materialul cu $R_m = 540 \text{ N/mm}^2$.

4.3. Calculul de predimensionare "clasic", din condiția de rezistență la răsucire este inoperant, din următoarele motive:

- Folosirea rezistenței admisibile la torsiune indicată în lucrările de Rezistența materialelor sau Organe de mașini ($\tau_{at} = 15...25 \text{ N/mm}^2$), conduce la diametre mult mai mari decât cele rezultate din calculul după Regulile R.N.R. Acest diametru este cu 36,7% mai mare decât cel obținut pe baza Regulilor R.N.R. și cu (43,7...33,8)% mai mare decât cel rezultat din calculul după R.N.R. 1980.

- Calculul după Regulile R.N.R. - 1982 dă o tensiune efectivă în arbore de 2,56 ori mai mare decât tensiunea maximă admisibilă τ_{at} indicată în calculul "clasic" al arborilor - organe de mașini. Dimensionarea după Regulile R.N.R. - 1990 conduce la tensiuni de răsucire efective de 2,4...2,97 ori mai mari decât $\tau_{at} = 25 \text{ N/mm}^2$, considerate admisibile la dimensionarea arborilor obișnuți.

- Pentru a obține prin calculul de rezistență "clasic" diametrele de arbori impuse prin Regulile R.N.R. ar trebui luate în considerare rezistențe admisibile de (2,5...3) ori mai mari decât cele maxime recomandate pentru calculul arborilor - organe de mașini.

4.4. Arborii navelor construite în străinătate (exemplu Polonia) au diametre identice cu cele obținute din calculul după R.N.R. - 1982 - fără corecția ce ține seama de rezistența la rupere R_m . Tensiunea efectivă se apropie, în acest caz, cel mai mult de rezistența admisibilă τ_{at} pentru arborii predimensionați "clasic" din condiția de rezistență la torsiune.

5. Schema de încărcare a liniilor de arbori - corespunde unei bare continue pe mai multe reazeme, sollicitată la:

- torsiune, din cauza transmiterii puterii și turației la elice;

- încovoiere, din cauza greutatei elicei, greutatei flanșelor de cuplare și greutatei proprii a arborilor;

- (compresiune) întindere din cauza forței axiale ce asigură propulsia (înainte, înapoi).

În această schematizare, lagărele (care sunt, în majoritatea cazurilor, cu alunecare) pot fi considerate reazeme simple, cu excepția celui mai apropiat de elice, care se schematizează simplificat fie prin două reazeme situate la capetele sale (dacă lățimea sa este de 3...5 ori mai mare decât diametrul fusului), fie printr-un reazem simplu la 1/3 din lungimea sa față de capătul dinspre elice (dacă lungimea lui este între 2,5...3 ori diametrul arborelui).

Distanțele între lagăre (reazeme) se aleg constructiv în limite impuse prin Regulile R.N.R. Statistic, se constată că valorile alese de constructori pentru navele reale sunt în jurul valorii medii ce ar rezulta din normative. Numărul de reazeme depinde de lungimea liniei de arbori, rezultată la rândul ei din modul de amplasare a mașinii de propulsie: mai în spate (spre pupa) sau spre zona centrală a acesteia. În general, acest număr de reazeme variază între 3 și 6.

Toate reazemele pot fi considerate ca reazeme simple, deoarece sunt constituite din lagăre cu alunecare radiale.

Sarcina axială este preluată de un lagăr cu alunecare axial ("lagăr de împingere"), situat de regulă la capătul dinspre motor al liniei de arbori.

6. Pentru calcule de verificare a rezistenței în secțiune, mărimile eforturilor sunt determinabile exact, cu excepția forței axiale ce solicită linia de arbori. Pentru această forță axială s-a stabilit la 3.2.c un mod de determinare a valorii medii și maxime. Nu s-a analizat trasarea diagramelor de forțe tăietoare și momente încovoietoare prin utilizarea ecuației celor 3 momente (Clapeyron), întrucât s-a propus, la capitolul 4, rezolvarea sistemului static nedeterminat utilizând metoda parametrilor în origine, printr-un program pe calculator.

Pentru arborii dimensionați după Regulile Registrului Naval Român, tensiunile determinate pentru solicitările principale au valori efective mici, astfel:

- În zona cea mai solicitată la încovoiere (secțiunea arborelui port-elice din zona reazemului cel mai apropiat de elice), tensiunile provocate de torsiune sunt mult mai mici față de cele din arborii intermediari, în care se face dimensionarea. Cauza este majorarea diametrului arborelui port elice cu aproximativ 26% față de diametrul arborilor intermediari.
- Tensiunea de încovoiere în secțiunea menționată mai sus este, de asemenea, foarte redusă. Deși greutatea elicei - montată în consolă pe arborele port-elice - este foarte mare, momentul încovoietor ce solicită consola este suficient de mic raportat la modulul de rezistență al secțiunii.
- Tensiunile tangențiale provocate de forța tăietoare sunt extrem de mici - și deci complet neglijabile.

- Solicitarea axială este, de asemenea, nesemnificativă din punctul de vedere al tensiunilor pe care le produce.
- Tensiunile echivalente (determinate pe baza teoriei de rezistență a energiei potențiale de deformare pentru modificarea formei (V) sunt mult mai mici decât tensiunea admisibilă σ_{aiIII} (de aproximativ 3 - 4 ori), aceasta indicând un mare coeficient de siguranță pentru solicitările compuse variabile.

În cazul dimensionării arborilor pe baza regulilor R.N.R. - 1990 rezultă diametre mai mici ale arborilor, în zona arborilor intermediari, se obțin tensiuni echivalente mai mari (aproximativ jumătate din σ_{ai}), ceea ce arată că această dimensionare este mai rațională, folosind mai bine capacitatea de rezistență a materialului.

7. Practica construcțiilor navale nu utilizează (încă) o dimensionare "ideală", pe tronsoane scurte, care ar asigura o formă cât mai apropiată de "bara de egală rezistență". Pentru a compara, în fiecare secțiune, dimensiunile arborilor cu cele ale unei "bare de egală rezistență", se indică modul în care s-ar putea determina diametrele acestei "transmisii ideale", funcție de încărcările la care ea este supusă în fiecare secțiune.

8. Actualele normative de proiectare nu prevăd un calcul de verificare la oboseală, în sensul "elasic" al determinării unui coeficient de siguranță la oboseală.

Aceste normative au însă prevederi constructive și de calitate a execuției care au ca scop principal micșorarea concentrării tensiunilor. În principal, ele privesc razele minime de racordare, forma și dimensiunile canalelor de pană și a altor degajări, calitatea prelucrării suprafețelor, protejarea arborelui port-elice față de coroziunea apei de mare.

Încercarea de a determina un coeficient de siguranță la oboseală global (folosind schematizarea Soderberg) conduce la următoarele concluzii:

- Coeficientul de concentrare a tensiunilor în zona salturilor de diametru $\beta_{k\sigma}$ poate fi determinat folosind diagramele existente în literatura de specialitate, dar β_{kr} nu poate fi determinat exact deoarece la liniile de arbori saltul de diametru în zona flanșelor de cuplare este $D/d = 1,6...2$, în timp ce diagramele pentru β_{kr} dau valori numai până la $D/d = 1,4$.

- Pentru zona de montare a elicei prin strângere pe con (pe arborele port-elice), coeficienții de concentrare a tensiunilor ($\beta_{k\sigma}$, β_{kr}) sunt indicați tabelar în literatura de specialitate, dar pentru ajustajele cu strângere pe suprafețe cilindrice. Valorile care se pot utiliza sunt aproximative.

- Factorul dimensional ($\epsilon_{\sigma}, \epsilon_r$) nu poate fi evaluat corect din diagramele existente, deoarece este determinat numai până la diametre de 200 - 250 mm, în timp ce diametrele arborilor liniilor axiale sunt în limitele 200 - 800 mm.

- Factorul de calitate a suprafeței arborelui ($\gamma_{\sigma}, \gamma_r$) poate fi evaluat destul de exact.

Concluzia este că, pentru liniile de arbori, cu materialul existent în prezent, nu se poate face o evaluare exactă a coeficientului de siguranță la oboseală, deoarece dimensiunile acestor arbori nu permit utilizarea datelor existente, care sunt determinate pentru arborii de dimensiuni normale.

9. Nu se pune problema calculului la durabilitate limitată, deoarece numărul de cicluri pe durata de exploatare a liniei de arbori depășește numărul ciclurilor de bază.

Deși acești arbori lucrează cu turații reduse, într-un an de exploatare normală a navei numărul de cicluri de solicitare ajunge la $5 \cdot 10^7$, ceea ce susține ideea că nu este necesar calculul la durabilitatea limitată.

Aspectul solicitărilor alcatoare, produse de modul de încărcare a liniei de arbori în condițiile exploatării normale, cu valori și agitație a mării diferite se va pune în contextul unor măsurări tensometrice pe o linie de arbore în exploatare.

S-a urmărit și un mod de verificare la solicitările compuse variabile care să nu fie funcție numai de $\alpha = \sigma_{ai III} / \sigma_{ai II}$, ci funcție de factorii ce influențează rezistența la oboseală. Relația stabilită în acest scop ia în considerare numai solicitările de torsiune și încovoiere, dar utilizarea ei întâmpină aceleași dificultăți ca și determinarea coeficientului de siguranță la oboseală.

10. În analiza stabilității sistemului (flambaj) se constată că distanța între reazemele liniei de arbori impusă prin Regulile R.N.R. între anumite limite, face ca flambajul să fie uneori în domeniul elastic iar alteori în domeniul plastic.

Coeficientul de zveltețe λ corespunde domeniului flambajului elastic la liniile de arbori la care diametrul nu depășește 300 mm și domeniul neplastic pentru diametre mai mari.

Ținând seama de rezistența reazemelor intermediare (care fac să crească sarcina critică de flambaj) rezultă coeficienți de siguranță la flambaj extrem de mari. Concluzia este că pericolul de flambaj este extrem de redus, în condițiile în care dimensionarea arborilor se face după Regulile R.N.R.

Este absolut nesemnificativă influența asupra flambajului a forței tăietoare și a momentului încovoietor.

B. Concluzii privind deformațiile

11. Normativele în vigoare și practica institutelor de proiectări navale de la noi nu prevăd obligativitatea unor calcule de determinare a deformațiilor (săgeți și rotiri) ale liniilor de arbori

Se stabilește numai obligația ca lagărele de sprijin să fie astfel amplasate încât reacțiunile să fie pozitive și să reprezinte minim 25% din greutatea arborelui pe lungimea suportată de lagăr.

De asemenea, se impune obligativitatea alinierii arborilor, aliniere verificată prin măsurători.

Documentația tehnică a navelor indică niște “detalii de centrare”, corespunzătoare unor abateri radiale (dezaxări), ale tronsoanelor de arbori la montaj și a unor abateri unghiulare măsurate între flanșele de cuplare a tronsoanelor de arbori. Aceste ultime abateri (numite “frângerii”) sunt exprimate tot sub forma unor abateri de poziție (în mm) - și date tabelar.

12. Tocmai pentru a suplini această lipsă de informații privind valorile efective ale deformațiilor, exprimate în forma “clasică” a săgeților și rotirilor în diferite secțiuni, s-a elaborat un program de calcul a săgeților și rotirilor la barele pe mai multe reazeme, care utilizează metoda parametrilor în origine.

Acest program permite și determinarea reacțiunilor în reazeme, întrucât normativele au prevederi tocmai în privința acestor reacțiuni.

Rularea programului pentru câteva cazuri concrete (linii de arbori reale) a dus la concluzia (de altfel așteptată) că rigiditatea liniilor de arbori este foarte mare, rezultând valori ale săgeților și rotirilor extrem de mici.

Tensiunile suplimentare produse de aceste deformații sunt total neglijabile, dar influența lor asupra altor aspecte funcționale nu este de neglijat.

Valorile efective ale săgeților (statice) influențează mărimea pulsațiilor proprii și turației critice a liniei de arbori.

Mărimea rotirilor (în zona reazemelor) este importantă pentru influența directă asupra comportării lagărelor și în special asupra uzurii acestora . Stabilirea unor valori admisibile ale acestor deformații trebuie corelată cu comportarea lagărelor ca organe de mașini, mai ales în zona lagărului cel mai apropiat de elice (lagărul tubului etambou) care are o lungime egală cu de (2...4) ori diametrul arborelui și unde existența rotirii are o influență mult mai puternică decât în cazul lagărelor scurte.

13. Programul de calcul pentru calculul deformațiilor (săgeți, rotiri) și reacțiunilor din reazeme dă mici erori la determinarea reacțiunilor (observabile când se scrie ecuația de echilibru pentru forțe - prin proiecția pe verticală).

Erorile sunt însă mici (de ordinul a câteva zeci, maxim sute de newtoni) în raport cu sarcinile (încărcările) care sunt de ordinul a sute de mii de newtoni.

Aceste erori provin din modul de rezolvare a sistemelor de ecuații din care rezultă determinarea acestor mărimi.

La săgeți și rotiri erorile față de valorile exacte sunt și mai mici și au aceeași cauză.

14. Calculele de deformații se fac, evident, pe starea nedeformată a sistemului, considerându-l pe acesta ca o bară dreaptă pe reazeme multiple.

Practica arată însă că alinierea lagărelor realizată la montaj nu se mai păstrează imediat după lansarea la apă și cu atât mai puțin la diferite stări de

încărcare. Influența asupra acestei alinieri există și din solicitările navei pe valuri, precum și din cauza deformațiilor termice ale corpului navei.

Rezultă că valorile teoretice ale deformațiilor calculate sunt apreciabil modificate de influențele amintite, dar că aceste influențe pot fi luate în considerare doar prin studiu experimental.

Un asemenea studiu este vizat în capitolul 5, unde se vor analiza și deformațiile pe apă calmă cu nava goală și încărcată, precum și pe mare agitată, precum și modificările produse de aceste deformații asupra reacțiilor din lagăre și influența deformațiilor corpului cauzată de temperatură asupra deformațiilor liniilor de arbori.

15. Nu s-a efectuat un studiu amănunțit asupra "centrării curbe" a liniei de arbori, întrucât denivelările care ar trebui impuse lagărelor pentru egalizarea reacțiilor ar fi fost tot valori teoretice, raportate la linia de arbori ideală.

Un astfel de studiu este însă avut în vedere - prin corelare cu aspectele experimentale menționate mai sus.

16. Materialul prezentat în primele două capitole este de fapt o punere a problemei, urmărind în principal să scoată în evidență modul actual de luare în considerare a tensiunilor și deformațiilor liniilor de arbori navale, având în vedere că acestea nu sunt în prezent explicit puse în evidență.

El a fost o comparație între aspectele clasice ale calculului de rezistență și modul specific de lucru în acest domeniu.

S-a dorit, de asemenea, să se evidențieze dificultățile care apar în încercarea de a aplica calculul clasic de rezistență la cazul concret al liniilor de arbori navale.

C. Concluzii în privința aspectelor practice și experimentale

17. La construcția navei, se face o vizare a liniei de arbori, în scopul de a alinia lagărele. Această operație se face cu nava pe doc, iar față de această axă teoretică inițială se iau în considerare deformațiile arborilor și eventuala modificare a poziției lagărelor.

18. Dacă lagărele sunt montate conform acestei alinieri, rezultă o încărcare foarte inegală pe reazeme. Greutatea foarte mare a elicei încarcă excesiv lagărul aflat în imediata apropiere și descarcă alte reazeme astfel încât reacțiunile în reazeme sunt foarte diferite (unele reazeme pot avea reacțiuni negative). De aceea, pentru a încerca mai uniform lagărele, se preferă ca unele reazeme să fie denivelate față de linia dreaptă. Acest mod de montaj este numit "centrare curbă" a liniei de arbori.

19. Pentru centrarea curbă, în schema liniei de arbori (bară pe mai multe reazeme) se denivlează pe rând câte un reazem (cu 0,1 mm sau 0,5 mm) și se

determină coeficienții de influență ce indică modificarea reacțiilor. În acest fel se pot determina pozițiile lagărelor, care asigură o repartizare acceptabilă a sarcinii pe reazeme.

20. Chiar dacă această “procedură de centraj” este corect realizată, după lansarea navei la apă apar deformații ale corpului navei care influențează asupra centrării liniei de arbori. Alinierea se modifică și funcție de încărcarea navei și de starea de agitație a mării. Pentru a urmări concordanța între valorile precalculate ale reacțiilor și valorile reale, se fac măsurări.

21. Modul cel mai simplu de verificare este cel cu metoda cricurilor hidraulice. Aceste măsurări nu se execută sistematic, ci numai în cazuri speciale. Efectul dez-alinierii, fie din cauza nerespectării procedurii de montaj, fie din cauza deformării corpului navei după lansarea la apă sau din cauza stării de încărcare, se poate determina și prin măsurări tensometrice.

22. Pentru nava MINERAL ORDAZ – la care s-au cerut verificări ale liniei de arbori – executate de Lloyd Register – și la care am participat, s-au constatat următoarele:

- a. reacțiunile măsurate diferă foarte mult de valorile calculate de firma MAN B&W;
- b. lagărul prova din tubul etambou este foarte puțin încărcat, iar lagărul intermediar și lagărul pupa din tubul etambou sunt supraîncărcate;
- c. zona cuplajului dintre motor și linia de arbori este supraîncărcată;
- d. diferențele între valorile măsurate ale reacțiilor la cald și la rece sunt foarte mari, în special în lagărele din zona motorului;
- e. se recomandă o nouă centrare, care să transfere încercarea exagerată de pe motor pe lagărele tubului etambou.

23. Re-alinierea liniei de arbori, efectuată în Portugalia în iunie 1997 - Șantierul Naval Lisnave – prin modificarea poziției motorului, a condus la următoarele rezultate:

- a. noua centrare a asigurat o mai bună distribuire a încărcării lagărelor;
- b. lagărul prova din tubul etambou, care era foarte descărcat (reacțiunea $25\div 40\text{kN}$) s-a încărcat ajungând la reacțiuni de 200kN ;
- c. lagărul intermediar, care era puternic încărcat (reacțiunea 250kN) s-a descărcat parțial, ajungând la reacțiunea de $170\text{-}160\text{kN}$;
- d. lagărul nr. 8 al motorului, care era foarte încărcat (reacțiunea 345kN) s-a descărcat ajungând la 250kN ;
- e. s-a recomandat repetarea măsurărilor cu nava încărcată și pe mare agitată.

24. Cu ocazia măsurărilor în zona a două porturi nord-europene realizate tot de echipa Lloyd, cu nava parțial încărcată sau în balast, s-au constatat următoarele:

- a. reacțiunile din lagărul prova al tubului etambou variază foarte mult (între 60 și 160kN), funcție de încărcarea navei (pescaj) și starea mării. Ele sunt de 2-3 ori mai mici decât cele măsurate la realiniere, cu nava goală;

- b. reacțiunile din lagărul intermediar variază mai puțin, dar sunt cu 50% mai mari decât cele determinate la realiniere, cu nava goală;
- c. reacțiunile în lagărul nr. 8 al motorului (cel pentru care s-a pus problema realinierii – în principal), sunt destul de apropiate de cele rezultate la recentrarea liniei de arbori

25. Măsurătorile tensometrice, ca și cele cu metoda cricurilor hidraulice și traductoarelor de forță se fac numai la solicitarea statică (cu nava oprită). Când arborii liniei axiale se rotesc, culegerea informațiilor de la traductorii tensometrici prin inele montate pe arbori ar da erori mai mari decât valorile măsurate.

26. Deformațiile elastice ale corpului navei, datorate atât stării de încărcare cât și stării mării influențează evident comportamentul liniei de arbori, dar acest lucru nu poate fi pus în evidență exact prin măsurători. Influența temperaturii este, de asemeni, importantă, ducând la mărirea reacțiunilor în zona lagărelor aflate în apropierea motorului.

27. Singurul mod practic de a egaliza reacțiunile (sau a le menține în limite acceptabile) este modificarea poziției arborelui intermediar și înclinarea motorului pe postament. Prima metodă permite direct determinarea teoretică a noilor reacțiuni (prin aplicarea ecuației celor 3 momente). A doua metodă se aplică practic prin încercări.

28. Cele 3 metode de măsurare (tensometric, cu cricuri hidraulice și cu traductor de forță) dau valori apropiate pentru reacțiuni dacă acestea sunt suficient de mari. În lagărele unde reacțiunile sunt mici (40-60kN) diferențele între valorile măsurate prin cele 3 metode sunt foarte mari.

D. Concluzii privind aplicarea metodelor numerice la studiul liniilor de arbori

29. Deși nu se cer calcule pentru determinarea săgeților și rotirilor în diferite secțiuni ale liniei de arbori, aflarea lor este necesară pentru a putea calcula frângerile și dezaxările la flanșele de cuplare ale tronsoanelor de arbori, precum și în zona lagărelor, pentru a asigura o bună funcționare a acestora. Programul M.P.O. (bazat pe metoda parametrilor în origine) asigură calculul deformațiilor în 11 secțiuni ale liniei de arbori, pe o schemă care cuprinde încărcări complexe prin sarcini concentrate, sarcini uniform distribuite (provenite din greutatea proprie) și cupluri concentrate.

30. Programul pentru calculul static al liniilor de arbori navale este o adaptare a programului de calcul pentru structuri spațiale SAP – IV pentru utilizarea la problema plană a barelor drepte pe reazeme multiple. Pentru aplicarea programului, linia de arbori se discretizează în elemente finite (echivalente cu elemente de bară prevăzute cu încastrări perfecte) susținute pe un sistem de bare verticale (nedeformabile), care simulează reazemele. Se

calculează automat greutatea proprie a tronsoanelor de arbori, elementele geometrice ale secțiunilor (aria, momentul de inerție axial), reacțiunile din reazeme, forța tăietoare și momentul încovoietor în toate secțiunile elementelor în care s-a făcut discretizarea. Programul va fi perfecționat pentru a lucra și pentru bare cu denivelări de reazeme, deci pentru a putea determina și coeficienții de influență corespunzători unei denivelări de reazem de o unitate.

31. Programul pentru determinarea directă a reacțiunilor din reazeme se bazează pe ecuația celor 3 momente (Clapeyron) scrisă pentru cazul în care există denivelări ale reazemelor. Punând condiția ca săgețile în dreptul acestor reazeme să fie nule (în cazul reazemelor aliniate) sau egale cu o constantă (în cazul reazemelor denivelate), rezultă un sistem de ecuații în care necunoscute sunt reacțiunile. Acest calcul numai pentru reacțiuni este util deoarece verificarea practică a montajului se face numai pentru reacțiuni, interesând mai puțin valorile forței tăietoare și momentul încovoietor.

32. Aplicarea noțiunilor de fiabilitate la studiul liniilor de arbori – deși nu este o aplicația numerică – propune un mod de determinare a funcțiilor de fiabilitate și a fiabilității procentuale pentru ruperea arborilor prin oboseală, ruperea prin rezonanță (provocată de vibrații) și pentru deformația arborilor, luând în considerare numai aceste aspecte. În realitate, linia de arbori fiind un sistem complex, pentru a estima fiabilitatea globală ar trebui determinate mărimile amintite și pentru lagăre, etanșări, zona de montare a elicei etc.

CONCLUZII GENERALE

1. Calculul de proiectare a liniilor de arbori navale se rezumă la determinarea diametrelor unor tronsoane de arbori cu relații impuse de Regulile Registrului Naval Român, relații având la bază solicitarea de torsiune. Dimensiunile obținute în acest mod dau tensiuni de răsucire în arbore de (2 - 2,5) ori mai mari decât tensiunile considerate admisibile pentru predimensionare arborilor - organe de mașini. Ar rezulta astfel un fel de "subdimensionare aparentă", dar faptul nu este real din cauza valorilor foarte mici a tensiunilor de la alte solicitări și relativității noțiunii de "tensiune admisibilă".

2. Din cauza sprijinirii arborilor pe mai multe reazeme, efectul încovoierii este destul de puțin important din punctul de vedere al tensiunilor. Valorile efective ale acestor tensiuni sunt mult mai mici (de 3 - 4 ori) decât valorile considerate în general admisibile pentru această solicitare.

Tensiunile axiale (de compresiune - întindere) sunt practic neglijabile, de ordinul câtorva MPa.

3. Verificarea la solicitări compuse după metoda clasică dă tensiuni echivalente efective de (3 - 4) ori mai mici decât cea mai mică rezistență admisibilă ($\sigma_{ai III}$) care corespunde materialelor din care se execută acești arbori. Este deci justificat faptul că nu se cere explicit verificarea la solicitări compuse, dar acest

lucru nu este evident la prima vedere, când se constată că dimensionarea se face conform unei tensiuni τ_{ar} de (2 - 3) ori mai mare decât cea mai mare valoare propusă de manuale pentru arborii de dimensiuni normale.

4. Verificarea arborilor la oboseală nu este impusă, în schimb sunt prescrise valori ale razelor de racordare (și în general forme constructive) care să micșoreze concentrarea tensiunilor.

Încercarea de a calcula coeficientul efectiv de concentrare (după schematizarea Soderberg) este împiedicată în practică de lipsa din diagrame și tabele a factorilor $\beta_{k\tau}$ și ϵ_{τ} pentru dimensiunile foarte mari ale acestor arbori.

5. Stabilitatea sistemului de transmisie nu constituie o problemă. Existența mai multor rezeme face ca sarcina critică de flambaj să fie extrem de mare în raport cu forța axială efectivă (de propulsie), rezultând un coeficient de siguranță la flambaj foarte mare.

Alte influențe asupra flambajului sunt, de asemenea, neglijabile.

6. Calculul deformațiilor (săgeți și rotiri) nu este cerut în mod expres de normative. Institutele de proiectări navale nu efectuează astfel de calcule, dar prescriu niște valori admisibile pentru abaterile radiale de coaxialitate (măsurate la flanșele de cuplare a tronsoanelor de arbore) și altor valori admisibile ale unor cote (tot la flanșe) care evidențiază “frângerile”, adică abaterile unghiulare ale tronsoanelor de arbori.

7. Calculul deformațiilor (săgeți și rotiri) pentru bara dreaptă pe mai multe rezeme se poate executa normal după metodele clasice. Pentru ușurarea acestor calcule (destul de laborioase ca volum) s-a propus un program de calcul pe baza metodei parametrilor în origine. El permite determinarea săgeților și rotirilor în diverse secțiuni și calculul reacțiunilor.

Valorile astfel calculate nu pot fi comparate cu niște valori “admisibile”, deoarece asupra acestora din urmă nu deținem informații.

8. Studiul deformațiilor este îngreunat de faptul că linia de arbori reală nu este o bară dreaptă, ci ea capătă o formă curbă chiar de la lansarea navei la apă. Starea de încărcare a navei (goală sau încărcată), starea mării (calmă sau agitată) precum și deformațiile termice ale corpului navei, influențează esențial forma reală a liniei de arbori (și poziția reazemelor), astfel încât observațiile asupra săgeților și rotirilor determinate pe starea nedeformată (ideală) a liniei de arbori nu mai sunt valabile.

9. Aspectele experimentale ale deformațiilor nu sunt prea cunoscute la noi. Referirile străine asupra acestor aspecte arată însă că ele sunt foarte importante, căci valorile deformațiilor rezultate din încărcările și solicitările liniilor de arbori sunt, în general, depășite cu mult de cele provocate de deformațiile corpului navei provocate de starea de încărcare, starea mării sau dilatățile termice.

Accasta nu înseamnă că este total inutil să se determine aceste mărimi, fie doar și pentru a demonstra că ele sunt neglijabile.

10. Concluzia generală este că modul actual de proiectare a liniilor de arbori asigură asemenea dimensiuni acestora încât efectuarea unor calcule de verificare la solicitări compuse, oboseală, flambaj nu este practic necesară, dar că executarea acestor calcule ne permite să estimăm coeficienți de siguranță efectivi pentru aceste solicitări și să ne punem problema dacă, pe ansamblu, supradimensionarea liniei de arbori nu este prea accentuată.

Existența acestei supradimensionări este evidentă și dacă se ia în considerare modul de dimensionare propus în ediția 1990 a Regulilor R.N.R. în raport cu ediția 1982: Noul mod de calcul reduce cu aproximativ 17% diametrul arborilor, față de ediția 1982, ceea ce dovedește că pe plan internațional există această tendință de proiectare mai rațională. Avem în vedere că Regulile R.N.R. sunt în concordanță cu alte registre de clasificare a navelor, care au prescripții și relații de calcul foarte asemănătoare sau identice.

11. În privința deformațiilor, concluzia este că săgețile și rotirile efective pentru liniile de arbori reale sunt extrem de mici, dovedindu-se că rigiditatea ansamblului este suficient de mare, dacă nu chiar prea mare. Valorile rotirilor sunt importante doar din punctul de vedere al uzurii lagărelor de susținere, iar valorile săgeților (statice) din punctul de vedere al vibrațiilor.

Calcularea lor nu este însă total inutilă, deoarece poate da soluții privind modul în care o altă așezare a lagărelor poate asigura atât o egalizare a reacțiunilor în reazeme cât și o micșorare a uzurii lagărelor.

De remarcă, în final, că toate aceste aspecte teoretice ale analizei tensiunilor și deformațiilor, trebuie corelate cu aspecte experimentale, căci condițiile reale de exploatare introduc modificări ce influențează, în mod esențial uneori, rezultatele studiului teoretic.

12. Există foarte puține date privind aspectele experimentale în problemele liniilor de arbori. Singurele elemente practice bine cunoscute și aplicate sunt cele privind măsurarea reacțiunilor în reazeme cu metoda cricurilor hidraulice.

La noi, această metodă este aplicată numai ocazional, în situații speciale și numai dacă acest lucru este cerut în mod expres de beneficiar. Măsurările de acest tip (la care am participat) arată mari diferențe între valorile calculate ale reacțiunilor și valorile lor efective. Cauzele sunt în principal: starea de încărcare a navei, deformațiile corpului navei, starea de agitație a mării, temperatura.

Traductoarele de forță, aparținând Lloyd's Register, dau și ele diferențe apreciabile față de cricurile hidraulice, unde forța era determinată prin presiune și suprafața pistonului. Totuși, aceste valori măsurate ale reacțiunilor sunt cele luate în considerare la recentrarea liniei de arbori.

13. Măsurări tensometrice la liniile de arbori în țară nu s-au făcut până în prezent, din următoarele motive:

- Nu au existat solicitări exprese nici din partea constructorilor de nave, nici din partea beneficiarilor.

- Unele din punctele de măsură se situează în tunelul liniei de arbori și spații foarte reduse, în care prezența mai multor persoane nu este posibilă.
- Măsurătorile se pot face numai cu arborele port-elice oprit, deoarece preluarea semnalelor de la traductorii tensometrici ar necesita inele de contact foarte mari, iar acestea ar induce erori mai mari decât valorile măsurate.
- Blocarea (în mare) a unci nave în exploatare pentru măsurători ar crea probleme economice neacceptate de proprietarii navelor.

14. Măsurările efective realizate la nava "Mineral Ordaz" sunt utile în special pentru zonele unde accesul pentru plasarea cricurilor hidraulice sau a traductoarelor de forță nu este posibilă. Informațiile privind deformațiile (și tensiunile) statice permit o apreciere a calității alinierii după montaj, sau în nava încărcată față de nava goală. Un alt avantaj este că, odată instalați traductorii tensometrici, măsurătorile pot fi repetate la diferite intervale de timp, putându-se urmări evoluția alinierii și interveni dacă este cazul.

15. Nici Institutul de Proiectări Navale Galați (ICEPRONAV) nu efectuează astfel de investigații experimentale privind tensiunile și deformațiile, apelând la Lloyd Register sau alte registre de clasificare. Singurele măsurări practice sunt cele de vibrații axiale, care sunt mai ușor de efectuat, folosind un singur traductor de deplasare – la partea din față al arborelui cotit al motorului – și aparatură de amplificare și înregistrare Bruel & Kjaer –1980.

16. Modelele numerice de calcul pentru linia de arbori sunt aplicate curent numai la calculul vibrațiilor torsionale, pentru care există un program pe calculator.

Pentru aliniere se folosese rezultatele calculelor date de firmele constructoare ale motoarelor. Aceste firme indică o procedură de aliniere, valorile calculate ale reacțiunilor în reazeme și valori admisibile pentru încercările din lagărele mai solicitate.

Programul de calcul – adaptat pentru calculul static al liniei de arbori – a fost special testat pentru cazul unci nave la care se cunosc rezultatele date de firma MAN B&W – pentru a putea compara rezultatele.

Programul MPO adaptat pentru determinarea săgeților și rotirilor la liniile de arbori – permite determinarea acestor mărimi – în scopul de a verifica dacă deformațiile statice sunt admisibile.

CONTRIBUȚII PERSONALE

la studiul rezistenței și deformațiilor liniilor de arbori navale.

1. S-a pus în discuție motivul pentru care Regulile Registrului Naval Român cer doar două calcule pentru linia de arbori :
 - determinarea diametrului arborelui intermediar cu o relație specială;
 - calculul la vibrații torsionale - pentru care se dă valoarea admisibilă a tensiunilor principale suplimentare produse de aceste vibrații.
2. S-a aplicat calculul de dimensionare "clasic" (din condiția de rezistență la răsucire), pentru 5 tipuri de nave diferite cu următoarele concluzii:
 - Rezistența considerată "admisibilă" la proiectarea arborilor "organe de mașini" nu mai poate fi folosită într-o dimensionare "clasică" a arborilor navali;
 - Tensiunile efective de răsucire în arborii reali, dimensionați după Regulile RNR sunt de 2,5 - 3 ori mai mari decât rezistențele admisibile indicate în toate lucrările de Rezistența materialelor și Organe de mașini;
 - Dacă un arbore naval ar fi dimensionat pe baza calculului "clasic", diametrul său ar fi cu (6,9-11)% mai mare decât cel efectiv, obținut după RNR;
Ultima ediție RNR (1990) - dă pentru aceeași putere și turație, diametre ale arborilor cu aprox. (26-30)% mai mici decât valorile ce ar rezulta din calculul "clasic" - Relațiile de dimensionare respective nu s-au folosit însă nici în 1996 - din cauza reținerii constructorilor de nave și beneficiarilor.
3. S-au evaluat tensiunile pentru 5 tipuri de nave diferite prin calcule numerice de încovoiere, axiale și echivalente, cu următoarele concluzii:
 - Tensiunea maximă de încovoiere, ce se produce în zona reazemului cel mai apropiat de elicea montată în consolă, este destul de mică (între 14 și 20 MPa) - Aceasta se explică prin aceea că arborele port elice are diametrul majorat cu aprox. (20 -26)% față de arborele intermediar.
Din același motiv și tensiunea de torsiune este în această zonă mult mai mică decât în arborele intermediar, pentru care se face dimensionarea principală.
 - Evaluarea tensiunii produse de forța axială se poate face numai aproximativ . S-a selectat (din literatura de specialitate) un mod de determinare a forței axiale, rezultând tensiuni de întindere de ordinul a (4-10) MPa.
 - Tensiunea echivalentă, determinată pentru cele 5 tipuri de nave, are valori de (3-4) ori mai mici decât $\sigma_{ai III}$, cu care se compară la verificarea la solicitarea compusă variabilă.
 - Dacă dimensionarea liniei de arbori se face după ultimele Reguli RNR (1990), când diametrele arborilor rezultă cu 30% mai mici decât din calculul clasic, tensiunea echivalentă ajunge la aproximativ 1/2 din $\sigma_{ai III}$.
4. S-a urmărit posibilitatea de aplicare a calculului "clasic" la oboseală, prin determinarea coeficientului global de siguranță.

Concluzia este că nu pot fi determinate următoarele mărimi:

- $\beta_{K\tau}$ (K_{τ}) - deoarece la liniile de arbori saltul de diametru în zona flanșelor de cuplare este $D/d - (1,6...2)$, în timp ce diagramele sau tabelele dau valori numai până la $D/d - 1,4$.

- ϵ_{σ} (ϵ_{τ}) nu poate fi evaluat exact, deoarece este dat în diagrame și tabele până la diametre de 250 mm, în timp ce diametrele corespunzătoare liniilor de arbori ajung la 700-800 mm.

- În zona de montare a elicei prin strângere pe con, coeficienții de concentrare a tensiunilor sunt indicați tabelar numai pentru suprafețe cilindrice.

5. S-a făcut o analiză a stabilității elastice a sistemului liniei de arbori. Concluzia este că efectul flambajului este neglijabil pentru formele reale ale ansamblului.

Tinând seama de reglementările pentru distanța între reazeme și de valorile efectiv alese de constructori - se constată că pentru diametre de arbori până la 300 mm - flambajul este în domeniul elastic, iar la diametre mai mari este în domeniul plastic.

Sarcinile critice de flambaj depășesc de zeci de ori forța axială, rezultând valori extrem de mari ale coeficienților de siguranță.

Este nesemnificativă influența forței tăietoare și a momentului de torsiune asupra flambajului (deși au fost luate în considerare).

6. Pentru deformațiile liniilor de arbori nu se cer calcule de verificare, ci se impun numai valori ale dezaxărilor și "frângerilor" la flanșele de cuplare a arborilor.

S-a elaborat un program de calcul al săgeților și rotirilor, cu care se pot determina valorile acestor mărimi în max. 11 secțiuni ale liniei de arbori,

Sunt importante valorile rotirilor în zona lagărelor (deoarece ele influențează buna funcționare și uzura), iar valorile săgeților pot fi utilizate la determinarea dezaxărilor și frângerilor.

7. S-a explicat metoda practică de măsurare a reacțiunilor la nava lansată la apă, prin metoda ridicării arborilor cu cricuri hidraulice.

Metoda este folosită empiric în șantierul naval, pe baza unor "proceduri de aliniere" date de proiectanții de nave, astfel încât cei ce realizează măsurătorile efectiv nu pot explica ce fac.

S-a făcut o comparație între valorile calculate ale reacțiunilor și celor măsurate, analizând cauzele diferențelor apărute.

8. Pentru prima dată s-au efectuat măsurători tensometrice la o linie de arbori a unei nave construite în România, la care am participat efectiv:

Măsurările s-au efectuat de o echipă a Lloyd's Register, cu participarea reprezentanților Șantierului Naval Constanța, ICEPRONAV Galați și ai beneficiarului.

Rezultatele măsurătorilor, procedurile și interpretarea rezultatelor au făcut obiectul unui Raport - la cărei elaborare am participat.

9. Pentru prima dată s-a urmărit comportarea liniei de arbori la o navă în exploatare, prin achiziționarea rezultatelor unor măsurări efectuate în străinătate, pentru compararea reacțiilor măsurate la nava goală cu cele de la nava încărcată, precum și efectul realinierii liniei de arbori.

10. S-a adaptat un program de calcul static al sistemelor de bare (SAP IV) - prin rescriere în limbajul VISUAL FOXPRO - utilizat pe o schemă în care linia de arbori a fost discretizată în 66 elemente de bară (finite).

Programul determină elemente geometrice ale tronsoanelor, greutatea proprie (deci încărcarea uniform distribuită), reacțiunile, forțele tăietoare și momentele încovoietoare în diferite secțiuni.

Programul este în curs de completare, pentru a putea lucra și pentru bare cu denivelări de reazeme și a putea fi utilizate și la determinarea coeficienților de influență, prin care să se poată determina modificările de poziție a lagărelor ce ar asigura încărcarea pe reazeme dorită.

Rularea programului s-a făcut pe o schemă la care se cunosc rezultatele date de firma MAN - B & W - pentru a se putea compara rezultatele.

11. S-a realizat și un teoretic studiu pe model al liniilor de arbori, stabilindu-se, pe baza teoriei similitudinii, modul de alegere a scărilor geometrice, de forță și momente, de tensiuni.

El nu s-a inclus în lucrarea finală, deoarece nu s-au putut realiza practic modelările propuse.

12. Toate analizele privind elementele constructive, rezultatele calculelor după Regulile RNR, valorile tensiunilor pentru diferite solicitări, deformații - s-au făcut pe un set de cinci nave de diferite tipuri - construite la noi în țară, astfel încât concluziile trase sunt valabile practic pentru toate tipurile de nave, supuse acestor reglementări (evident cu mici particularități).

Aspectele practice și experimentale se referă la o singură navă, care în perioada 1995-1996 a fost în construcție la Șantierul Naval Constanța și la care am putut participa în perioada de probe și recepție la unele măsurări executate la linia de arbori.

Bibliografie

1. Alexandru C. - Mașini și instalații navale de propulsie - Ed. Did și Ped. 1991
2. Alexandru C. - Instalații de propulsie moderne pentru navele comerciale - Revista Transporturilor, nr. 12, 1970
3. Atanasiu M. ș.a. - O metodă analitică nouă pentru calculul reacțiunilor la bara dreaptă static nedeterminată - A 18-a Conferință de Mecanica solidelor - Constanța 1997
4. An introduction to vibration aspects of two stroke Diesel engines in ships - MAN B8 CW - Copenhagen - Denmark
5. Beziris A. ș.a. - Transportul maritim - Ed. Tehnică Buc. 1988
6. Bereteu L. ș.a. - Vibrații mecanice - cu aplicații - Ed. Mirton, Timișoara, 1993
7. Blumenfeld M. ș.a. - Calculul barelor cu calculatoare numerice
8. Bathe K.J. ș.a. - Structural Analysis Program - SAP IV
9. Bulletin technique du VERITAS - Etude de quelques avaries d'arbres port-helices - Paris, 1970
10. Bulletin technique du VERITAS - Note sur les ruptures d'arbres port-helices - Paris, 1970
11. Brayard J. - Vibrations des structures - ENSTA - Paris, 1974
12. Bidoaie I. ș.a. - Bearing forces calculation, Proceedings of the national symposium of ships - Galați, 1983
13. Bidoaie I. ș.a. - Complimente de arhitectură navală
14. Bontaș S. - O metodă de calcul a MTBF - A 6-a conferința națională de mașini-unelte - IPB Buc. 1986
15. Buzbuchi N. ș.a. - Dinamica sistemelor de propulsie navală, Constanța-1993
16. Buzbuchi N. ș.a. - Vibrațiile motoarelor navale, Constanța-1993
17. Buzbuchi N. ș.a. - Analiza surselor de excitație ale vibrațiilor complexe ale liniilor de arbori antrenate de motoare navale - Bul. Tehnic RNR - 3-4-1995
18. Buzbuchi N. - Echipamente și tehnici de măsurare a vibrațiilor - Ref. Doctorat - Univ. Politehnică Buc. 1993
19. Bolcanțu S. ș.a. - Aplicații ale mecanicii solidului deformabil în construcția de mașini - Ed. Facla, Timișoara 1986
20. Bureau Veritas - Survey of Machinery Installations-1994
21. Buzdugan Gh. - Rezistența materialelor, Ed. Acad.-1986

22. Buzdugan Gh., Blumenfeld M. - Calculul de rezistență al pieselor de mașini, Ed. Tehnică-1979
23. Buzdugan Gh. ș.a. - Măsurarea vibrațiilor, Ed. Acad. -1979
24. Buzdugan Gh. ș.a. - Vibrațiile sistemelor mecanice, Ed. Acad. -1982
25. Buzdugan Gh. - Vibration measurements. Martinus Nijhoff Publishers - 1986
26. Cheșa I. - Alegerea și utilizarea oțelurilor, Ed. Tehnică 1984
27. Chișiu A. ș.a. - Organe de mașini, Ed. Did. și Ped.-1981
28. Cioclov D. - Mecanica ruperii materialelor, Ed. Acad.-1977
29. Cioclov D. - Rezistență și fiabilitate la solcitări variabile, Ed. Facla, Timișoara, 1975
30. Constantinescu I. ș.a. - Metode noi pentru calcule de rezistență, Ed. Tehnică-1989
31. Constantinescu I. ș.a. - Calcule de rezistența structurilor de mașini și utilaje, Ed. Tehnică-1984
32. Cuceanu A ș.a. - Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor - Ed. Facla, Timișoara, 1983
33. Deutsch I. - Probleme de rezistența materialelor, Ed. Did și Ped.-1983
34. Drăghici I. - Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. II, Ed. Tehnică-1982
35. Drăghici I. - Dezvoltarea metodelor de calcul probabilist al organelor de mașini - Construcția de mașini nr. 6, 1983
36. Dumitrescu H. ș.a. - Calculul elicei, Ed. Acad. 1990
37. Documentația tehnică a 15 tipuri de nave.
38. Gațițanu M. ș.a. - Organe de mașini, Ed. Tehnică-1981
39. Gațițanu M. ș.a. - Elemente finite și de frontieră cu aplicații la calculul organelor de mașini-1987
40. Gârbea D. - Analiza cu elemente finite, Ed. Tehnică 1990
41. Harris M., Crede E. - Șocuri și vibrații- vol.III, Ed.Tehnică-1969
42. Hottinger, HBMG - Documentație tehnică.
43. ICEPRONAV - Galați - Proiecte de execuție pentru 5 tipuri de nave.
44. Ieremia M. - Elasticitate, plasticitate, neliniaritate - Ed. Printech, Buc. 1997
45. Ionescu A.J. ș.a. - Algoritm și program de calcul cu aplicabilitate la determinarea fiabilității operaționale - Sesiunea de comunicări științifice - Univ. Brașov 1986
46. Jenzer J. - Vibration analysis for modern ship machinery - New Sulzer Diesel, Winterthur 1991
47. G. Kumbellian - Rezistența materialelor - I.M.C. - Constanța 1992

- 48.G. Kumbetlian ș.a. – Rezistența materialelor – Fundamente – Ed. Fundației Andrei Șaguna – Constanța 1998
- 49.G. Kumbetlian – Bazele măsurărilor tensometrice – I.M.M.B. – Constanța 1982
- 50.Lloyd's Register of Shipping - Rules for the Construction and Classification of Ship, London-1994
- 51.Lășcu Simion N. – Alegerea oțelurilor pentru construcții mecanice – Institut. De cercetări Metalurgice, Buc. 1973
- 52.Legris J. – Quelques applications de l'appareil de lignage par projection – ATMA – 1975
- 53.Legris J. – La flexibilité des arbres et ses conséquences sur la courbure générale des lignes d'arbres – ATMA – 1975
- 54.Maier V. - Mecanica și construcția navei- vol. I, II , III, Ed.Tehnică 1987-1989
- 55.Maier V. – Studiul comportării elastice a navei la așezarea dinamică pe val – I.M.M.B. – Constanța – 1988
- 56.Maier V. – Solicitățile generale ale corpului navei, privit ca un sistem elastic complex, în condițiile oscilațiilor pe valuri – Simpozionul de fiabilitate a echipamentelor navale, Constanța – 1988
- 57.Merlin E.G. ș.a. - Machines marines, tome I. Transmission de la prissance- Paris-1982.
- 58.Memet F. ș.a. - Coupled Vibrations of Two Stroke Marine Engine Shafting - Istanbul Technical University-1996.
- 59.Mechanical Vibrations and Shock Measurement, Bruel-Kjaer-1990
- 60.Mocanu C. I. ș.a. - Modelarea cuplării vibrațiilor torsionale, transversale și axiale - A 18-a conferință de mecanica solidelor -1994
- 61.Mocanu D.R. ș.a. - Rezistența materialelor, Ed. Tehnică 1980
- 62.Mocanu D.R. ș.a. - Încercarea materialelor, I, II, Ed. Tehnică 1982
- 63.Manualul inginerului mecanic – Materiale, Rezistența materialelor, Stabilitate elastică, Vibrații – Ed. Tehnică 1975
- 64.Năstase C. – calculul și construcția navei – EDP 1964
- 65.Nădășan St. ș.a. – Oboseala materialelor Ed. Tehnică 1962
- 66.Oanță E. ș.a. – Analytical and numerical methods in the shaft alignment of the internal combustion engine – Buletin tehnic RNR nr. 2 -1997
- 67.Panaite v. ș.a. – Control statistic și fiabilitate EDP Buc. 1982
- 68.Pascariu I. – Elemente finite – concepte și aplicații – Ed. Mil 1985
- 69.Pană T. – Aplicații ingineresti ale mecanicii ruperilor – Ed. Tehnică 1974
- 70.Pavelescu D. ș.a. – Organe de mașini – vol. I, EDP 1986
- 71.Prună T. – Exploatarea navelor maritime și fluviale – Ed Tehnică 1977

- 72.Pătrăuceanu S. ș.a. – Construcții metalice – nave – EDP 1978
- 73.Pressicand J.B. – orrelation between theory and reality in alignment of line shafting – ICME 1984, Conference, Trieste
- 74.Popovici O. ș.a. – Construcția, amenajarea și exploatarea navei, Univ Galați 1991
- 75.Panomariov B. ș.a. – Calculul de rezistență în construcția de mașini – vol. III, Ed. Tehnică 1964
- 76.Posea N. - Rezistența materialelor, Ed. Did. și Ped.-1979
- 77.Posea N. - Rezistența materialelor – Probleme - Ed. Științifică și Enciclopedică - 1986
- 78.Posea N. - Calculul dinamic al structurilor, Ed. Tehnică-1991
- 79.Posea N. – Algoritm și program pentru calculul la încovoiere al arborilor – SCMA – nr. 4 – 1983
- 80.Posea N. – Algoritm și program pentru calculul vibrațiilor la torsiune ale arborilor – SCMA – nr. 3 – 1984
- 81.Pitrop N. ș.a. - Calculul pulsațiilor proprii ale liniilor de arbori prin metoda elementelor finite, IMC-1993.
- 82.Priiu N. ș.a. - Influența calării eliciei asupra echilibrării motoarelor navale de propulsie- a V-a consfătuire națională, Pitești-1993
- 83.Registrul Naval Român - Reguli pentru clasificarea și construcția navelor maritime-1982.
- 84.Registrul Naval Român - Reguli pentru clasificarea și construcția navelor maritime -1990.
- 85.Registrul Naval Român – Albumul tipurilor de nave -1997.
- 86.Registrul Naval Român – buletin tehnic - colecția –1990-1997.
- 87.Report on torsional vibration measurement of shipboard propulsion system, m/n Neptun – Szczecin Yard – Polland – 1991
- 88.Rădulescu O. – Sinteze optimale în construcția de mașini – Ed. Tehnică 1984
- 89.Ripianu A. ș.a. - Osii, arbori dreți și cotiți- Ed. Tehnică-1977
- 90.Ripianu A. ș.a. - Calculul dinamic și de rezistență al arborilor dreți și cotiți, Ed. Dacia-1985.
- 91.Ripianu A. ș.a. - Mișcările vibratorii ale arborilor dreți și cotiți-Ed. Tehnică-1969.
- 92.Russu O. ș.a. - Oboscala metalelor- vol.I, II, Ed. Tehnică-1992
- 93.Rusu D. ș.a. - Exploatarea și întreținerea instalațiilor de propulsie a navei – Ed. Militară 1995
- 94.Shärer J - Optimizing the Propeller Angle Position with regard to Torsional Vibration, Winterhur Engineering-1980.

95. Sulzer Ltd – General technical data for marine diesel engines – Winterthur – Swizerland
96. Sgrumală I. ș.a. – Proiectarea și construcția navelor mici – Ed. Tehnică 1972
97. Șoloiu A. – Computer simulation of shock waves propagation – Centrul de cercetări al marinei militare – Tehmar 1996
98. Tarău I. - Reducerea uzurii lagărelor liniilor de arbore prin centrare optimală - Tribotehnica 1970
99. Taraza D. - Dinamica motoarelor cu ardere internă, Ed. Did. și Ped.-1985
100. Taraza D. ș.a. - Considerații asupra vibrațiilor complexe ale motoarelor navale- Const.-1993
101. Taraza D. ș.a. - On Vibration Ship Analysis, Izmir, 1993
102. Taraza D. ș.a. - Studiul vibrațiilor torsionale ale liniilor de arbori navale prin metoda modală- Const-1993
103. Taraza D. – Calculation of the harmonic structure of marine propellers torque and thrust – International power plant congress – Milwaukee 1994
104. Teocaris P. ș.a. - Analiza experimentală a tensiunilor - I, II - Ed. Tehnică-1976
105. Technical Report about Axial Vibration on Board Ship “Mineral Ordaz” – ICEPRONAV – Galați
106. Tîrcolea C. ș.a. - Tehnici actuale în teoria fiabilității, Ed. Științifică-1989.
107. Tîrcolea C. ș.a. – Durabilitatea și fiabilitatea transmisiilor mecanice, Ed. Tehnică-1988.
108. Teodorescu P.P. – Teoria elasticității și introducere în mecanica corpurilor deformabile – Ed. Dacia, Cluj 1980
109. Tocaci E. – Fenomene discontinue în mecanică și rezistența materialelor- Ed. Acad. 1974
110. Turcoiu T. ș.a. – Motoare navale din producția mondială – Univ. Politehnică Buc. 1997
111. Toacă I. – Tehnologia reparării utilajului naval – Ed. Goliat Constanța 1997
112. Tudor A. - Durabilitatea și fiabilitatea organelor de mașini, Ed. Tehnică.
113. Uzunov Gh. – Manualul ofițerului de navă – Ed. Tehnică 1997
114. Vasilescu A ș.a. - Similitudinea sistemelor elastice - Ed. Acad. 1977
115. Vasilescu A ș.a. - Analiza dimensională și teoria similitudinii - Ed. Acad. 1970

116. Voley G. – Vibrations forces de la coque et lignage rationnel de l'arbre porte-helice – Nouveautes Techniques Maritimes – Paris 1997
117. Vîlsan E. ș.a. - Tehnologia fabricării navei și montării mecanismelor - Ed. Did. și Ped.-1997
118. Vodă G. – Controlul durabilității produselor industriale – Ed. Tehnică 1981
119. Zidaru N. – Contract de crețetare nr. 3030/1994 cu Min. Învățământului – Studiu asupra tensiunilor și deformațiilor liniilor de arbori navale (valoare 1.000.000 lei)
120. Zidaru N. – Studiu comparativ privind dimensionarea arborilor liniilor axiale navale după Regulile RNR și prin calculul “clasic de rezistență” – Sesiunea de comunicări Academia Navală – Constanța 1992
121. Zidaru N. – Considerații privind deformațiile liniilor de arbori navale – A 18-a Conferință de mecanica solidelor – Constanța 1994
122. Zidaru N. – Algoritm și program de exalcul pentru determinarea săgeților și rotirilor la liniile de arbori navale – Univ. Ovidius – Constanța 1995
123. Zidaru N. – Referat doctorat – Considerații privind rezistența și deformațiile liniilor de arbori navale – Univ. Politehnică Timișoara 1993
124. Zidaru N. – Referat doctorat – Vibrațiile torsionale, flexionale și axiale ale liniilor de arbori navale - Univ. Politehnică Timișoara 1996
125. Zidaru N. – Referat doctorat – Aspecte experimentale privind rezistența și deformațiile liniilor de arbori navale - Univ. Politehnică Timișoara 1997
126. Zidaru N. – Măsurări tensometrice la linia de arbori a navei MINERAL ORDAZ – Raport Șantierul Naval Constanța 1997
127. Zidaru N – Determinarea experimentală a reacțiunilor la nava “Mineral Ordaz” – Raport Șantierul Naval Constanța - 1996

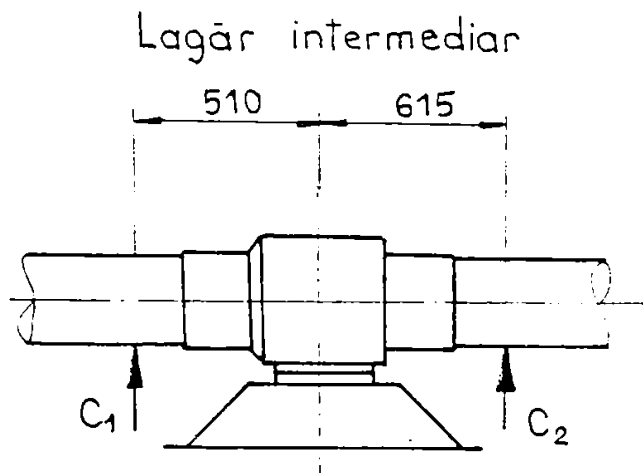
ANEXA 1

Rezultatele măsurătorilor experimentale

MINERAL ORDAZ

- DEC. 1996

LA CALD
(11.11.96 ora 20³⁰)



$$... = C \times R_j$$

$$C_1 = 0,960$$

$$C_2 = 1,022$$

$$A = 132 \text{ cm}^2$$

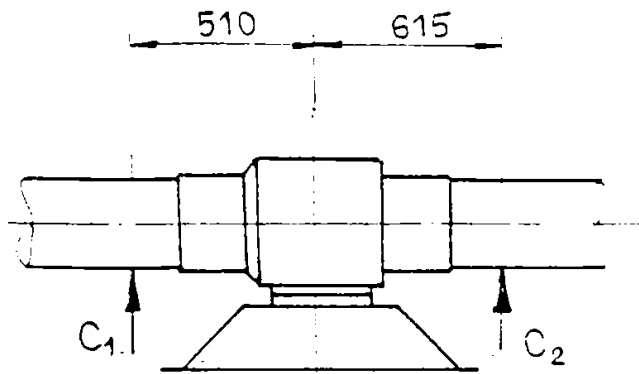
Traductor

$$4,8 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \rightarrow 100 \text{ daN}$$

δ [1/100 mm]		p [bar]		Citiri trad. forță	
$\delta \nearrow$	$\delta \searrow$	p \nearrow	p \searrow	R \nearrow	R \searrow
2	55	85	32	1295	533
2	47	130	93	2025	1500
2	42				
2	38	168	152	2627	2455
3	34				
7	29	181	171	2840	2772
12	24				
17	20	189	177	2970	2878
20	17				
24	12	193	180	3035	2939
29	7				
34	3	198	188	3110	3035
38	2				
42	2	201	193	3157	3111
47	2				
55	2	210		3275	

Lagär intermediar

LA CALD
(11.11.1996 ora 20³⁰)



$$R = C \times R_j$$

$$C_1 = 0,960$$

$$C_2 = 1,022$$

$$A = 132 \text{ cm}^2$$

Traductor

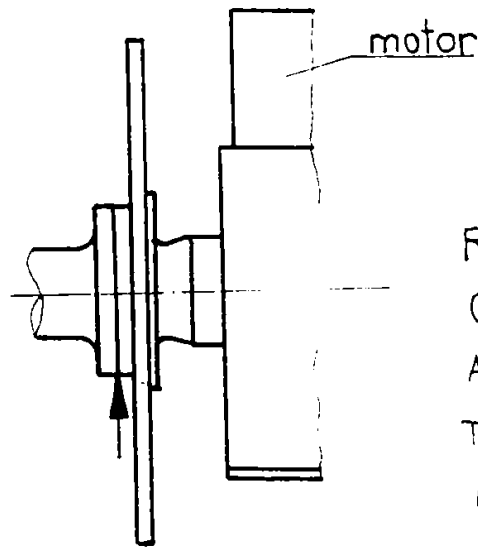
$$4,8 [\mu\text{m}/\text{m}] \rightarrow 100 \text{ daN}$$

δ [1/100 mm]		ρ [bar]		R [daN]	
$\delta \nearrow$	$\delta \searrow$	$\rho \nearrow$	$\rho \searrow$	$R \nearrow$	$R \searrow$
5	85	109	35	1642	551
10	80	135	86	2091	1397
15	75	160	120	2466	1923
20	70	171	145	2655	2330
25	65	179	160	2775	2568
30	60	183	169	2863	2708
35	55	186	175	2903	2812
40	50	189	178	2951	2867
45	45	190	180	2974	2924
50	40	191	183	3010	2962
55	35	192	187	3032	3020
60	30	195	188	3069	3055
65	25	198	190	3017	3091
70	20	200	194	3155	3137
75	15	203	198	3193	3175
80	10	212		3300	
85	5				

LA CALD

(12.11.1996 ora 4³⁰)

Lagār pupa motor



$$R = C \times R_j$$

$$C = 1,411$$

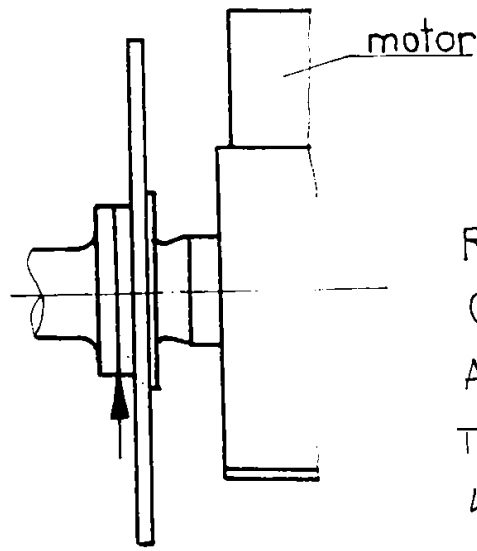
$$A = 132 \text{ cm}^2$$

Traductor

$$4,8 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \rightarrow 100 \text{ daN}$$

δ [1/100 mm]		p [bar]		Citiri trad. forță	
$\delta \nearrow$	$\delta \searrow$	$p \nearrow$	$p \searrow$	$R \nearrow$	$R \searrow$
0	55		52	17	703
5	50	78	105	862	1530
10	40	161	175	2144	2088
20	30	263		3650	
30	20	293	239	4072	3396
40	10	320	273	4444	3853
50	5	345	319	4800	4486
55	0	358		4953	

Lagār pupa motor



$$R = C \times R_j$$

$$C = 1,411$$

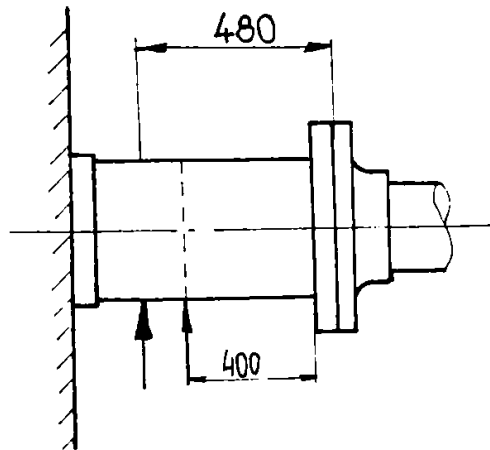
$$A = 132 \text{ cm}^2$$

Traductor

$$4,8 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \rightarrow 100 \text{ daN}$$

δ [1/100 mm]		p [bar]		Citiri trad. fartă	
$\delta \nearrow$	$\delta \searrow$	$p \nearrow$	$p \searrow$	$R \nearrow$	$R \searrow$
0	55				
5	50	71	40	895	595
10	40	133	130	1786	1895
20	30	262	203	3628	2895
30	20	290	250	4033	3494
40	10	321	269	4445	3751
50	5	331	298	4600	4190
55	0	340		4660	

Lagăr prova tub etambou

LA RECE
(07.11.1996 ora 17³⁰)Cric montat
la 400 mm
în loc de 480

$$R = C \times R_j$$

$$C = 1,097$$

$$A = 132 \text{ cm}^2$$

Tranductor:
4,8 [$\mu\text{m}/\text{m}$] \rightarrow 100 daN

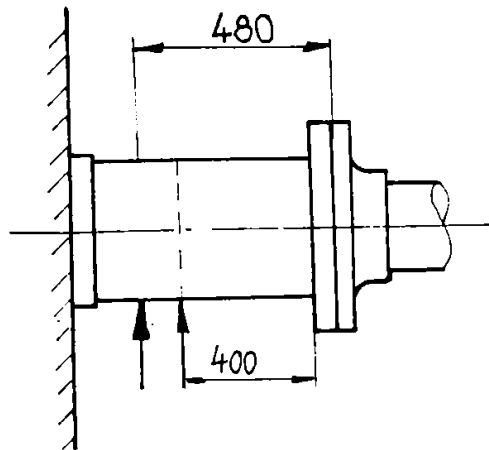
$\delta = [1/100 \text{ mm}]$		P [bar]		Citiri trad. forță	
$\delta \nearrow$	$\delta \searrow$	P \nearrow	P \searrow	R \nearrow	R \searrow
5	85	46	9	525	82
10	80	51	21	605	305
15	75	56	29	664	430
20	70	59	31	703	483
25	65	62	42	765	615
30	60	69	48	844	693
35	55	76	52	941	804
40	50	80	59	985	894
45	45	85	62	1055	953
50	40	90	68	1127	1044
55	35	96	71	1204	1095
60	30	100	76	1257	1182
65	25	108	78	1356	1206
70	20	113	80	1412	1243
75	15	121	84	1547	1302
80	10	131	95	1665	1442
85	5	205		2700	

Lagār prova tub etambou

LA CALD

(12.11.1996 ora 23⁰⁰)

Cric montat
la 400 mm în loc
de 480 mm



$$R = C \times R_j$$

$$C = 1,097$$

$$A = 132 \text{ cm}^2$$

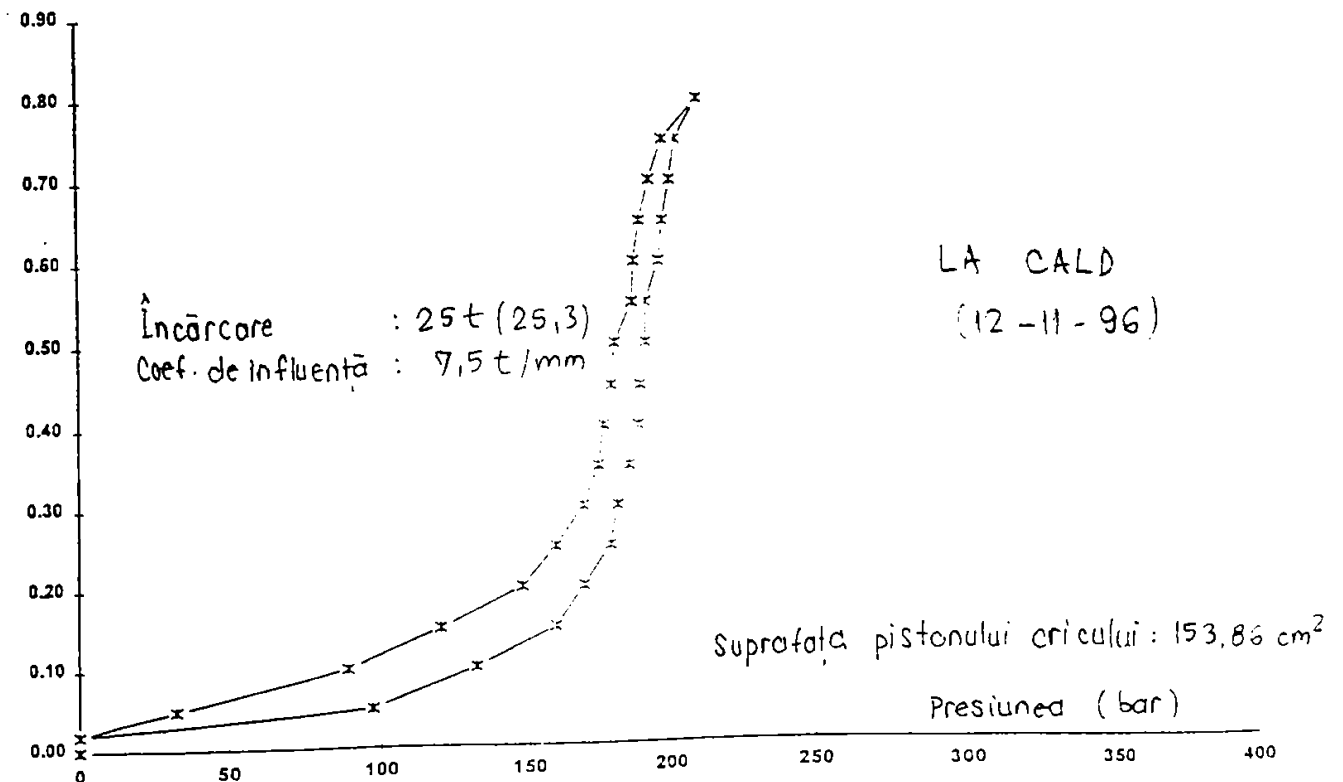
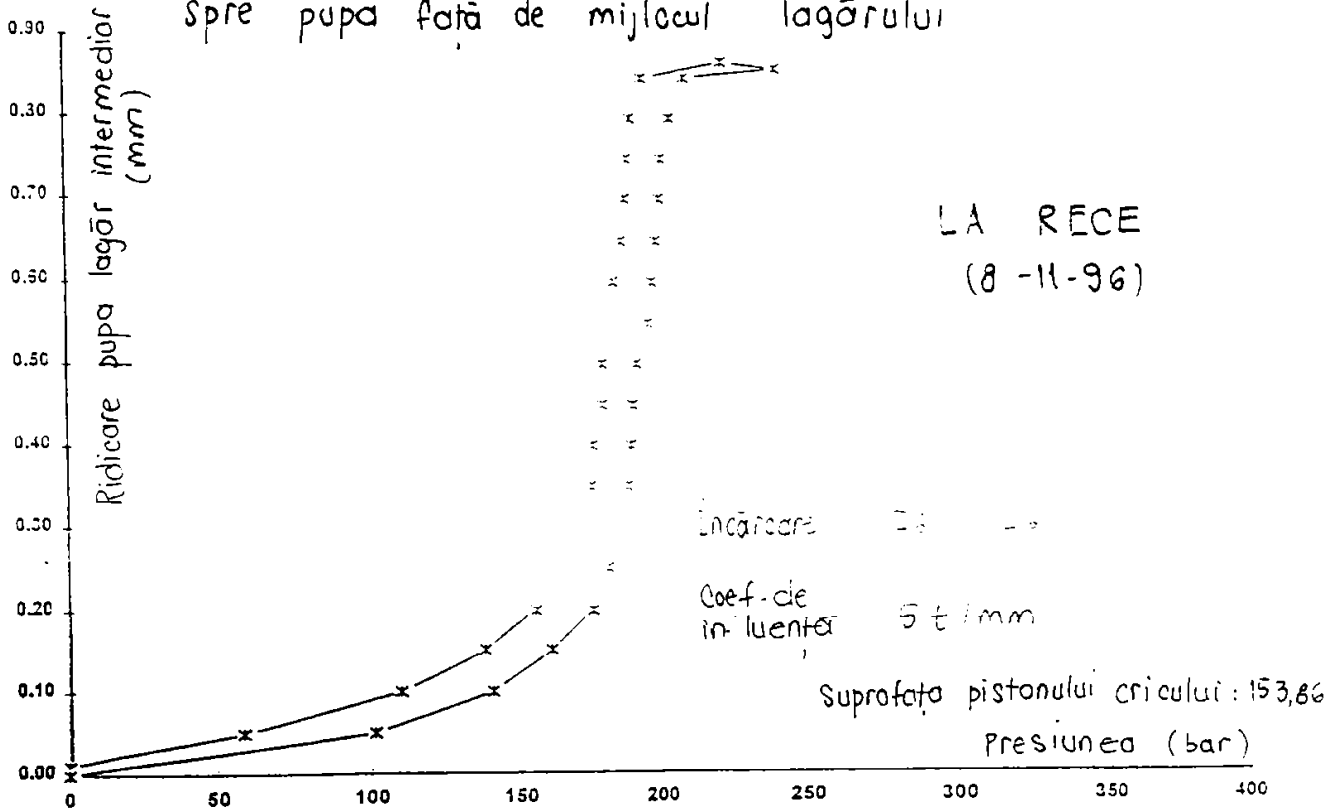
Tractor

$$4,8 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \rightarrow 100 \text{ daN}$$

δ [1/100mm]		p [bar]		Citiri trad fortă	
$\delta \nearrow$	$\delta \searrow$	p \nearrow	p \searrow	R \nearrow	R \searrow
0	85			13	
5	79	50	6	542	124
10	75	53	21	585	321
15	70	58	35	641	548
20	65	68	48	758	740
25	60	75	52	860	810
30	55	83	60	964	928
35	50	90	68	1052	1035
40	45	95	71	1152	1183
45	40	101	75	1199	1163
50	35	107	83	1292	1277
55	30	112	88	1357	1340
60	25	119	92	1436	1406
65	20	124		1500	
70	15	130	86	1592	1340
75	10	140	106	1711	1570
79	5	183		2193	
85	0				

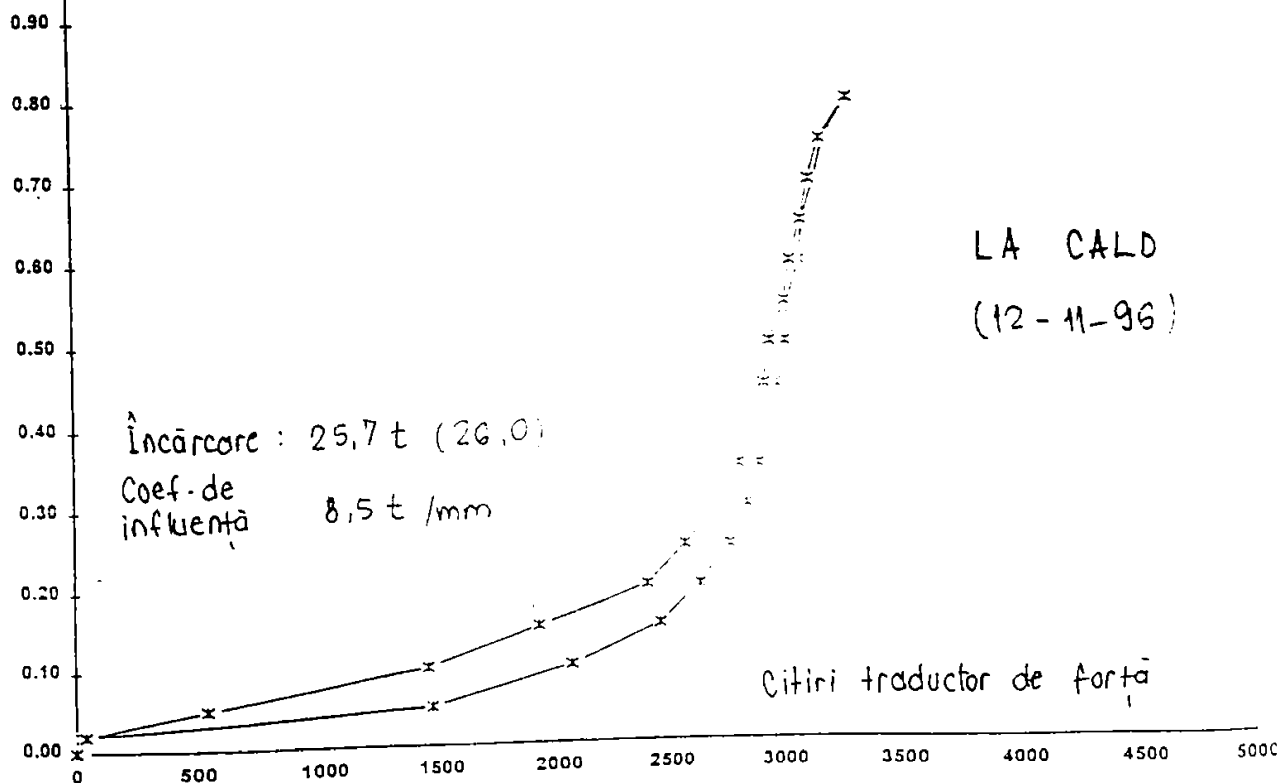
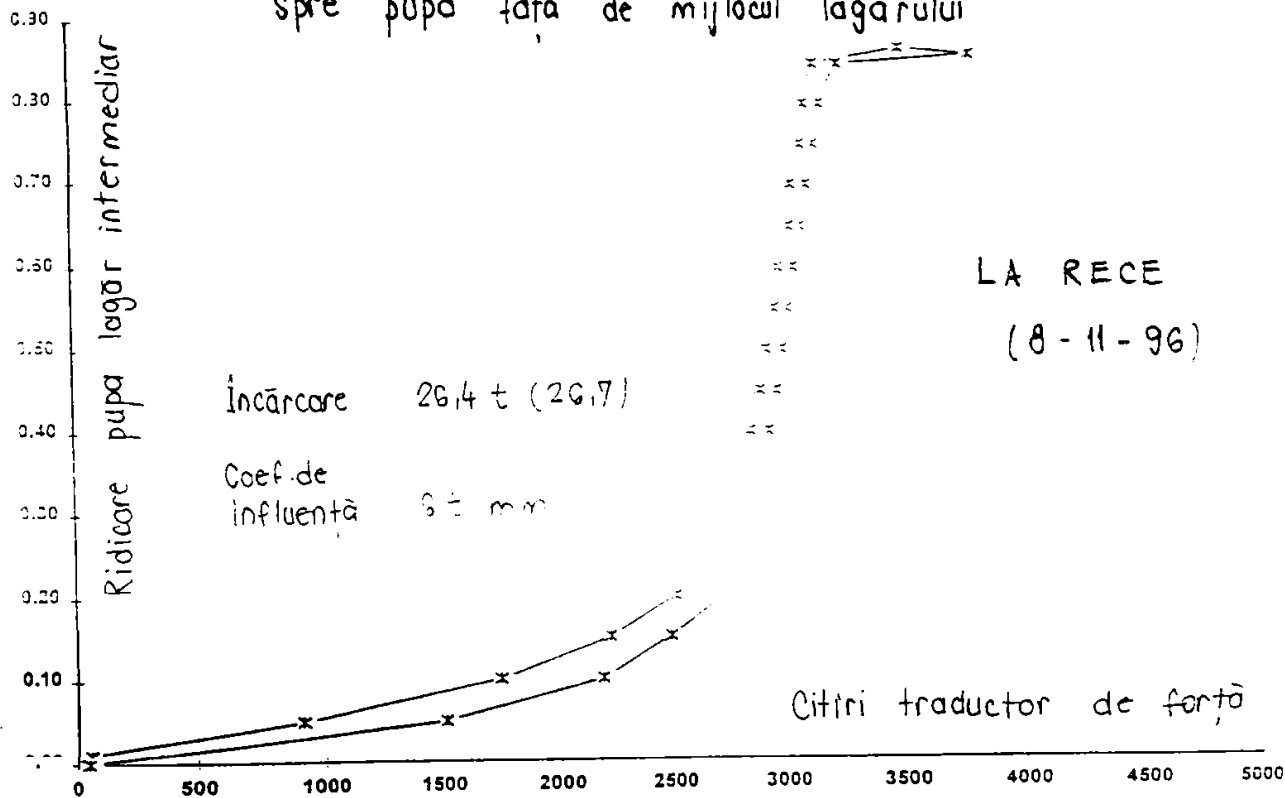
LAGĂR INTERMEDIAR

Cricul așezat sub arborele intermediar la 510 mm
Spre pupa față de mijlocul lagărului



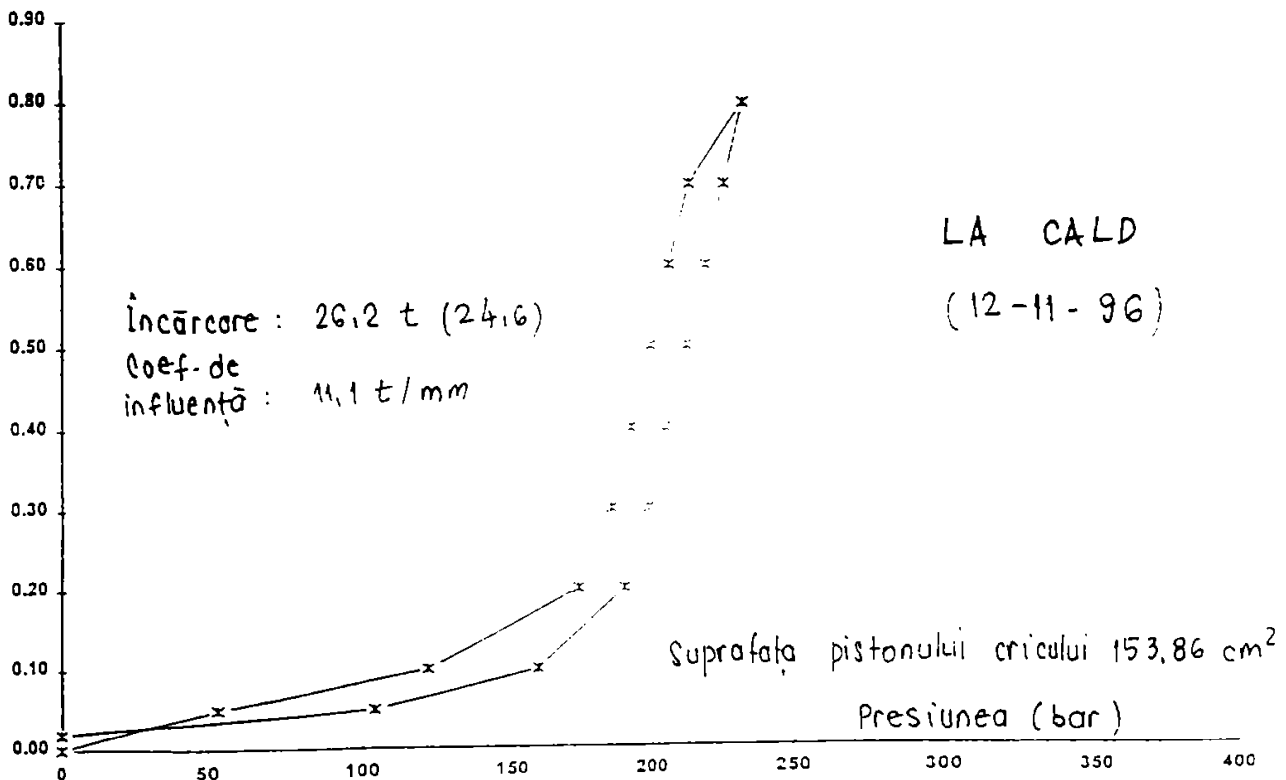
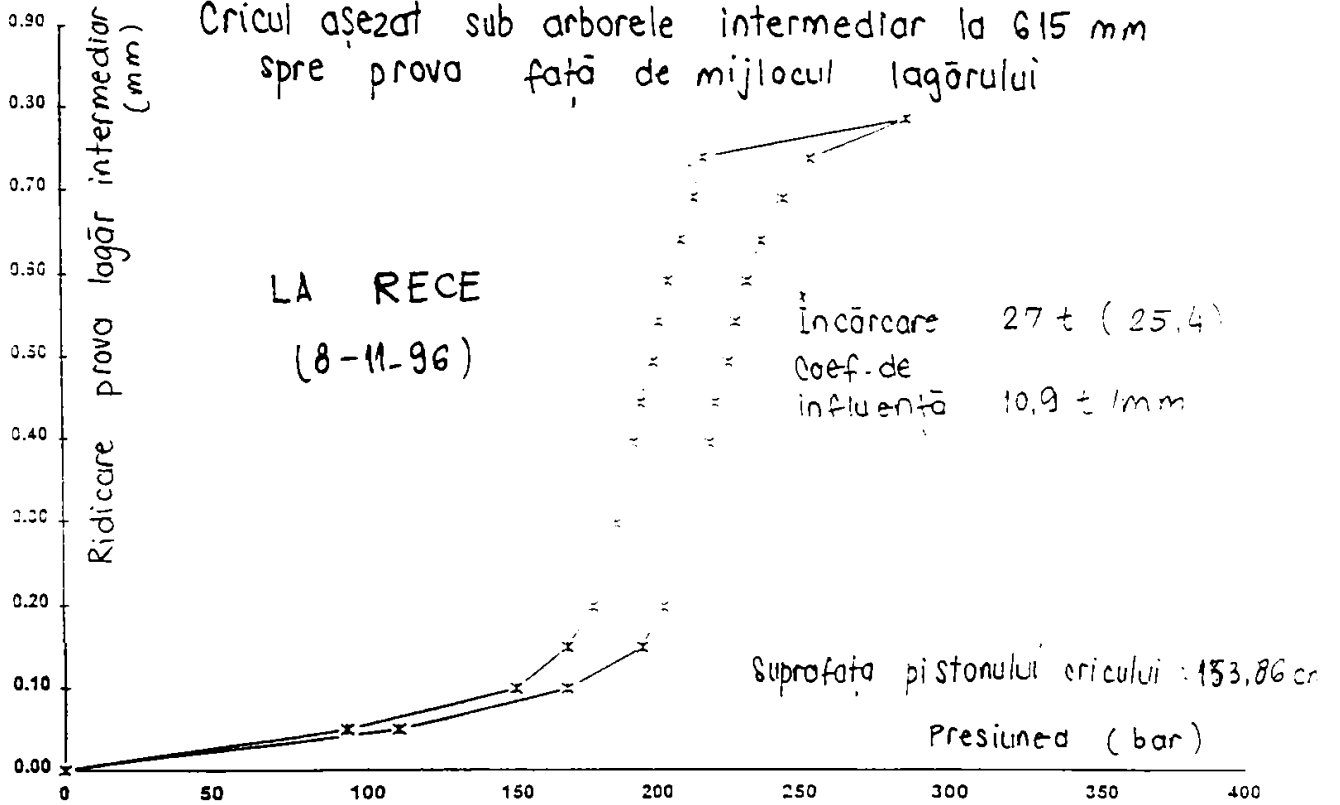
LAGĂR INTERMEDIAR

Cricul așezat sub arborele intermediar la 510 mm
spre pupa față de mijlocul lagărului



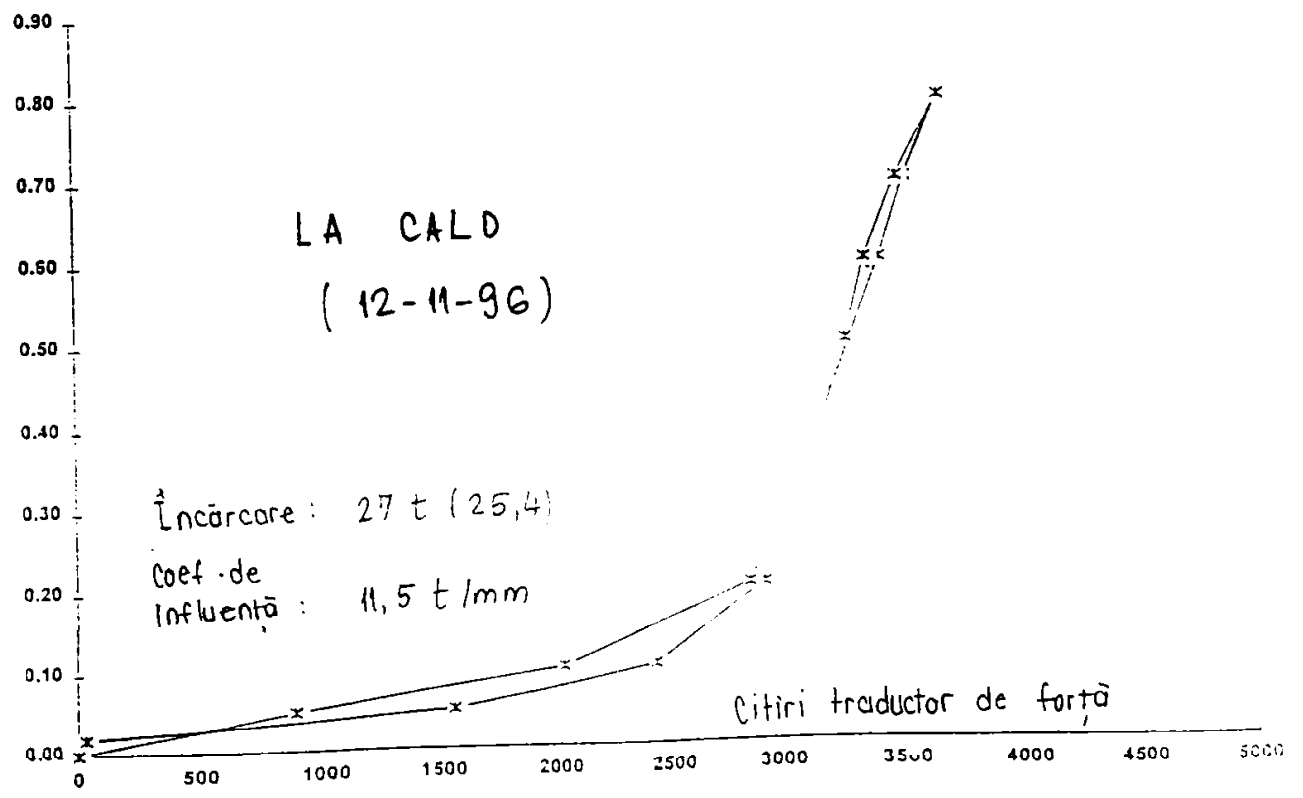
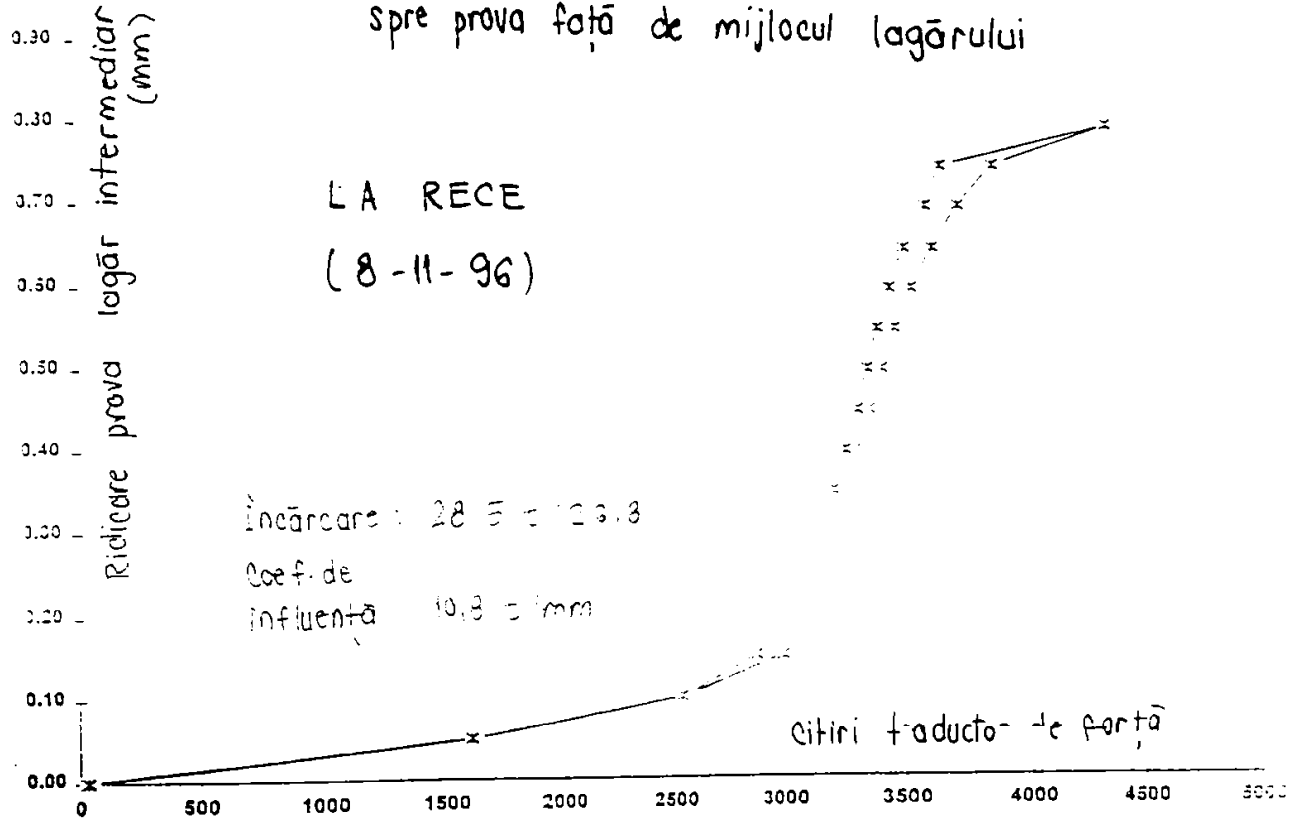
LAGĂR INTERMEDIAR

Cricul așezat sub arborele intermediar la 615 mm spre prova față de mijlocul lagărului



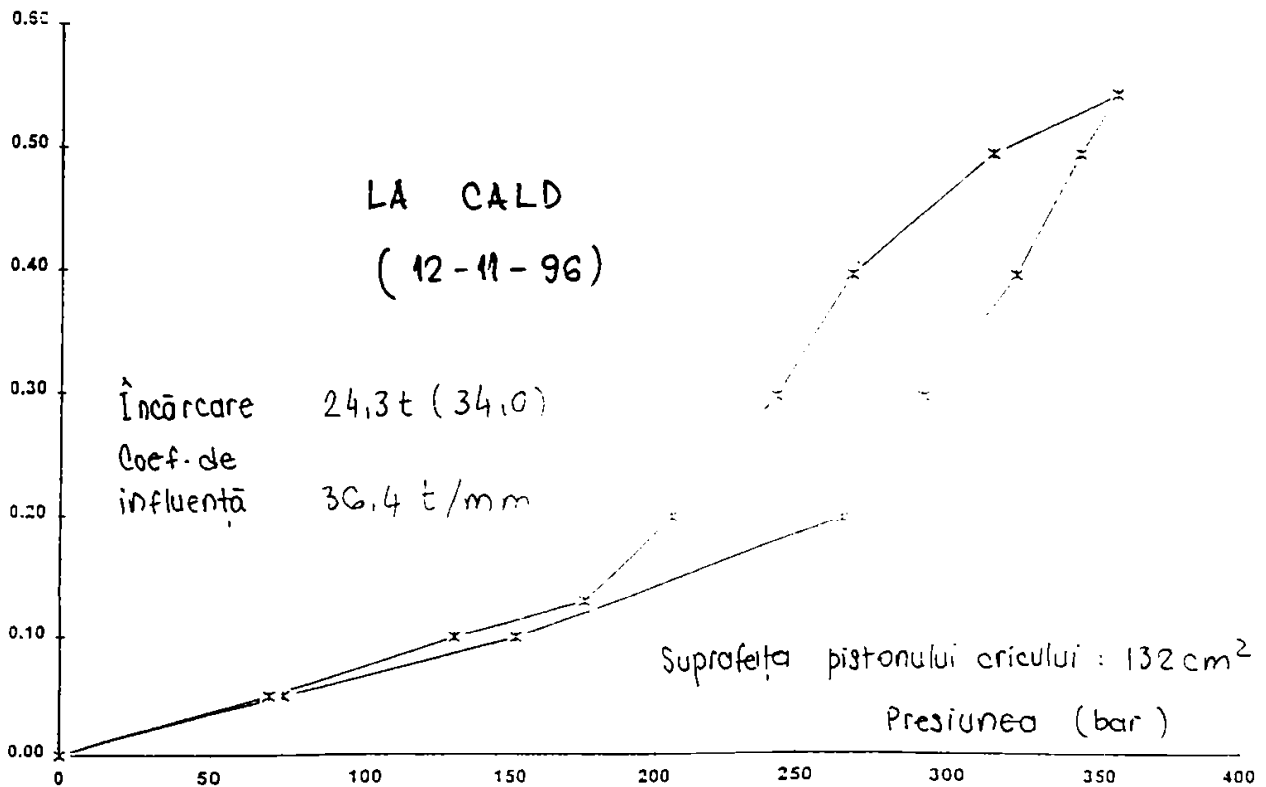
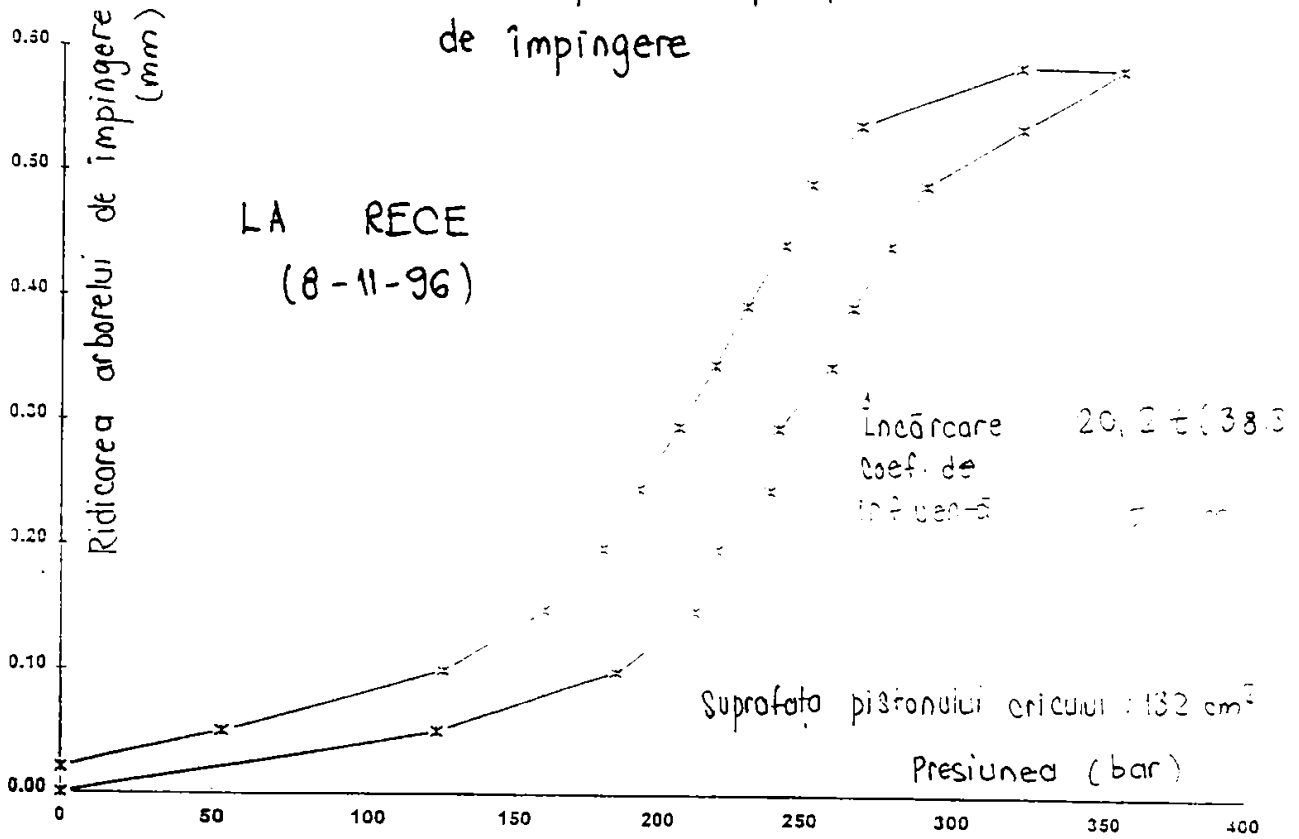
LAGĂR INTEREDIAR

Cricul așezat sub arborele intermediar la 615 mm
spre prova față de mijlocul lagărului



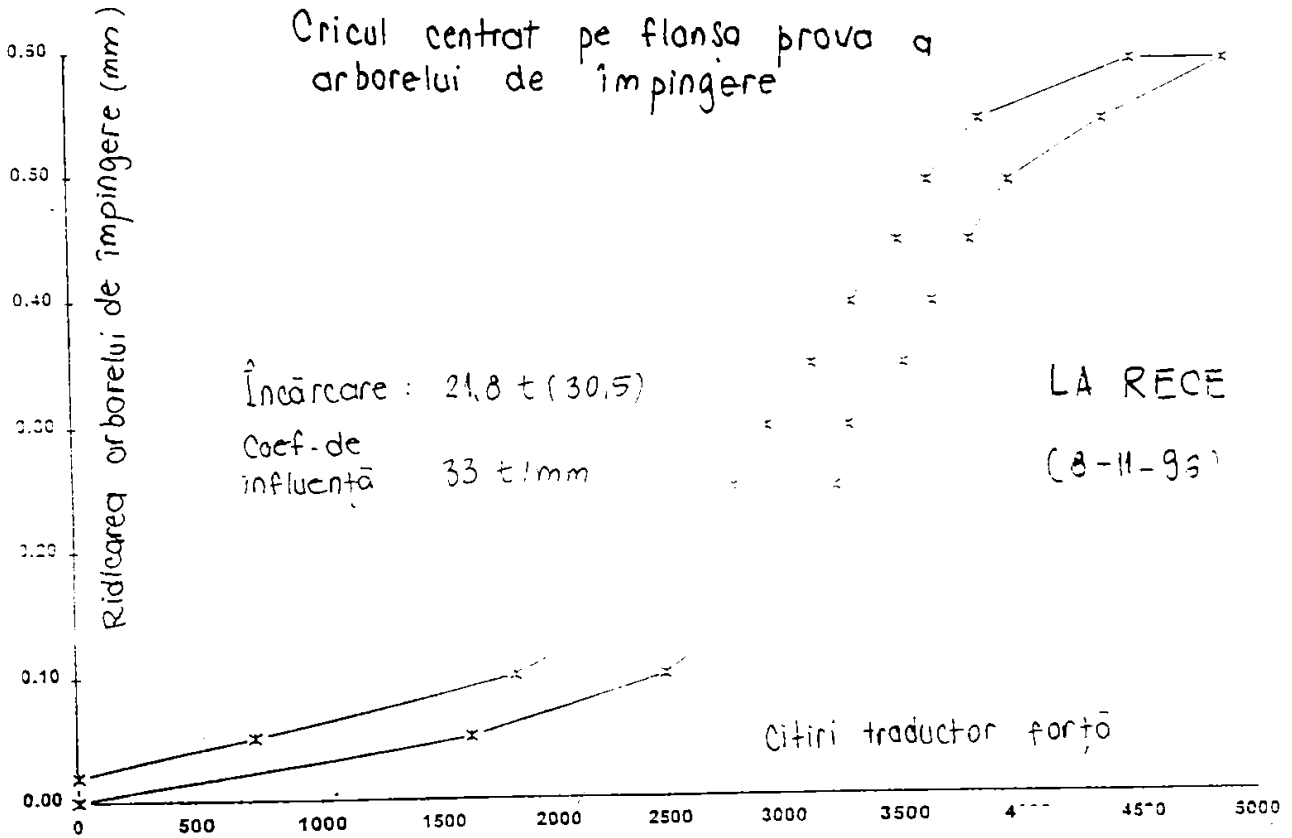
LAGĂR MOTOR - NR. 8

Cricul centrat pe flansa prova a arborelui de împingere

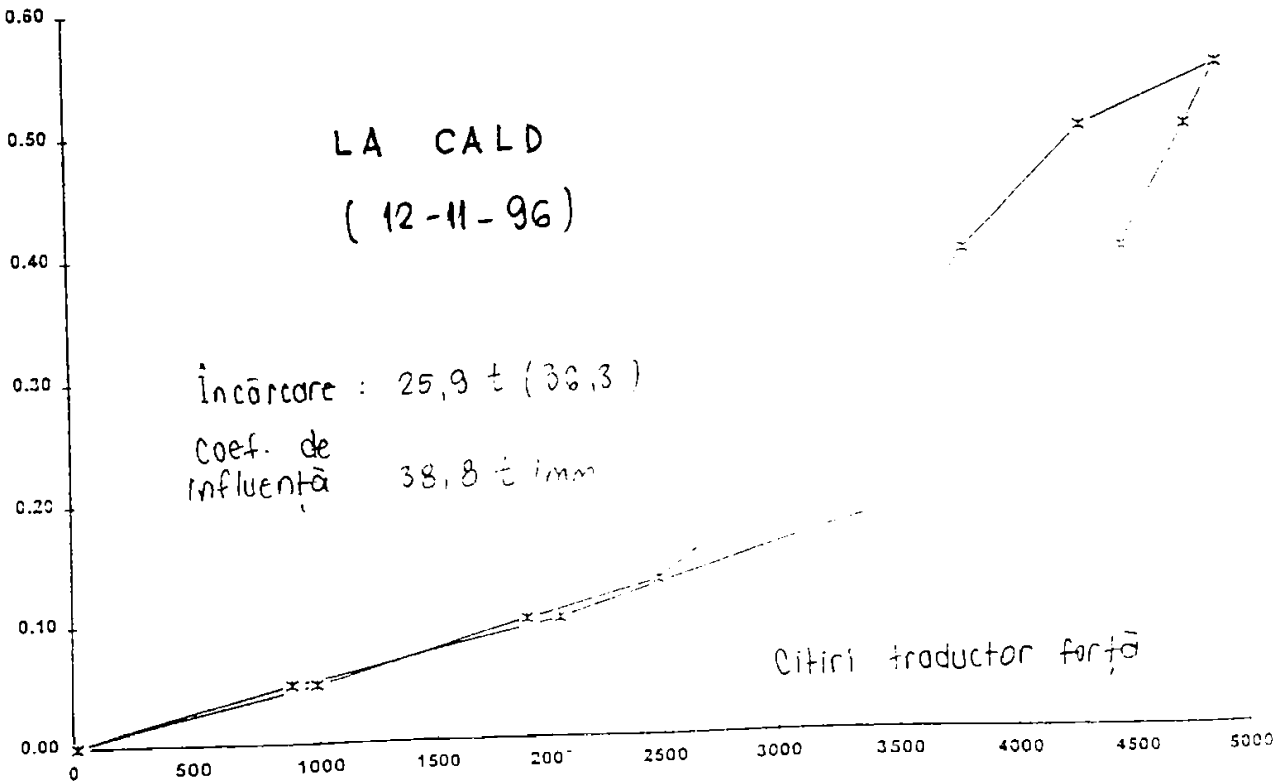


LAGĂR MOTOR NR. 8

Cricul centrat pe flansa prova a arborelui de împingere

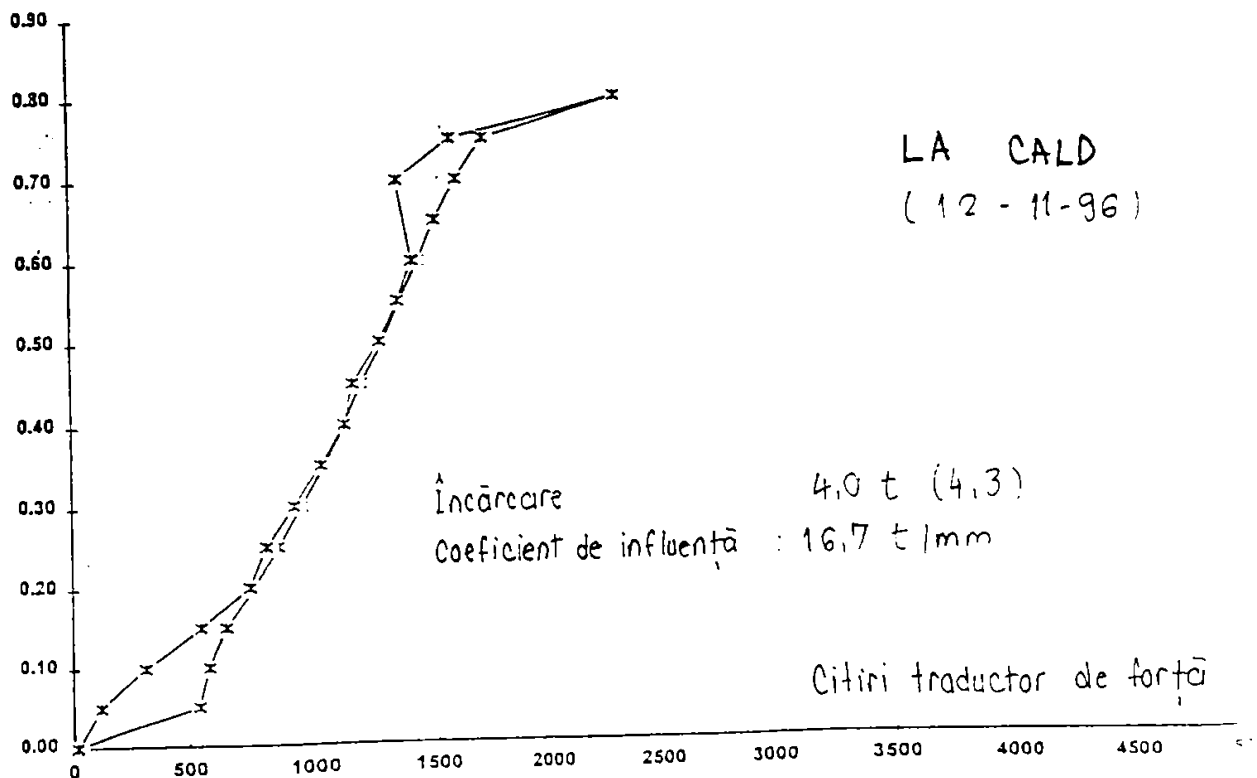
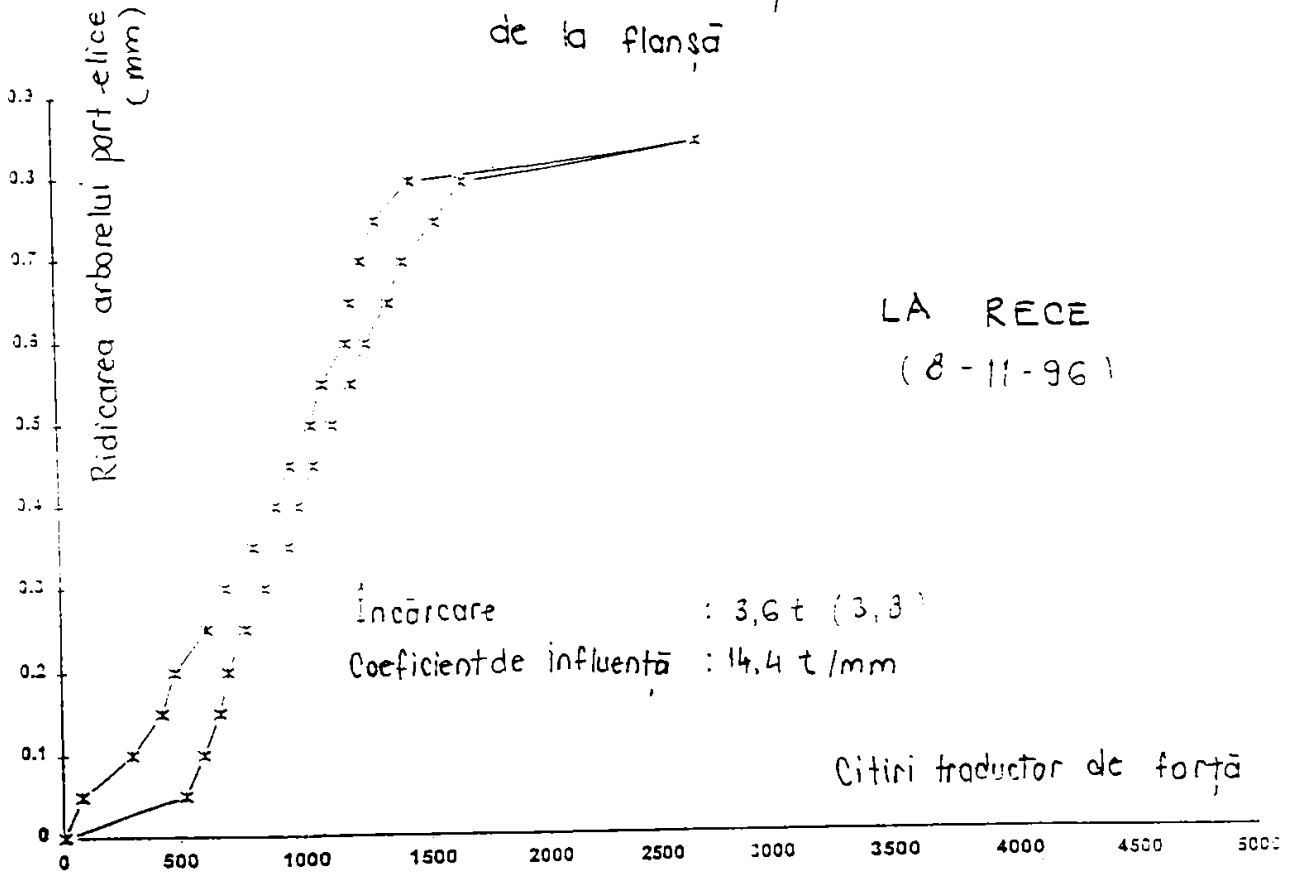


LA CALD
 (12-11-96)



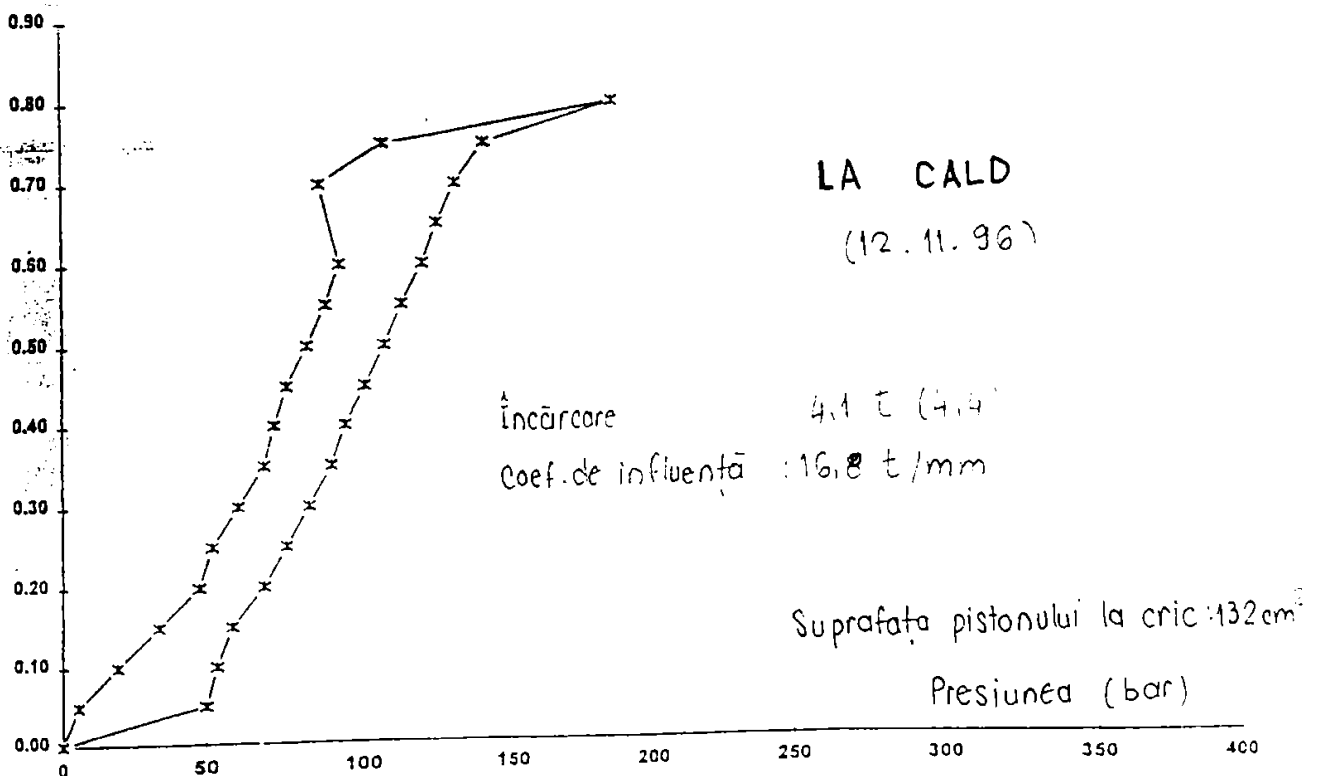
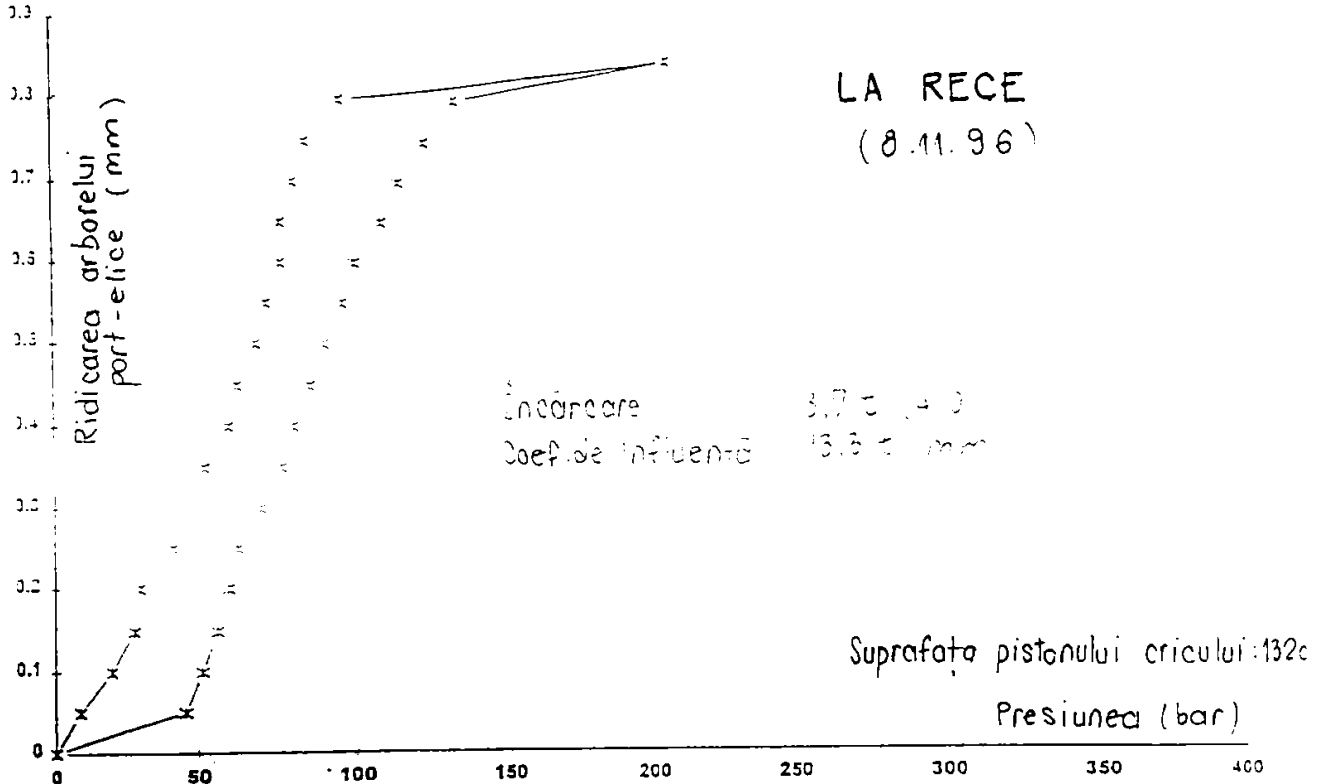
LAGĂR PROVA TUB ETAMBOU

Cricul așezat sub arborele port-elice la 400 mm de la flanșă



LAGARUL PROVA TUB ETAMBOU

Cricul așezat sub arborele port-elice la 400 mm.
de la flanșă



CITIRI LA PUNTEA TENSOMETRICĂ - VISHAY

Traductor Poz. arbore	1	2	3	4	5	6
TOP (sus)	+22	+27	+25	+25	+13	+11
STB (tribord)	+38	+65	-25	-23	+15	+13
BOT (jos)	+59	+107	-87	-82	+2	-6
PORT (babord)	+43	+68	-34	-36	-2	-9
TOP (sus)	+22	+29	+26	+23	+16	+13
STB (tribord)	+38	+65	-26	-22	+16	+12
BOT (jos)	+59	+107	-86	-80	+1	-5
PORT (babord)	+42	+67	-34	-34	-3	-8

Data: 12.11.1996 ; ora 14⁰⁰ ; Elicea complet imersată
Măsurare la cald.

Temperatura compartimentului mașini : -22°C.

Temperatura lagărului intermediar : 30°C.

CITIRI LA PUNTEA TENSOMETRICĂ - VISHAY

Traductor Poz. arbore	1	2	3	4	5	6
TOP (sus)	-5	-23	+40	+32	-5	-1
STB (tribord)	-1	-3	-7	-4	+12	+4
BOT (jos)	+13	+32	-52	-43	+8	+8
PORT (babord)	+11	+14	-7	-8	-2	0
TOP (sus)	-4	-22	+39	+31	-6	0
STB (tribord)	-1	-4	-7	-4	+2	+5
BOT (jos)	+14	+32	-53	-43	+8	+8
PORT (babord)	+11	+14	-7	-9	-3	-1

Data : 7.11.96 ; ora 14³⁰ ; Elicea 1/2 imersată
Măsurare la rece

Temperatura compartimentului mașini : 22°C

Temperatura lagărului intermediar : 25°C

CITIRI LA PUNTEA TENSOMETRICĂ - VISHAY

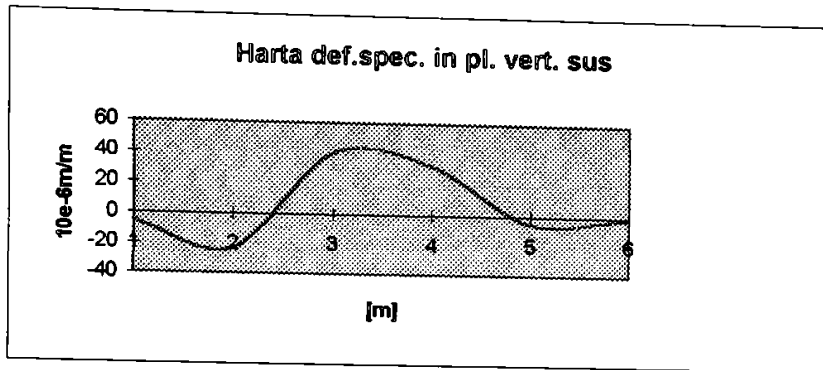
Traductor Poz. arbore	1	2	3	4	5	6
TOP (sus)	0	0	0	0	0	0
STB (tribord)	+23	+50	-26	-23	+12	+7
BOT (jos)	+50	+106	-64	-63	+8	-4
PORT (babord)	+31	+57	-39	-39	-5	-10
TOP (sus)	+3	+2	+1	0	0	+4
STB (tribord)	+23	+50	-26	-23	+12	+5
BOT (jos)	+50	+107	-65	-63	+8	-5
PORT (babord)	+30	+57	-39	-40	-6	-10

Data: 11.11.1996 ; ora: 11⁴⁰ ; Elicea complet imersată
măsurare la cold

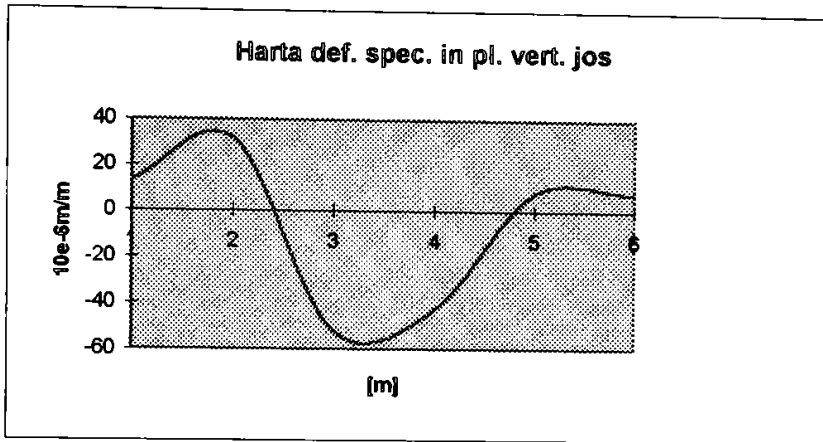
Temperatura compartimentului mașini: -21°C.

Temperatura lagărului intermediar: 40°C.

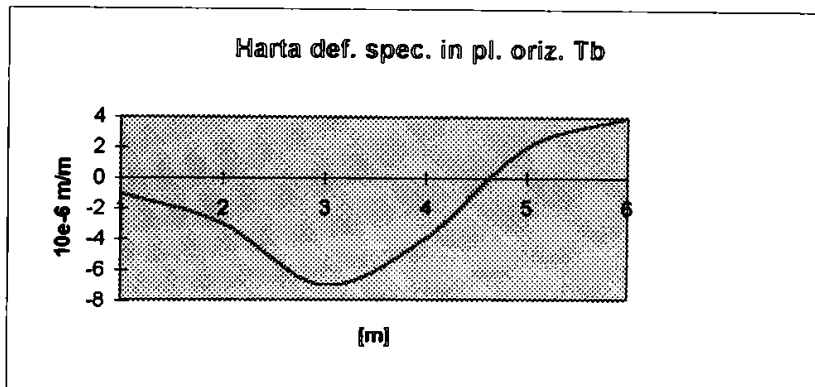
7.005 -5
 8.315 -23
 12.18 40
 14.47 32
 16.73 -5
 18.02 -1



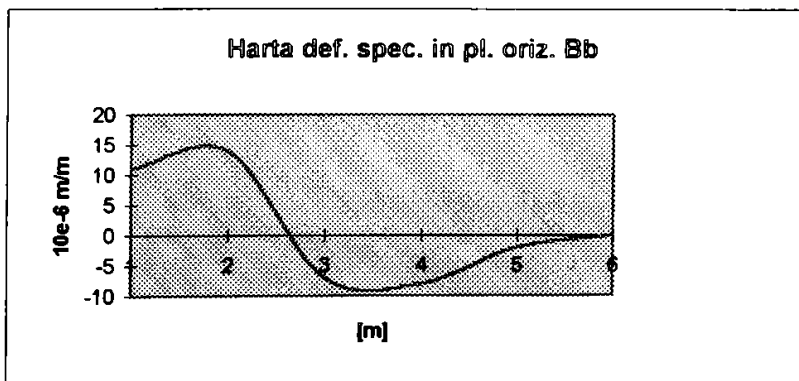
7.005 13
 8.315 32
 12.18 -52
 14.47 -43
 16.73 8
 18.02 8



7.005 -1
 8.315 -3
 12.18 -7
 14.47 -4
 16.73 2
 18.02 4



7.005 11
 8.315 14
 12.18 -7
 14.47 -8
 16.73 -2
 18.02 0



ANEXA 2

Program pentru calculul static al liniilor de arbori navale

Program pentru determinarea săgeților și rotirilor

Programul preprocesor

Programul preprocesor este folosit pentru generarea automată a fișierului de intrare în aplicația de element finit.

Ca date de intrare sunt considerate o serie de informații de bun simț tehnic:

- date generale folosite pentru configurarea aplicației;
- denumirea problemei;
- informații referitoare la direcționarea structurii, adică număr de 'nivele', respectiv număr de noduri pe direcție orizontală;
- caracteristicile geometrice și fizice ale barelor care compun structura;
- coordonatele X, apoi coordonatele Y ale nodurilor din model.

Fiecare categorie de informații este stocată în câte un fișier text preluat de programul preprocesor.

Pe baza acestor informații programul crează o rețea de bare verticale (stâlpi) și orizontale (rigle) care modelează structura reală. Caracteristicile fizice sunt introduse interactiv fiind preluate din catalogul predefinit și asignate la o bara curentă. Încărcările (forțe distribuite) sunt introduse și ele tot interactiv, fiind calculate automat forțele și momentele de încastrare perfectă și mai departe curbele de încărcare. Forțele concentrate sunt introduse ca forțe nodale direct în fișierul de intrare în aplicația de element finit.

În tabelul de mai jos sunt prezentate datele provenind din fenomenul real

Nr. Crt.	Element	Nod capăt stânga	Nod capăt dreapta	Număr de ordine al car. geom.	A [m ²]	I [m ⁴]	p [kN/m]
1	67	67	68	1-384/0	0.115811672	0.00106732	0.9091216219
2	68	68	69	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
3	69	69	70	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
4	70	70	71	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
5	71	71	72	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
6	72	72	73	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
7	73	73	74	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
8	74	74	75	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
9	75	75	76	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
10	76	76	77	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
11	77	77	78	2-496/0	0.193220515	0.002970959	1.5167810394
12	78	78	79	3-497/0	0.194000415	0.002994991	1.5225032573
13	79	79	80	4-498/0	0.194781886	0.003019168	1.5290378060
14	80	80	81	4-498/0	0.194781886	0.003019168	1.5290378060
15	81	81	82	4-498/0	0.194781886	0.003019168	1.5290378060
16	82	82	83	5-474/0	0.176460118	0.002477897	1.3852119244
17	83	83	84	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.2484885555
18	84	84	85	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.2484885555
19	85	85	86	6-900/0	0.636172512	0.032206233	4.9939542219
20	86	86	87	6-900/0	0.636172512	0.032206233	4.9939542219

21	87	87	88	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
22	88	88	89	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
23	89	89	90	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
24	90	90	91	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
25	91	91	92	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
26	92	92	93	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
27	93	93	94	8-455/0	0.162597055	0.002103853	1.276386880
28	94	94	95	8-455/0	0.162597055	0.002103853	1.276386880
29	95	95	96	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
30	96	96	97	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
31	97	97	98	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
32	98	98	99	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
33	99	99	100	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
34	100	100	101	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
35	101	101	102	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
36	102	102	103	7-450/0	0.159043128	0.002012890	1.248488555
37	103	103	104	9-1080/0	0.916088418	0.066782846	7.1912640797
38	104	104	105	10-1080/115	0.905701527	0.066774260	7.1097569876
39	105	105	106	11-1290/115	1.296594193	0.135925616	10.1782644151
40	106	106	107	12-672/115	0.344286354	0.010001712	2.7026478751
41	107	107	108	12-672/115	0.344286354	0.010001712	2.7026478751
42	108	108	109	13-1344/115	1.408306086	0.160156177	11.0552027764
43	109	109	110	14-1500/115	1.756758977	0.248496302	13.7905579689
44	110	110	111	13-1344/115	1.408306086	0.160156177	11.0552027764
45	111	111	112	15-672/0	0.354673244	0.010010298	2.7841849671
46	112	112	113	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
47	113	113	114	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
48	114	114	115	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
49	115	115	116	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
50	116	116	117	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
51	117	117	118	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
52	118	118	119	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
53	119	119	120	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
54	120	120	121	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
55	121	121	122	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
56	122	122	123	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
57	123	123	124	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
58	124	124	125	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
59	125	125	126	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
60	126	126	127	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
61	127	127	128	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
62	128	128	129	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
63	129	129	130	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
64	130	130	131	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452
65	131	131	132	16-430/0	0.145220120	0.001678200	1.1399779452

Forțe și momente de încăstrare perfectă sunt calculate automat cu relațiile:

$$\begin{cases} T = \frac{p \cdot L}{2} \\ M = \frac{p \cdot L^2}{12} \end{cases}$$

În tabelul de mai jos este prezentat catalogul de caracteristici geometrice și încărcările tip forță distribuită provenită din greutate proprie.

Nr. Crt.	D _{Ext} [mm]	D _{Int} [mm]	A [m ²]	I [m ⁴]	Elemente	p [kN/m]
1.	384	0	0.115811672	0.001067320	67	0.9091216219
2.	496	0	0.193220515	0.002970959	68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77	1.5167810394
3.	497	0	0.194000415	0.002994991	78	1.5229032573
4.	498	0	0.194781886	0.003019168	79, 80, 81	1.5290378060
5.	474	0	0.176460118	0.002477897	82	1.3852119244
6.	900	0	0.636172512	0.032206233	85, 86	4.9939542219
7.	450	0	0.159043128	0.002012890	83, 84, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 95, 96, 97, 98, 99, 100, 101, 102	1.2484885555
8.	455	0	0.162597055	0.002103853	93, 94	1.2763868800
9.	1080	0	0.916088418	0.066782846	103	7.1912940797
10.	1080	115	0.905701527	0.066774260	104	7.1097569876
11.	1290	115	1.296594193	0.135925616	105	10.1782644151
12.	672	115	0.344286354	0.010001712	106, 107	2.7026478751
13.	1344	115	1.408306086	0.160156177	108, 110	11.0552027764
14.	1500	115	1.756758977	0.248496302	109	13.7905579689
15.	672	0	0.354673244	0.010010298	111	2.7841849671
16.	430	0	0.145220120	0.001678200	112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131	1.1399779452

Car. Kod	Dimensiuni	Sep. Material	A	I	E	Poisson
1	De= 384/Di=000	* Otel	0.1158117	0.0010673	210000000.0	0.300
2	De= 496/Di=000	* Otel	0.1932205	0.0029710	210000000.0	0.300
3	De= 497/Di=000	* Otel	0.1940004	0.0029950	210000000.0	0.300
4	De= 498/Di=000	* Otel	0.1947819	0.0030192	210000000.0	0.300
5	De= 474/Di=000	* Otel	0.1764601	0.0024779	210000000.0	0.300
6	De= 900/Di=000	* Otel	0.6361725	0.0322062	210000000.0	0.300
7	De= 450/Di=000	* Otel	0.1590431	0.0020129	210000000.0	0.300
8	De= 455/Di=000	* Otel	0.1625970	0.0021038	210000000.0	0.300
9	De=1080/Di=000	* Otel	0.9160834	0.0667828	210000000.0	0.300
10	De=1080/Di=115	* Otel	0.9057015	0.0667743	210000000.0	0.300
11	De=1290/Di=115	* Otel	1.2965942	0.1359255	210000000.0	0.300
12	De= 672/Di=115	* Otel	0.3442863	0.0100017	210000000.0	0.300
13	De=1344/Di=115	* Otel	1.4083051	0.1601561	210000000.0	0.300
14	De=1500/Di=115	* Otel	1.7567590	0.2484963	210000000.0	0.300
15	De= 672/Di=000	* Otel	0.3546732	0.0100103	210000000.0	0.300
16	De= 430/Di=000	* Otel	0.1452201	0.0016782	210000000.0	0.300
17	Suport vertical	* Otel	2.0000000	0.2500000	210000000.0	0.300
18	Bara virtuala	* Lipsa	0.0000000	0.0000000	0.00	0.000

Figura 1 - Baza de date DBF care conține caracteristicile geometrice și fizice

Au fost folosite următoarele valori și relații de conversie:

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3; 1 \text{ kN} = 1000 \text{ kg} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$p \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right] = 0.001 \cdot \rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot A \left[\text{m}^2 \right] \cdot 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Nod												
Nr. nod	Coord. x	Coord. y	Forța x	Forța y	Moment xy	Cb. x	Cb. y	Cb. m	BI. ext. x	BI. ext. y	BI. ext. m	
107	17.442	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
108	17.834	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
109	18.002	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
110	18.100	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
111	18.170	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
112	18.562	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
113	18.842	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
114	19.096	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
115	19.350	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
116	19.630	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
117	19.910	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
118	20.164	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
119	20.418	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
120	20.658	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
121	20.978	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
122	21.232	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
123	21.486	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
124	21.766	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
125	22.046	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
126	22.300	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	
127	22.554	0.010	0.000	0.000	0.000	1	1	1	0	0	0	

Figura 2 - Fișierul tip DBF în care sunt stocate informațiile despre noduri

Rețeaua creată automat nu poate modela în mod fidel structura reală. Astfel, nodurile sunt plasate în colțurile acestei rețele, fiind automat considerate încastrări în nodurile plasate la nivelul minim. Mai mult, există o serie de bare verticale care nu apar în structura reală. Aceste bare sunt definite ca elemente virtuale care au nule caracteristicile geometrice (aria și momentul de inerție) și

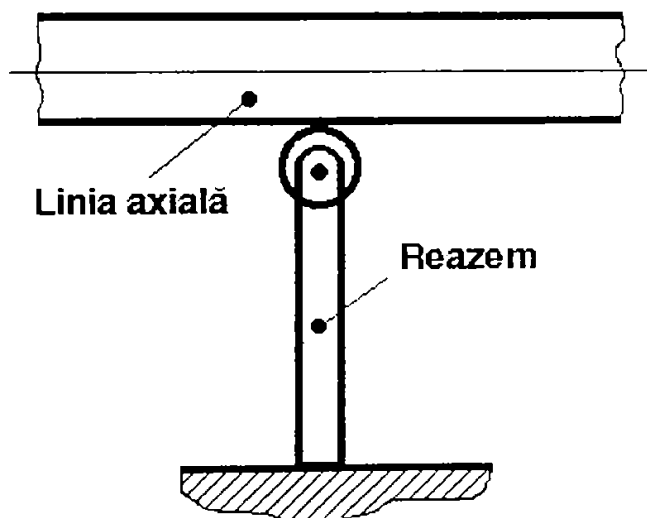


Figura 3 - Modelarea rezemărilor

caracteristicile fizice (modulul lui Young și coeficientul lui Poisson). Această definiție se face interactiv de către utilizator. În continuare programul știe să nu genereze efectiv elementele finite în fișierul de intrare, ceea ce ar conduce la erori de execuție (depășire de format prin împărțire la zero). Aceste elemente nefiind generate, rămân o serie de noduri 'în aer', nefiind folosite în definirea elementelor finite din model. Pentru a nu introduce necunoscute suplimentare în

sistemul de ecuații structurale se blochează toate gradele de libertate ale acestor noduri.

Datorită efectelor puternice pe care le au condițiile la limită modelate ca încastrări asupra modelului, s-a considerat că reazemele sunt optim modelate ca bare verticale încastrate la bază și cu o rolă la marginea superioară. În acest fel barele verticale nu preiau moment încovoietor, fenomenul real fiind astfel mult mai bine modelat.

În acest fel, plecând de la un program care generează eficient date 'standard' se poate defini o structură cu geometrie oarecare. Programul este scris în limbajul VISUAL FOXPRO datorită facilităților legate de:

- lucrul cu baze de date;
- interfață prietenoasă cu utilizatorul;
- conectibilitate cu alte aplicații WINDOWS.

Ax 11 * Linie axiala * Studiu complet * Role * Motor MAN B&W tip MC

CONTROL INFORMATION
 NUMBER OF NODAL POINTS = 132
 NUMBER OF ELEMENT TYPES = 1
 NUMBER OF LOAD CASES = 1
 NUMBER OF FREQUENCIES = 3
 ANALYSIS CODE (NDYN) = 0
 EQ.0, STATIC
 EQ.1, MODAL EXTRACTION
 EQ.2, FORCED RESPONSE
 EQ.3, RESPONSE SPECTRUM
 EQ.4, DIRECT INTEGRATION
 SOLUTION MODE (MODEX) =
 EQ.0, EXECUTION
 EQ.1, DATA CHECK
 NUMBER OF SUBSPACE
 ITERATION VECTORS (NAD) = 0
 EQUATIONS PER BLOCK = 0
 TAPE10 SAVE FLAG (N10SV) = 0

NODAL POINT INPUT DATA

NODE NUMBER	BOUNDARY CONDITION CODES						NODAL POINT COORDINATES				
	X	Y	Z	XX	YY	ZZ	X	Y	Z		
1	1	1	1	1	1	1	.000	.000	.000	0	.000
2	1	1	1	1	1	1	.000	.380	.000	0	.000
3	1	1	1	1	1	1	.000	.854	.000	0	.000
4	1	1	1	1	1	1	.000	.948	.000	0	.000
5	1	1	1	1	1	1	.000	1.460	.000	0	.000
6	1	1	1	1	1	1	.000	2.010	.000	0	.000
7	1	1	1	1	1	1	.000	2.575	.000	0	.000
8	1	1	1	1	1	1	.000	3.117	.000	0	.000
9	1	1	1	1	1	1	.000	3.737	.000	0	.000
10	1	1	1	1	1	1	.000	4.447	.000	0	.000
11	1	1	1	1	1	1	.000	5.037	.000	0	.000
12	1	1	1	1	1	1	.000	5.747	.000	0	.000
13	1	1	1	1	1	1	.000	6.937	.000	0	.000
14	1	1	1	1	1	1	.000	8.602	.000	0	.000
15	1	1	1	1	1	1	.000	7.237	.000	0	.000
16	1	1	1	1	1	1	.000	7.337	.000	0	.000
17	1	1	1	1	1	1	.000	7.537	.000	0	.000
18	1	1	1	1	1	1	.000	7.997	.000	0	.000
19	1	1	1	1	1	1	.000	8.462	.000	0	.000
20	1	1	1	1	1	1	.000	8.562	.000	0	.000
21	1	1	1	1	1	1	.000	8.662	.000	0	.000
22	1	1	1	1	1	1	.000	9.062	.000	0	.000
23	1	1	1	1	1	1	.000	9.722	.000	0	.000
24	1	1	1	1	1	1	.000	10.382	.000	0	.000
25	1	1	1	1	1	1	.000	11.042	.000	0	.000
26	1	1	1	1	1	1	.000	11.712	.000	0	.000
27	1	1	1	1	1	1	.000	11.912	.000	0	.000
28	1	1	1	1	1	1	.000	12.262	.000	0	.000
29	1	1	1	1	1	1	.000	12.612	.000	0	.000
30	1	1	1	1	1	1	.000	12.812	.000	0	.000
31	1	1	1	1	1	1	.000	13.417	.000	0	.000
32	1	1	1	1	1	1	.000	14.022	.000	0	.000
33	1	1	1	1	1	1	.000	14.627	.000	0	.000
34	1	1	1	1	1	1	.000	15.232	.000	0	.000
35	1	1	1	1	1	1	.000	15.837	.000	0	.000
36	1	1	1	1	1	1	.000	16.442	.000	0	.000
37	1	1	1	1	1	1	.000	16.842	.000	0	.000
38	1	1	1	1	1	1	.000	16.962	.000	0	.000
39	1	1	1	1	1	1	.000	17.040	.000	0	.000
40	1	1	1	1	1	1	.000	17.097	.000	0	.000
41	1	1	1	1	1	1	.000	17.442	.000	0	.000
42	1	1	1	1	1	1	.000	17.834	.000	0	.000
43	1	1	1	1	1	1	.000	18.002	.000	0	.000
44	1	1	1	1	1	1	.000	18.100	.000	0	.000
45	1	1	1	1	1	1	.000	18.170	.000	0	.000
46	1	1	1	1	1	1	.000	18.562	.000	0	.000
47	1	1	1	1	1	1	.000	18.342	.000	0	.000
48	1	1	1	1	1	1	.000	19.096	.000	0	.000
49	1	1	1	1	1	1	.000	19.350	.000	0	.000
50	1	1	1	1	1	1	.000	19.630	.000	0	.000
51	1	1	1	1	1	1	.000	19.910	.000	0	.000
52	1	1	1	1	1	1	.000	20.164	.000	0	.000
53	1	1	1	1	1	1	.000	20.418	.000	0	.000
54	1	1	1	1	1	1	.000	20.698	.000	0	.000
55	1	1	1	1	1	1	.000	20.978	.000	0	.000
56	1	1	1	1	1	1	.000	21.232	.000	0	.000

57	1	1	1	1	1	1	.000	21.748	.000	0	.000
58	1	1	1	1	1	1	.000	21.748	.000	0	.000
59	1	1	1	1	1	1	.000	22.046	.000	0	.000
60	1	1	1	1	1	1	.000	22.300	.000	0	.000
61	1	1	1	1	1	1	.000	22.554	.000	0	.000
62	1	1	1	1	1	1	.000	22.834	.000	0	.000
63	1	1	1	1	1	1	.000	23.114	.000	0	.000
64	1	1	1	1	1	1	.000	23.368	.000	0	.000
65	1	1	1	1	1	1	.000	23.622	.000	0	.000
66	1	1	1	1	1	1	.000	23.902	.000	0	.000
67	1	0	0	0	1	1	.000	.000	.010	0	.000
68	1	0	0	0	1	1	.000	.380	.010	0	.000
69	1	0	0	0	1	1	.000	.664	.010	0	.000
70	1	0	0	0	1	1	.000	.948	.010	0	.000
71	1	0	0	0	1	1	.000	1.160	.010	0	.000
72	1	0	0	0	1	1	.000	1.410	.010	0	.000
73	1	0	0	0	1	1	.000	1.575	.010	0	.000
74	1	0	0	0	1	1	.000	1.747	.010	0	.000
75	1	0	0	0	1	1	.000	1.997	.010	0	.000
76	1	0	0	0	1	1	.000	2.447	.010	0	.000
77	1	0	0	0	1	1	.000	2.897	.010	0	.000
78	1	0	0	0	1	1	.000	3.347	.010	0	.000
79	1	0	0	0	1	1	.000	3.797	.010	0	.000
80	1	0	0	0	1	1	.000	4.247	.010	0	.000
81	1	0	0	0	1	1	.000	4.697	.010	0	.000
82	1	0	0	0	1	1	.000	5.147	.010	0	.000
83	1	0	0	0	1	1	.000	5.597	.010	0	.000
84	1	0	0	0	1	1	.000	6.047	.010	0	.000
85	1	0	0	0	1	1	.000	6.497	.010	0	.000
86	1	0	0	0	1	1	.000	6.947	.010	0	.000
87	1	0	0	0	1	1	.000	7.397	.010	0	.000
88	1	0	0	0	1	1	.000	7.847	.010	0	.000
89	1	0	0	0	1	1	.000	8.297	.010	0	.000
90	1	0	0	0	1	1	.000	8.747	.010	0	.000
91	1	0	0	0	1	1	.000	9.197	.010	0	.000
92	1	0	0	0	1	1	.000	9.647	.010	0	.000
93	1	0	0	0	1	1	.000	10.097	.010	0	.000
94	1	0	0	0	1	1	.000	10.547	.010	0	.000
95	1	0	0	0	1	1	.000	10.997	.010	0	.000
96	1	0	0	0	1	1	.000	11.447	.010	0	.000
97	1	0	0	0	1	1	.000	11.897	.010	0	.000
98	1	0	0	0	1	1	.000	12.347	.010	0	.000
99	1	0	0	0	1	1	.000	12.797	.010	0	.000
100	1	0	0	0	1	1	.000	13.247	.010	0	.000
101	1	0	0	0	1	1	.000	13.697	.010	0	.000
102	1	0	0	0	1	1	.000	14.147	.010	0	.000
103	1	0	0	0	1	1	.000	14.597	.010	0	.000
104	1	0	0	0	1	1	.000	15.047	.010	0	.000
105	1	0	0	0	1	1	.000	15.497	.010	0	.000
106	1	0	0	0	1	1	.000	15.947	.010	0	.000
107	1	0	0	0	1	1	.000	16.397	.010	0	.000
108	1	0	0	0	1	1	.000	16.847	.010	0	.000
109	1	0	0	0	1	1	.000	17.297	.010	0	.000
110	1	0	0	0	1	1	.000	17.747	.010	0	.000
111	1	0	0	0	1	1	.000	18.197	.010	0	.000
112	1	0	0	0	1	1	.000	18.647	.010	0	.000
113	1	0	0	0	1	1	.000	19.097	.010	0	.000
114	1	0	0	0	1	1	.000	19.547	.010	0	.000
115	1	0	0	0	1	1	.000	19.997	.010	0	.000
116	1	0	0	0	1	1	.000	20.447	.010	0	.000
117	1	0	0	0	1	1	.000	20.897	.010	0	.000
118	1	0	0	0	1	1	.000	21.347	.010	0	.000
119	1	0	0	0	1	1	.000	21.797	.010	0	.000
120	1	0	0	0	1	1	.000	22.247	.010	0	.000
121	1	0	0	0	1	1	.000	22.697	.010	0	.000
122	1	0	0	0	1	1	.000	23.147	.010	0	.000
123	1	0	0	0	1	1	.000	23.597	.010	0	.000
124	1	0	0	0	1	1	.000	24.047	.010	0	.000
125	1	0	0	0	1	1	.000	24.497	.010	0	.000
126	1	0	0	0	1	1	.000	24.947	.010	0	.000
127	1	0	0	0	1	1	.000	25.397	.010	0	.000
128	1	0	0	0	1	1	.000	25.847	.010	0	.000
129	1	0	0	0	1	1	.000	26.297	.010	0	.000
130	1	0	0	0	1	1	.000	26.747	.010	0	.000
131	1	0	0	0	1	1	.000	27.197	.010	0	.000
132	1	0	0	0	1	1	.000	27.647	.010	0	.000

RATED NODAL DATA

ER	BOUNDARY CONDITION			CODES			NODAL POINT COORDINATES			
	X	Y	Z	XX	YY	ZZ	X	Y	Z	T
1	1	1	1	1	1	1	.000	.000	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	.380	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	.684	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	.948	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	1.460	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	2.010	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	2.575	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	3.147	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	3.797	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	4.447	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	5.097	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	5.747	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	5.937	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	6.601	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	7.237	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	7.337	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	7.537	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	7.997	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	8.462	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	8.562	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	8.662	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	9.062	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	9.721	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	10.382	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	11.042	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	11.712	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	11.812	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	12.082	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	12.612	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	12.812	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	13.417	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	14.002	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	14.627	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	15.232	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	15.837	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	16.442	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	16.842	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	16.962	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	17.040	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	17.097	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	17.442	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	17.834	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	18.002	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	18.100	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	18.170	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	18.562	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	18.842	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	19.096	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	19.350	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	19.630	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	19.910	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	20.164	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	20.418	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	20.698	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	20.978	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	21.237	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	21.486	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	21.766	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	22.046	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	22.300	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	22.554	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	22.834	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	23.114	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	23.368	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	23.622	.000	.000
1	1	1	1	1	1	1	.000	23.902	.000	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	.000	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	.380	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	.664	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	.948	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	1.460	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	2.010	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	2.575	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	3.147	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	3.797	.010	.000
1	1	0	0	0	1	1	.000	4.447	.010	.000

77	1	0	0	0	1	1	.000	5.097	.010	.000
78	1	0	0	0	1	1	.000	6.747	.010	.000
79	1	0	0	0	1	1	.000	5.937	.010	.000
80	1	0	0	0	1	1	.000	6.902	.010	.000
81	1	0	0	0	1	1	.000	7.237	.010	.000
82	1	0	0	0	1	1	.000	7.337	.010	.000
83	1	0	0	0	1	1	.000	7.537	.010	.000
84	1	0	0	0	1	1	.000	7.997	.010	.000
85	1	0	0	0	1	1	.000	8.462	.010	.000
86	1	0	0	0	1	1	.000	9.562	.010	.000
87	1	0	0	0	1	1	.000	8.667	.010	.000
88	1	0	0	0	1	1	.000	9.062	.010	.000
89	1	0	0	0	1	1	.000	9.722	.010	.000
90	1	0	0	0	1	1	.000	10.302	.010	.000
91	1	0	0	0	1	1	.000	11.042	.010	.000
92	1	0	0	0	1	1	.000	11.712	.010	.000
93	1	0	0	0	1	1	.000	11.912	.010	.000
94	1	0	0	0	1	1	.000	12.262	.010	.000
95	1	0	0	0	1	1	.000	12.612	.010	.000
96	1	0	0	0	1	1	.000	12.812	.010	.000
97	1	0	0	0	1	1	.000	13.417	.010	.000
98	1	0	0	0	1	1	.000	14.022	.010	.000
99	1	0	0	0	1	1	.000	14.627	.010	.000
100	1	0	0	0	1	1	.000	15.232	.010	.000
101	1	0	0	0	1	1	.000	15.837	.010	.000
102	1	0	0	0	1	1	.000	16.442	.010	.000
103	1	0	0	0	1	1	.000	16.842	.010	.000
104	1	0	0	0	1	1	.000	16.962	.010	.000
105	1	0	0	0	1	1	.000	17.040	.010	.000
106	1	0	0	0	1	1	.000	17.097	.010	.000
107	1	0	0	0	1	1	.000	17.442	.010	.000
108	1	0	0	0	1	1	.000	17.834	.010	.000
109	1	0	0	0	1	1	.000	18.002	.010	.000
110	1	0	0	0	1	1	.000	18.100	.010	.000
111	1	0	0	0	1	1	.000	18.170	.010	.000
112	1	0	0	0	1	1	.000	18.562	.010	.000
113	1	0	0	0	1	1	.000	18.842	.010	.000
114	1	0	0	0	1	1	.000	19.096	.010	.000
115	1	0	0	0	1	1	.000	19.350	.010	.000
116	1	0	0	0	1	1	.000	19.630	.010	.000
117	1	0	0	0	1	1	.000	19.910	.010	.000
118	1	0	0	0	1	1	.000	20.164	.010	.000
119	1	0	0	0	1	1	.000	20.418	.010	.000
120	1	0	0	0	1	1	.000	20.698	.010	.000
121	1	0	0	0	1	1	.000	20.978	.010	.000
122	1	0	0	0	1	1	.000	21.232	.010	.000
123	1	0	0	0	1	1	.000	21.486	.010	.000
124	1	0	0	0	1	1	.000	21.766	.010	.000
125	1	0	0	0	1	1	.000	22.046	.010	.000
126	1	0	0	0	1	1	.000	22.300	.010	.000
127	1	0	0	0	1	1	.000	22.554	.010	.000
128	1	0	0	0	1	1	.000	22.834	.010	.000
129	1	0	0	0	1	1	.000	23.114	.010	.000
130	1	0	0	0	1	1	.000	23.368	.010	.000
131	1	0	0	0	1	1	.000	23.622	.010	.000
132	1	0	0	0	1	1	.000	23.902	.010	.000

QUESTION NUMBERS

N	X	Y	Z	XX	YY	ZZ
1	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0
17	0	0	0	0	0	0
18	0	0	0	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0

102	0	108	107	108	0	0
103	0	109	110	111	0	0
104	0	112	113	114	0	0
105	0	115	116	117	0	0
106	0	118	119	120	0	0
107	0	121	122	123	0	0
108	0	124	125	126	0	0
109	0	127	128	129	0	0
110	0	130	131	132	0	0
111	0	133	134	135	0	0
112	0	136	137	138	0	0
113	0	139	140	141	0	0
114	0	142	143	144	0	0
115	0	145	146	147	0	0
116	0	148	149	150	0	0
117	0	151	152	153	0	0
118	0	154	155	156	0	0
119	0	157	158	159	0	0
120	0	160	161	162	0	0
121	0	163	164	165	0	0
122	0	166	167	168	0	0
123	0	169	170	171	0	0
124	0	172	173	174	0	0
125	0	175	176	177	0	0
126	0	178	179	180	0	0
127	0	181	182	183	0	0
128	0	184	185	186	0	0
129	0	187	188	189	0	0
130	0	190	191	192	0	0
131	0	193	194	195	0	0
132	0	196	197	198	0	0

3 / D B E A M E L E M E N T S

NUMBER OF BEAMS = 75
 NUMBER OF GEOMETRIC PROPERTY SETS= 17
 NUMBER OF FIXED END FORCE SETS = 32
 NUMBER OF MATERIALS = 1

MATERIAL PROPERTIES

MATERIAL NUMBER	YOUNG*S MODULUS	POISSON*S RATIO	MASS DENSITY	WEIGHT DENSITY
1	.2100E+09	.3000	.0000E+00	.0000E+00

BEAM GEOMETRIC PROPERTIES

SECTION NUMBER	AXIAL AREA A(1)	SHEAR AREA A(2)	SHEAR AREA A(3)	TORSION J(1)	INERTIA I(2)	INERTIA I(3)
1	.2000E+01	.2000E+01	.2000E+01	.2500E+00	.2500E+00	.2500E+00
2	.1158E+00	.1158E+00	.1158E+00	.1067E-02	.1067E-02	.1067E-02
3	.1932E+00	.1932E+00	.1932E+00	.2971E-02	.2971E-02	.2971E-02
4	.1940E+00	.1940E+00	.1940E+00	.2995E-02	.2995E-02	.2995E-02
5	.1948E+00	.1948E+00	.1948E+00	.3019E-02	.3019E-02	.3019E-02
6	.1765E+00	.1765E+00	.1765E+00	.2478E-02	.2478E-02	.2478E-02
7	.1590E+00	.1590E+00	.1590E+00	.2013E-02	.2013E-02	.2013E-02
8	.6362E+00	.6362E+00	.6362E+00	.3221E-01	.3221E-01	.3221E-01
9	.1626E+00	.1626E+00	.1626E+00	.2104E-02	.2104E-02	.2104E-02
10	.9161E+00	.9161E+00	.9161E+00	.6678E-01	.6678E-01	.6678E-01
11	.9057E+00	.9057E+00	.9057E+00	.6677E-01	.6677E-01	.6677E-01
12	.1297E+01	.1297E+01	.1297E+01	.1359E+00	.1359E+00	.1359E+00
13	.3443E+00	.3443E+00	.3443E+00	.1000E-01	.1000E-01	.1000E-01
14	.1408E+01	.1408E+01	.1408E+01	.1602E+00	.1602E+00	.1602E+00
15	.1757E+01	.1757E+01	.1757E+01	.2485E+00	.2485E+00	.2485E+00
16	.3547E+00	.3547E+00	.3547E+00	.1001E-01	.1001E-01	.1001E-01
17	.1452E+00	.1452E+00	.1452E+00	.1678E-02	.1678E-02	.1678E-02

ELEMENT LOAD MULTIPLIERS

	A	B	C	D
X-DIR	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00
Y-DIR	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00
Z-DIR	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00	.000000E+00

FIXED END FORCES IN LOCAL COORDINATES

TYPE	NODE	FORCE X	FORCE Y	FORCE Z	MOMENT X	MOMENT Y	MOMENT Z
1	I	.000	-.173	.000	.000	.000	-.011
	J	.000	-.215	.000	.000	.000	.010
2	I	.000	-.388	.000	.000	.000	-.033
	J	.000	-.388	.000	.000	.000	.033

I	.000	-.417	.000	.000	.000	.000	-.038
J	.000	-.417	.000	.000	.000	.000	.038
I	.000	-.429	.000	.000	.000	.000	-.040
J	.000	-.429	.000	.000	.000	.000	.040
I	.000	-.434	.000	.000	.000	.000	-.041
J	.000	-.434	.000	.000	.000	.000	.041
I	.000	-.493	.000	.000	.000	.000	-.053
J	.000	-.493	.000	.000	.000	.000	.053
I	.000	-.145	.000	.000	.000	.000	-.005
J	.000	-.145	.000	.000	.000	.000	.005
I	.000	-.508	.000	.000	.000	.000	-.056
J	.000	-.508	.000	.000	.000	.000	.056
I	.000	-.486	.000	.000	.000	.000	-.051
J	.000	-.486	.000	.000	.000	.000	.051
I	.000	-.077	.000	.000	.000	.000	-.001
J	.000	-.077	.000	.000	.000	.000	.001
I	.000	-.139	.000	.000	.000	.000	-.005
J	.000	-.139	.000	.000	.000	.000	.005
I	.000	-.287	.000	.000	.000	.000	-.022
J	.000	-.287	.000	.000	.000	.000	.022
I	.000	-.290	.000	.000	.000	.000	-.023
J	.000	-.290	.000	.000	.000	.000	.023
I	.000	-.250	.000	.000	.000	.000	-.004
J	.000	-.250	.000	.000	.000	.000	.004
I	.000	-.250	.000	.000	.000	.000	-.017
J	.000	-.250	.000	.000	.000	.000	.017
I	.000	-.412	.000	.000	.000	.000	-.045
J	.000	-.412	.000	.000	.000	.000	.045
I	.000	-.418	.000	.000	.000	.000	-.047
J	.000	-.418	.000	.000	.000	.000	.047
I	.000	-.125	.000	.000	.000	.000	-.004
J	.000	-.125	.000	.000	.000	.000	.004
I	.000	-.223	.000	.000	.000	.000	-.013
J	.000	-.223	.000	.000	.000	.000	.013
I	.000	-.375	.000	.000	.000	.000	-.033
J	.000	-.375	.000	.000	.000	.000	.033
I	.000	-.432	.000	.000	.000	.000	-.009
J	.000	-.432	.000	.000	.000	.000	.009
I	.000	-.281	.000	.000	.000	.000	-.004
J	.000	-.281	.000	.000	.000	.000	.004
I	.000	-.290	.000	.000	.000	.000	-.003
J	.000	-.290	.000	.000	.000	.000	.003
I	.000	-.466	.000	.000	.000	.000	-.027
J	.000	-.466	.000	.000	.000	.000	.027
I	.000	-.530	.000	.000	.000	.000	-.035
J	.000	-.530	.000	.000	.000	.000	.035
I	.000	-.929	.000	.000	.000	.000	-.026
J	.000	-.929	.000	.000	.000	.000	.026
I	.000	-.676	.000	.000	.000	.000	-.011
J	.000	-.676	.000	.000	.000	.000	.011
I	.000	-.387	.000	.000	.000	.000	-.005
J	.000	-.387	.000	.000	.000	.000	.005
I	.000	-.546	.000	.000	.000	.000	-.036
J	.000	-.546	.000	.000	.000	.000	.036
I	.000	-.160	.000	.000	.000	.000	-.007
J	.000	-.160	.000	.000	.000	.000	.007
I	.000	-.145	.000	.000	.000	.000	-.006
J	.000	-.145	.000	.000	.000	.000	.006

EAM AM ER	ELEMENT DATA			MATERIAL NUMBER	SECTION NUMBER	ELEMENT END LOADS				END CODES	
	NODE -I	NODE -J	NODE -K			A	B	C	D	-I	-J
1	6	72	7	1	1	0	0	0	0	0	11111
2	14	80	15	1	1	0	0	0	0	0	11111
3	28	94	29	1	1	0	0	0	0	0	11111
4	41	107	42	1	1	0	0	0	0	0	11111
5	46	112	47	1	1	0	0	0	0	0	11111
6	50	116	51	1	1	0	0	0	0	0	11111
7	54	120	55	1	1	0	0	0	0	0	11111
8	58	124	59	1	1	0	0	0	0	0	11111
9	62	128	63	1	1	0	0	0	0	0	11111
10	66	132	1	1	1	0	0	0	0	0	0
11	67	68	1	1	2	1	0	0	0	0	0
12	68	69	2	1	3	2	0	0	0	0	0
13	69	70	3	1	3	2	0	0	0	0	0
14	70	71	4	1	3	3	0	0	0	0	0
15	71	72	5	1	3	4	0	0	0	0	0
16	72	73	6	1	3	5	0	0	0	0	0
17	73	74	7	1	3	6	0	0	0	0	0

18	74	75	8	1	3	7	0	0	0	0	0	0
19	75	76	9	1	3	7	0	0	0	0	0	0
20	76	77	10	1	3	7	0	0	0	0	0	0
21	77	78	11	1	3	7	0	0	0	0	0	0
22	78	79	12	1	4	8	0	0	0	0	0	0
23	79	80	13	1	4	8	0	0	0	0	0	0
24	80	81	14	1	5	10	0	0	0	0	0	0
25	81	82	15	1	5	11	0	0	0	0	0	0
26	82	83	16	1	5	12	0	0	0	0	0	0
27	83	84	17	1	6	13	0	0	0	0	0	0
28	84	85	18	1	6	14	0	0	0	0	0	0
29	85	86	19	1	6	15	0	0	0	0	0	0
30	86	87	20	1	6	15	0	0	0	0	0	0
31	87	88	21	1	7	16	0	0	0	0	0	0
32	88	89	22	1	7	17	0	0	0	0	0	0
33	89	90	23	1	7	17	0	0	0	0	0	0
34	90	91	24	1	7	17	0	0	0	0	0	0
35	91	92	25	1	7	18	0	0	0	0	0	0
36	92	93	26	1	7	19	0	0	0	0	0	0
37	93	94	27	1	9	20	0	0	0	0	0	0
38	94	95	28	1	9	20	0	0	0	0	0	0
39	95	96	29	1	7	19	0	0	0	0	0	0
40	96	97	30	1	7	21	0	0	0	0	0	0
41	97	98	31	1	7	21	0	0	0	0	0	0
42	98	99	32	1	7	21	0	0	0	0	0	0
43	99	100	33	1	7	21	0	0	0	0	0	0
44	100	101	34	1	7	21	0	0	0	0	0	0
45	101	102	35	1	7	21	0	0	0	0	0	0
46	102	103	36	1	7	16	0	0	0	0	0	0
47	103	104	37	1	10	22	0	0	0	0	0	0
48	104	105	38	1	11	23	0	0	0	0	0	0
49	105	106	39	1	10	24	0	0	0	0	0	0
50	106	107	40	1	13	25	0	0	0	0	0	0
51	107	108	41	1	13	26	0	0	0	0	0	0
52	108	109	42	1	14	27	0	0	0	0	0	0
53	109	110	43	1	15	28	0	0	0	0	0	0
54	110	111	44	1	14	29	0	0	0	0	0	0
55	111	112	45	1	16	30	0	0	0	0	0	0
56	112	113	46	1	17	31	0	0	0	0	0	0
57	113	114	47	1	17	32	0	0	0	0	0	0
58	114	115	48	1	17	32	0	0	0	0	0	0
59	115	116	49	1	17	31	0	0	0	0	0	0
60	116	117	50	1	17	31	0	0	0	0	0	0
61	117	118	51	1	17	32	0	0	0	0	0	0
62	118	119	52	1	17	32	0	0	0	0	0	0
63	119	120	53	1	17	31	0	0	0	0	0	0
64	120	121	54	1	17	31	0	0	0	0	0	0
65	121	122	55	1	17	32	0	0	0	0	0	0
66	122	123	56	1	17	32	0	0	0	0	0	0
67	123	124	57	1	17	31	0	0	0	0	0	0
68	124	125	58	1	17	31	0	0	0	0	0	0
69	125	126	59	1	17	32	0	0	0	0	0	0
70	126	127	60	1	17	32	0	0	0	0	0	0
71	127	128	61	1	17	31	0	0	0	0	0	0
72	128	129	62	1	17	31	0	0	0	0	0	0
73	129	130	63	1	17	32	0	0	0	0	0	0
74	130	131	64	1	17	32	0	0	0	0	0	0
75	131	132	65	1	17	31	0	0	0	0	0	0

EQUATION PARAMETERS
 TOTAL NUMBER OF EQUATIONS = 198
 BANDWIDTH = 6
 NUMBER OF EQUATIONS IN A BLOCK = 198
 NUMBER OF BLOCKS = 1

MODAL LOADS (STATIC)		OR MASSES (DYNAMIC)						
NODE NUMBER	LOAD CASE	X-AXIS FORCE	Y-AXIS FORCE	Z-AXIS FORCE	X-AXIS MOMENT	Y-AXIS MOMENT	Z-AXIS MOMENT	
70	1	.00000E+00	.00000E+00	-.15460E+03	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	
104	1	.00000E+00	.00000E+00	-.87878E+02	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	
109	1	.00000E+00	.00000E+00	.10480E+03	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	
114	1	.00000E+00	.00000E+00	-.16790E+03	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	
118	1	.00000E+00	.00000E+00	-.16790E+03	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	
122	1	.00000E+00	.00000E+00	-.16790E+03	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	
126	1	.00000E+00	.00000E+00	-.16790E+03	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	
130	1	.00000E+00	.00000E+00	-.16790E+03	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	

STRUCTURE AD CASE	ELEMENT		LOAD		MULTIPLIERS	
	A	B	C	D		
1	1.000	.000	.000	.000		

CODE NODE MEMBER	DISPLACEMENTS / ROTATIONS LOAD CASE	MULTIPLIERS					
		X- TRANSLATION	Y- TRANSLATION	Z- TRANSLATION	X- ROTATION	Y- ROTATION	Z- ROTATION
132	1	.00000E+00	-.21461E-10	-.20135E-06	.42903E-06	.00000E+00	.00000E+00
131	1	.00000E+00	-.22855E-10	-.36467E-05	.85061E-05	.00000E+00	.00000E+00
130	1	.00000E+00	-.24119E-10	-.68745E-05	.23226E-06	.00000E+00	.00000E+00
129	1	.00000E+00	-.25304E-10	-.36431E-05	-.35031E-05	.00000E+00	.00000E+00
128	1	.00000E+00	-.26778E-10	-.40254E-08	-.63024E-06	.00000E+00	.00000E+00
127	1	.00000E+00	-.28171E-10	-.36438E-05	.84933E-05	.00000E+00	.00000E+00
126	1	.00000E+00	-.29436E-10	-.68681E-05	-.21246E-08	.00000E+00	.00000E+00
125	1	.00000E+00	-.30700E-10	-.36415E-05	-.84897E-05	.00000E+00	.00000E+00
124	1	.00000E+00	-.32094E-10	-.40326E-08	.37316E-07	.00000E+00	.00000E+00
123	1	.00000E+00	-.33488E-10	-.36647E-05	.35460E-05	.00000E+00	.00000E+00
122	1	.00000E+00	-.34752E-10	-.69036E-05	.10253E-07	.00000E+00	.00000E+00
121	1	.00000E+00	-.36017E-10	-.36756E-05	-.35638E-05	.00000E+00	.00000E+00
120	1	.00000E+00	-.37411E-10	-.39974E-08	-.13453E-06	.00000E+00	.00000E+00
119	1	.00000E+00	-.38804E-10	-.35613E-05	.82848E-05	.00000E+00	.00000E+00
118	1	.00000E+00	-.40069E-10	-.67280E-05	-.50461E-07	.00000E+00	.00000E+00
117	1	.00000E+00	-.41333E-10	-.35073E-05	-.01909E-05	.00000E+00	.00000E+00
116	1	.00000E+00	-.42727E-10	-.41707E-08	.90932E-06	.00000E+00	.00000E+00
115	1	.00000E+00	-.44121E-10	-.40706E-05	.95715E-05	.00000E+00	.00000E+00
114	1	.00000E+00	-.45385E-10	-.75929E-05	.24696E-06	.00000E+00	.00000E+00
113	1	.00000E+00	-.46650E-10	-.43359E-05	-.99905E-05	.00000E+00	.00000E+00
112	1	.00000E+00	-.48044E-10	-.14146E-08	-.44854E-05	.00000E+00	.00000E+00
111	1	.00000E+00	-.48843E-10	.12822E-05	-.36947E-06	.00000E+00	.00000E+00
110	1	.00000E+00	-.48879E-10	.13194E-05	-.31348E-06	.00000E+00	.00000E+00
109	1	.00000E+00	-.48919E-10	.13632E-05	-.25943E-06	.00000E+00	.00000E+00
108	1	.00000E+00	-.49005E-10	.12772E-05	-.14411E-08	.00000E+00	.00000E+00
107	1	.00000E+00	-.49238E-10	-.36220E-08	.98673E-06	.00000E+00	.00000E+00
106	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.18860E-05	.36727E-05	.00000E+00	.00000E+00
105	1	.00000E+00	-.49020E-10	-.21430E-08	.36013E-05	.00000E+00	.00000E+00
104	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.25244E-05	.36731E-05	.00000E+00	.00000E+00
103	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.29613E-05	.36313E-05	.00000E+00	.00000E+00
102	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.34879E-05	-.66913E-06	.00000E+00	.00000E+00
101	1	.00000E+00	-.49020E-10	-.13223E-05	-.58496E-05	.00000E+00	.00000E+00
100	1	.00000E+00	-.49828E-10	.33881E-05	-.88550E-05	.00000E+00	.00000E+00
99	1	.00000E+00	-.49828E-10	.91294E-05	-.90308E-05	.00000E+00	.00000E+00
98	1	.00000E+00	-.49828E-10	.13992E-04	-.57225E-05	.00000E+00	.00000E+00
97	1	.00000E+00	-.49020E-10	.15669E-04	.17245E-05	.00000E+00	.00000E+00
96	1	.00000E+00	-.49828E-10	.11460E-04	.13965E-04	.00000E+00	.00000E+00
95	1	.00000E+00	-.49828E-10	.82557E-05	.19177E-04	.00000E+00	.00000E+00
94	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.45121E-09	.29344E-04	.00000E+00	.00000E+00
93	1	.00000E+00	-.49020E-10	-.12337E-04	.38920E-04	.00000E+00	.00000E+00
92	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.20712E-04	.42974E-04	.00000E+00	.00000E+00
91	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.52817E-04	.49254E-04	.00000E+00	.00000E+00
90	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.84873E-04	.44606E-04	.00000E+00	.00000E+00
89	1	.00000E+00	-.49020E-10	-.11051E-03	.30059E-04	.00000E+00	.00000E+00
88	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.12346E-03	.64611E-05	.00000E+00	.00000E+00
87	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.12271E-03	-.11886E-04	.00000E+00	.00000E+00
86	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.12152E-03	-.12201E-04	.00000E+00	.00000E+00
85	1	.00000E+00	-.49020E-10	-.12030E-03	-.12526E-04	.00000E+00	.00000E+00
84	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.10874E-03	-.38665E-04	.00000E+00	.00000E+00
83	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.84638E-04	-.67484E-04	.00000E+00	.00000E+00
82	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.70134E-04	-.78348E-04	.00000E+00	.00000E+00
81	1	.00000E+00	-.49020E-10	-.62102E-04	-.82927E-04	.00000E+00	.00000E+00
80	1	.00000E+00	-.49828E-10	.10410E-08	-.11370E-03	.00000E+00	.00000E+00
79	1	.00000E+00	-.49828E-10	.85397E-04	-.13332E-03	.00000E+00	.00000E+00
78	1	.00000E+00	-.49828E-10	.11130E-03	-.13373E-03	.00000E+00	.00000E+00
77	1	.00000E+00	-.49020E-10	.19606E-03	-.11704E-03	.00000E+00	.00000E+00
76	1	.00000E+00	-.49828E-10	.26079E-03	-.71833E-04	.00000E+00	.00000E+00
75	1	.00000E+00	-.49828E-10	.28672E-03	.25525E-05	.00000E+00	.00000E+00
74	1	.00000E+00	-.49828E-10	.25467E-03	.10620E-03	.00000E+00	.00000E+00
73	1	.00000E+00	-.49020E-10	.16294E-03	.22376E-03	.00000E+00	.00000E+00
72	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.48622E-08	.36293E-03	.00000E+00	.00000E+00
71	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.23861E-03	.47190E-03	.00000E+00	.00000E+00
70	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.49664E-03	.50510E-03	.00000E+00	.00000E+00
69	1	.00000E+00	-.49020E-10	-.64014E-03	.50527E-03	.00000E+00	.00000E+00
68	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.78365E-03	.50533E-03	.00000E+00	.00000E+00
67	1	.00000E+00	-.49828E-10	-.97570E-03	.50537E-03	.00000E+00	.00000E+00
66	1	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00
65	1	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00
64	1	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00
63	1	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00
62	1	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00
61	1	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00
60	1	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00	.00000E+00

1	1.101E+01	-1.518E-04	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	5.233E+01
	-1.101E+01	1.518E-04	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-5.233E+01
1	5.941E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-9.503E-13
	-5.941E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
1	1.752E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.927E-13
	-1.752E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
1	1.679E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.911E-14
	-1.679E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
1	1.694E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	7.906E-15
	-1.694E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
1	1.691E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.441E-15
	-1.691E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
1	8.457E+01	-1.518E-04	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.252E-01
	-8.457E+01	1.518E-04	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.252E-01
1	1.781E-19	-6.987E-13	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.973E-13
	-1.781E-19	-3.460E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	6.574E-02
1	1.105E-19	3.460E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-6.574E-02
	-1.105E-19	-7.760E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.251E-01
1	-3.888E-19	7.760E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.251E-01
	3.888E-19	-1.206E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	5.065E-01
1	6.353E-21	1.558E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.365E-01
	-6.353E-21	-1.566E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.040E-01
1	7.693E-19	1.566E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.365E-01
	-7.693E-19	-1.574E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.666E-02
1	1.456E-18	-4.680E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.169E-01
	-1.456E-18	4.594E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.406E+02
1	2.420E-18	-4.594E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.406E+02
	-2.420E-18	4.507E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.146E+02
1	2.172E-18	-4.507E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.146E+02
	-2.172E-18	4.408E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	8.563E+01
1	2.079E-18	-4.408E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-8.563E+01
	-2.079E-18	4.310E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	5.729E+01
1	1.869E-18	-4.310E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-5.729E+01
	-1.869E-18	4.211E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.960E+01
1	1.836E-18	-4.211E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.960E+01
	-1.836E-18	4.113E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.544E+00
1	4.320E-18	-4.113E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.544E+00
	-4.320E-18	4.084E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-5.243E+00
1	3.735E-18	-4.084E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	5.243E+00
	-3.735E-18	3.982E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.206E+01
1	3.600E-18	3.901E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	3.206E+01
	-3.600E-18	-4.873E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.928E+01
1	4.089E-18	4.873E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.928E-01
	-4.089E-18	-5.027E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.373E+01
1	1.972E-18	5.027E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.373E+01
	-1.972E-18	-5.305E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.775E+01
1	1.313E-18	5.305E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.775E+01
	-1.313E-18	-5.879E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.518E+01
1	2.189E-18	5.879E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.518E+01
	-2.189E-18	-6.459E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.231E+01
1	1.950E-17	6.459E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.231E+01
	-1.950E-17	-6.959E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.164E+01
1	1.450E-17	6.959E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.164E+01
	-1.450E-17	-7.459E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.091E+01

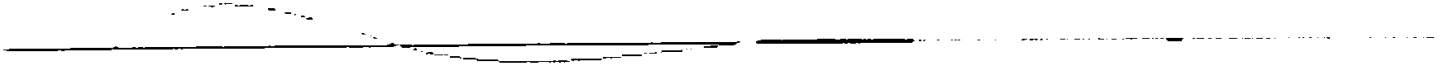
†

31	1	9.310E-16	7.459E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.091E+01
		-9.310E-16	-7.959E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.783E+01
32	1	1.032E-17	7.959E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.783E+01
		-1.032E-17	-8.783E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.231E+01
33	1	1.005E-17	9.783E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.231E+01
		-1.005E-17	-9.607E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-6.238E+00
34	1	1.021E-17	9.607E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	6.238E+00
		-1.021E-17	-1.043E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	3.747E-01
35	1	9.607E-16	1.043E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.747E-01
		-9.607E-16	-1.127E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	7.643E+00
36	1	1.024E-17	1.127E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-7.643E+00
		-1.024E-17	-1.152E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	9.922E+00
37	1	9.105E-18	1.152E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-9.922E+00
		-9.105E-18	-1.196E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.403E+01
38	1	9.888E-18	-6.988E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.403E+01
		-9.888E-18	6.542E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.166E+01
39	1	8.867E-18	-6.542E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.166E+01
		-8.867E-18	6.292E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.038E+01
40	1	9.011E-18	-6.292E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.038E+01
		-9.011E-18	5.536E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	6.802E+00
41	1	9.823E-18	-5.536E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-6.802E+00
		-9.823E-18	4.790E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	3.681E+00
42	1	9.068E-18	-4.790E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.681E+00
		-9.068E-18	4.024E-00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.018E+00
43	1	9.807E-18	-4.024E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.018E+00
		-9.807E-18	3.268E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.188E+00
44	1	9.124E-18	-3.268E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.188E+00
		-9.124E-18	2.512E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.936E+00
45	1	8.936E-18	-2.512E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.936E+00
		-8.936E-18	1.756E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-4.227E+00
46	1	8.463E-18	-1.756E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	4.227E+00
		-8.463E-18	1.256E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-4.829E+00
47	1	3.395E-18	-1.256E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	4.829E+00
		-3.395E-18	3.919E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-4.928E+00
48	1	-3.524E-18	8.749E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	4.928E+00
		3.524E-18	-8.805E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.918E+00
49	1	-5.538E-17	8.805E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.918E+00
		5.538E-17	-8.863E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	6.953E+00
50	1	-6.163E-17	8.863E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-6.953E+00
		6.163E-17	-8.956E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	3.769E+01
51	1	-1.518E-04	7.855E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.464E+01
		1.518E-04	-7.961E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.636E+01
52	1	-1.518E-04	7.961E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.636E+01
		1.518E-04	-8.147E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.989E+01
53	1	-1.518E-04	-2.333E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.989E+01
		1.518E-04	2.198E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	2.767E+01
54	1	-1.518E-04	-2.198E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.767E+01
		1.518E-04	2.121E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	3.616E+01
55	1	-1.518E-04	-2.121E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-3.616E+01
		1.518E-04	2.012E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.806E+01
56	1	-1.518E-04	-2.012E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.806E+01
		1.518E-04	7.921E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-4.166E+00
57	1	-1.518E-04	-7.921E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	4.166E+00
		1.518E-04	7.892E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-2.425E+01

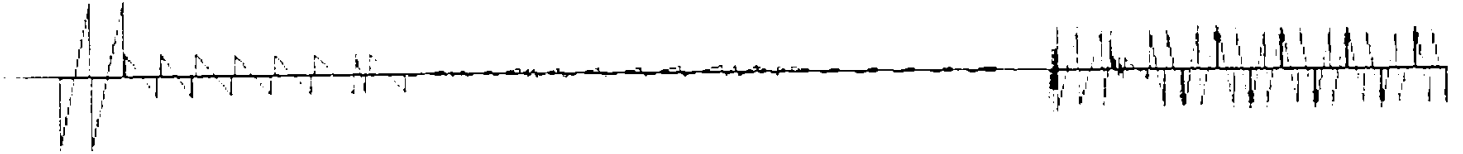
1	-1.518E-04	8.398E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.418E-01
	1.518E-04	-8.927E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.011E-01
1	-1.518E-04	8.917E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.011E-01
	1.518E-04	-8.959E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.043E-01
1	-1.518E-04	8.558E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.043E-01
	1.518E-04	-8.526E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.074E-01
1	-1.518E-04	8.497E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.074E-01
	1.518E-04	-8.526E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.105E-01
1	-1.518E-04	8.323E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.105E-01
	1.518E-04	-8.323E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.136E-01
1	-1.518E-04	8.323E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.136E-01
	1.518E-04	-8.354E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.167E-01
1	-1.518E-04	8.435E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.167E-01
	1.518E-04	-8.403E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.198E-01
1	-1.518E-04	8.403E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.198E-01
	1.518E-04	-8.403E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.229E-01
1	-1.518E-04	8.416E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.229E-01
	1.518E-04	-8.445E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.260E-01
1	-1.518E-04	8.445E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.260E-01
	1.518E-04	-8.477E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.291E-01
1	-1.518E-04	8.445E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.291E-01
	1.518E-04	-8.477E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.322E-01
1	-1.518E-04	8.460E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.322E-01
	1.518E-04	-8.428E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.353E-01
1	-1.518E-04	8.428E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.353E-01
	1.518E-04	-8.409E-01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.384E-01
1	-1.518E-04	8.391E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.384E-01
	1.518E-04	-8.420E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.415E-01
1	-1.518E-04	8.420E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.415E-01
	1.518E-04	-8.452E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.446E-01
1	-1.518E-04	8.420E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.446E-01
	1.518E-04	-8.455E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.477E-01
1	-1.518E-04	8.455E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.477E-01
	1.518E-04	-8.423E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.508E-01
1	-1.518E-04	8.423E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.508E-01
	1.518E-04	-8.394E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.539E-01
1	-1.518E-04	8.394E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.539E-01
	1.518E-04	-8.425E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.570E-01
1	-1.518E-04	8.396E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.570E-01
	1.518E-04	-8.425E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.601E-01
1	-1.518E-04	8.425E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.601E-01
	1.518E-04	-8.457E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	-1.632E-01
1	-1.518E-04	8.425E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	1.632E-01

GENERAL TIME LOG

NODAL POINT INPUT	=	.00
ELEMENT STIFFNESS FORMATION	=	.01
NODAL LOAD INPUT	=	.00
TOTAL STIFFNESS FORMATION	=	.00
STATIC ANALYSIS	=	.00
EIGENVALUE EXTRACTION	=	.00
FORCED RESPONSE ANALYSIS	=	.00
RESPONSE SPECTRUM ANALYSIS	=	.00
STEP-BY-STEP INTEGRATION	=	.01
TOTAL SOLUTION TIME	=	.02



**Figura 1 - Forma deformatei - modelare linie axială MAN & BW 5S60MC
(Greutate proprie + Excitații + Reazeme modelate ca bare cu rolă la capăt)**



**Figura 2 - Diagrama de forțe tăietoare - modelare linie axială MAN & BW 5S60MC
(Greutate proprie + Excitații + Reazeme modelate ca bare cu rolă la capăt)**



**Figura 3 - Diagrama de momente încovoietoare - modelare linie axială MAN & BW 5S60MC
(Greutate proprie + Excitații + Reazeme modelate ca bare cu rolă la capăt)**

```

0 CLS : SCREEN 0, 1: COLOR 0, 11, 6: CLS
0 LOCATE 7, 1
0 PRINT "
0 PRINT "
0 PRINT "
0 PRINT "
0 PRINT "
0 PRINT "
0 PRINT "
0 PRINT "
0 PRINT "
00 LOCATE 15, 2
10 LOCATE 18, 2
20 PRINT "Programul se numeste M P O,initialele de la metoda parametrilor in
30 COLOR 7, 4, 6
40 PRINT : PRINT " Apasati o tasta pentru continuare "
50 COLOR 0, 11, 6
60 F$ = INKEY$: IF F$ = "" THEN 160
70 CLS : PRINT : PRINT
80 GOSUB 3490
90 PRINT "Momentul de inertie I="; : INPUT IZ
100 IF IZ <> 0 THEN G3 = 1: GOTO 680
110 PI = 3.1415926#
120 GOSUB 3490
130 PRINT "Sectiunea este:"; : INPUT A$
140 IF A$ = "CERC" THEN 290
150 IF A$ = "INEL" THEN 320
160 PRINT "Diametrul D=";
170 INPUT AD
180 IZ = PI * AD ^ 4 / 64: GOTO 680
190 PRINT "Diametrul exterior De="; : INPUT ADE
200 PRINT "Diametrul interior Di="; : INPUT ADI
210 PRINT "Numarul de reazeme sau articulatii si incastrari n="; : INPUT N
220 PRINT "Nr. intervale calcul z="; : INPUT Z
230 PRINT "Lungimea barei L="; : INPUT L1
240 PRINT "Modulul de elasticitate E="; : INPUT E
250 GOSUB 3490
260 PRINT "Sageata admisibila Va="; : INPUT VA
270 GOSUB 3490
280 PRINT "Numarul de puncte in care doriti rotirea si sageata K="; : INPUT K1
290 FOR I = 1 TO K1
300 IF I > 1 THEN 790
310 IF K1 = 1 THEN PRINT "Bratul punctului este:" ELSE PRINT "Bratele acestor
320 PRINT "k"; I; "="; : INPUT K1(I)
330 NEXT I
340 GOSUB 3490
350 FOR I = 0 TO Z
360 PRINT "Momentul in punctul"; I; "este M"; I; "="; : INPUT M(I)
370 PRINT "Forta concentrata in punctul"; I; "este P"; I; "="; : INPUT P(I)
380 IF I > 0 THEN 870
390 GOSUB 3490
400 PRINT "qa"; I; "="; : INPUT QA(I)
410 PRINT "qb"; I; "="; : INPUT QB(I)
420 IF I = 0 THEN L(I) = 0 ELSE IF I = Z THEN L(I) = L1 ELSE 910
430 GOTO 920
440 PRINT "Bratul L"; I; "="; : INPUT L(I)
450 IF QA(I) = 0 THEN A1(I) = 0 ELSE A1(I) = L(I)
460 IF QB(I) = 0 THEN B1(I) = 0 ELSE B1(I) = L(I)
470 IF B1(I) = 0 THEN 1020
480 FOR J = 1 TO Z
490 U = I - J
500 IF A1(U) <> 0 THEN 1010
510 IF U = 0 THEN 1010
520 U = I - J
530 NEXT J
540 BA(U) = B1(I) - A1(U): BB(U) = B1(I) + A1(U)

```

```

020 IF I <> 0 AND I <> Z THEN 1110
030 PRINT "Exista incastrare?(DA/NU)"; : INPUT C$
040 IF C$ = "NU" THEN 1110
050 M1(I) = 1: B$ = "DA": IF I = Z AND M1(0) = 1 THEN 1140
060 PRINT "Exista articulatie interioara?(DA/NU)"; : INPUT D$
070 IF D$ = "NU" THEN 1140
080 PRINT "Bratul ei este La="; : INPUT LA
090 PRINT "Ati numerotat articulatia interioara cu nr:"; : INPUT H
100 GOTO 1140
110 PRINT "Exista reazem?(DA/NU)";
120 INPUT B$
130 IF B$ = "NU" THEN 1190
140 J = K + 1
150 K = J
160 AV(J) = L(I): IF B$ = "NU" THEN 1200
170 H(J) = I
180 GOTO 1210
190 IF I = 0 OR I = Z THEN 1140 ELSE 1210
200 IF I = 0 OR I = Z THEN V(I) = 1
210 NEXT I
220 CLS : PRINT "                R E Z O L V A R E": PRINT
230 PRINT "Momentul de inertie I="; : PRINT USING "+#.###^"; IZ; : PRINT "
240 IF LA = 0 THEN 1330
250 FOR I = 0 TO H
260 MA = MA + M(I): PB = PB + P(I) * (LA - L(I));
270 QC = QC + QA(I) * BA(I) * (LA - BB(I) / 2)
280 NEXT I
290 FOR I = H TO Z
300 MB = MB + M(I): PC = PC + P(I) * (LA - L(I));
310 QD = QD + QA(I) * BA(I) * (LA - BB(I) / 2)
320 NEXT I
330 FOR I = 0 TO Z
340 P = P + P(I): M = M + M(I)
350 Q = Q + QA(I) * BA(I): PA = PA + P(I) * (L1 - L(I))
360 QA = QA + QA(I) * BA(I) * (L1 - BB(I) / 2)
370 NEXT I
380 IF V(0) = 1 AND V(Z) = 1 THEN R = N + 3 ELSE IF V(0) = 1 OR V(Z) = 1 THEN
390 FOR I = 0 TO Z - 1
400 FOR J = 2 TO R - 1
410 IF AV(J) <= L(I) THEN 1510
420 MA(J) = MA(J) + M(I) * (AV(J) - L(I)) ^ 2 / 2
430 PB(J) = PB(J) + P(I) * (AV(J) - L(I)) ^ 3 / 6
440 QB1(J) = QB1(J) + QA(I) * (AV(J) - A1(I)) ^ 4 / 24
450 QC(J) = QC(J) + QB(I) * (AV(J) - B1(I)) ^ 4 / 24
460 IF M1(Z) <> 1 THEN 1510
470 MA1(J) = MA1(J) + M(I) * (AV(J) - L(I))
480 PB1(J) = PB1(J) + P(I) * (AV(J) - L(I)) ^ 2 / 2
490 QB2(J) = QB2(J) + QA(I) * (AV(J) - A1(I)) ^ 3 / 6
500 QC1(J) = QC1(J) + QB(I) * (AV(J) - B1(I)) ^ 3 / 6
510 NEXT J
520 NEXT I
530 DIM A(R + 3, R + 5)
540 FOR J = 1 TO R + 3
550 FOR I = 1 TO R + 5
560 IF J = R + 1 THEN A(J, 1) = 1 ELSE IF J = 1 OR J = 2 OR J > R + 1 THEN A
570 IF J = 1 OR J = 2 OR J > R THEN A(J, R + 2) = 0 ELSE A(J, R + 2) = 1
580 IF J = 1 OR J = R + 3 THEN A(J, R + 3) = 0 ELSE IF J = 2 OR J = R + 2 THE
590 IF J = 2 OR J = R + 3 THEN A(J, R + 4) = -1 ELSE A(J, R + 4) = 0
600 IF J = R + 1 THEN A(J, R + 5) = 1 ELSE IF J = 1 OR J = 2 OR J > R + 1 THE
610 IF I = R + 1 THEN A(1, I) = P + Q ELSE IF I > 1 AND I <= R THEN A(1, I)
620 IF I = R + 1 THEN A(2, I) = M + PA + QA ELSE IF I > 1 AND I <= R THEN A(
630 IF I = R + 1 AND J > 2 AND J <= R THEN A(J, I) = -(MA(J - 1) + PB(J - 1)
640 IF J > 2 AND J <= R AND I <= R AND I >= J THEN A(J, I) = 0
650 IF J > 2 AND J <= R AND I > 1 AND I < J THEN A(J, I) = -(AV(J - 1) - AV(I)

```

```

1660 IF I > 1 AND I < R THEN A(R + 1, I) = -(AV(R - 1) - AV(I - 1)) ^ 2 / 2
1670 A(R + 1, R) = 0: A(R + 1, R + 1) = -(MA1(R - 1) + PB1(R - 1) + QB2(R - 1)
1680 A(R + 2, R + 1) = MA + PB + QC: A(R + 3, R + 1) = -(MB + PC + QD)
1690 IF LA = 0 THEN 1730
1700 AR(I) = LA - AV(I - 1)
1710 IF I > 1 AND I <= R AND AR(I) > 0 THEN A(R + 2, I) = AR(I)
1720 IF I > 1 AND I <= R AND AR(I) < 0 THEN A(R + 3, I) = -AR(I)
1730 NEXT I
1740 NEXT J
1750 IF LA = 0 THEN 1840
1760 FOR I = 2 TO R + 1
1770 SWAP A(2, I), A(R + 3, I)
1780 NEXT I
1790 IF M1(0) <> 1 THEN 1840
1800 FOR I = 1 TO R + 1
1810 SWAP A(R + 1, I), A(R + 2, I)
1820 NEXT I
1830 NEXT J
1840 IF M1(0) <> 1 THEN 1880
1850 FOR J = 1 TO R + 1
1860 SWAP A(J, 1), A(J, R + 3)
1870 NEXT J: GOTO 1920
1880 IF V(0) <> 1 THEN 1920
1890 FOR J = 1 TO R + 1
1900 SWAP A(J, 1), A(J, 2): SWAP A(J, 1), A(J, R + 2)
1910 NEXT J
1920 IF M1(Z) <> 1 THEN 2040
1930 FOR J = 1 TO R + 2
1940 SWAP A(J, R + 1), A(J, R + 2): SWAP A(J, R - 1), A(J, R + 4)
1950 NEXT J
1960 IF LA = 0 THEN 2080
1970 IF M1(0) = 1 AND M1(Z) <> 1 THEN 2010
1980 FOR J = 1 TO R + 2
1990 SWAP A(J, R + 2), A(J, R + 3): SWAP A(J, R + 2), A(J, R + 5)
2000 NEXT J: GOTO 2040
2010 FOR J = 1 TO R + 2
2020 SWAP A(J, R + 1), A(J, R + 2): SWAP A(J, R + 1), A(J, R + 5)
2030 NEXT J
2040 IF V(Z) <> 1 THEN 2080
2050 FOR J = 1 TO R
2060 SWAP A(J, R), A(J, R + 1)
2070 NEXT J
2080 IF V(Z) = 1 THEN O = R - 1 ELSE IF M1(Z) = 1 THEN O = R + 1 ELSE O = R
2090 IF LA <> 0 THEN O = O + 1
2100 FOR J = 1 TO O - 1
2110 GOSUB 2340
2120 IF A(K, J) <> 0 GOTO 2140
2130 PRINT "SIST. INCOMPAT.": GOTO 2410
2140 FOR I = J TO O + 1
2150 SWAP A(J, I), A(K, I)
2160 NEXT I
2170 FOR I = J + 1 TO O
2180 A12 = A(I, J)
2190 FOR L = J TO O + 1
2200 A(I, L) = A(I, L) - A12 * A(J, L) / A(J, J)
2210 NEXT L
2220 NEXT I
2230 NEXT J
2240 IF A(O, O) = 0 THEN 2130
2250 X(O) = A(O, O + 1) / A(O, O)
2260 FOR J = 1 TO O - 1
2270 X(O - J) = A(O - J, O + 1)
2280 FOR I = 0 TO J - 1
2290 X(O - J) = X(O - J) - A(O - J, O - I) * X(O - I)

```

```

300 NEXT I
310 X(O - J) = X(O - J) / A(O - J, O - J)
320 NEXT J
330 GOTO 2410
340 K = J
350 MAA = ABS(A(J, J))
360 FOR T = J TO O
370 IF ABS(A(T, J)) <= MAA GOTO 2390
380 MAA = ABS(A(T, J)): K = T
390 NEXT T
400 RETURN
410 IF V(0) = 1 THEN 2510
420 IF M1(0) = 1 THEN 2590
430 CO = X(1)
440 PRINT "Rotirea in origine FO="; : PRINT USING "+#.###^"; X(1) / (E * I
450 FOR I = 1 TO N
460 J = H(I)
470 PRINT "Reactiunea in punctul"; J; "este V"; J; "="; X(I + 1); "N": V1(J)
480 P(J) = P(J) - X(I + 1)
490 NEXT I
500 GOTO 2660
510 PRINT "Sageata in origine VO="; : PRINT USING "+#.###^"; X(1) / (E * I
520 DO = X(1): CO = X(2)
530 FOR I = 2 TO N + 1
540 J = H(I)
550 PRINT "Reactiunea in punctul"; J; "este V"; J; "="; X(I + 1); "N": V1(J)
560 P(J) = P(J) - X(I + 1)
570 NEXT I
580 GOTO 2660
590 PRINT "Momentul in origine MO="; : PRINT USING "+#.###^"; X(1); : PRI
600 M(O) = M(O) - X(1)
610 FOR I = 1 TO N
620 J = H(I)
630 PRINT "Reactiunea in punctul"; J; "este V"; J; "="; X(I + 1); "N": V1(J)
640 P(J) = P(J) - X(I + 1)
650 NEXT I
660 IF LA = 0 THEN 2700
670 DF(H) = X(O): PRINT "Saltul de panta introdus de articulatia interioara D
680 IF M1(Z) = 1 THEN M(Z) = M(Z) - X(O - 1)
690 PRINT "Momentul in capatul barei M"; Z; "="; : PRINT USING "+#.###^";
700 IF M1(Z) = 1 THEN M(Z) = M(Z) - X(O) ELSE 2720
710 PRINT "Momentul in capatul barei M"; Z; "="; : PRINT USING "+#.###^";
720 D(O) = CO: E(O) = DO
730 FOR I = 0 TO Z - 1
740 A3(I + 1) = A3(I) + (QA(I) - QB(I)) / 6
750 B(I + 1) = B(I) + (P(I) - QA(I) * A1(I) + QB(I) * B1(I)) / 2
760 C(I + 1) = C(I) + M(I) - P(I) * L(I) + (QA(I) * A1(I) ^ 2 - QB(I) * B1(I)
770 D(I + 1) = D(I) + DF(I) - M(I) * L(I) + P(I) * L(I) ^ 2 / 2 - (QA(I) * A1
780 E(I + 1) = E(I) - DF(I) * LA + M(I) * L(I) ^ 2 / 2 - P(I) * L(I) ^ 3 / 6
790 AA(I + 1) = A3(I + 1) / 4: AB(I + 1) = B(I + 1) / 3: AC(I + 1) = C(I + 1)
800 PRINT : PRINT "Functia rotirii pe intervalul"; I + 1
810 PRINT "EIF("; I + 1; ")=";
820 IF A3(I + 1) = 0 THEN 2840
830 PRINT USING "+#.###^"; A3(I + 1); : PRINT " X^3 ";
840 IF B(I + 1) = 0 THEN 2860
850 PRINT USING "+#.###^"; B(I + 1); : PRINT " X^2 ";
860 IF C(I + 1) = 0 THEN 2880
870 PRINT USING "+#.###^"; C(I + 1); : PRINT " X ";
880 IF D(I + 1) = 0 THEN PRINT : GOTO 2900
890 PRINT USING "+#.###^"; D(I + 1)
900 PRINT : PRINT "Functia sagetii pe intervalul"; I + 1
910 PRINT "EIV("; I + 1; ")=";
920 IF AA(I + 1) = 0 THEN 2940
930 PRINT USING "+#.###^"; AA(I + 1); : PRINT " X^4 ";

```

```

940 IF AB(I + 1) = 0 THEN 2960
950 PRINT USING "+#.###^^^"; AB(I + 1); : PRINT " X^3 ";
960 IF AC(I + 1) = 0 THEN 2980
970 PRINT USING "+#.###^^^"; AC(I + 1); : PRINT " X^2 ";
980 IF AD(I + 1) = 0 THEN 3000
990 PRINT USING "+#.###^^^"; AD(I + 1); : PRINT " X ";
000 IF E(I + 1) = 0 THEN PRINT : GOTO 3020
010 PRINT USING "+#.###^^^"; E(I + 1)
020 DEF FNA (X) = A3(I + 1) / 1E+09 * X ^ 3 + B(I + 1) / 1E+09 * X ^ 2 + C(I
030 DEF FNB (X) = AA(I + 1) * X ^ 4 + AB(I + 1) * X ^ 3 + AC(I + 1) * X ^ 2 -
040 IF CSRLIN < 12 THEN 3080
050 PRINT : COLOR 7, 4, 6: PRINT "Apasati o tasta pentru continuare"
060 COLOR 0, 11, 6: G$ = INKEY$: IF G$ = "" THEN 3060
070 CLS
080 IF K1 = 0 THEN 3210
090 FOR J = 1 TO K1
100 X = K1(J)
110 IF X > L(I + 1) OR X <= L(I) THEN 3190
120 F = FNA(X) * 1E+09
130 V = FNB(X)
140 PRINT : PRINT "Rotirea la distanta "; X; "de origine F("; X; ")="; : PRIN
150 IF LA = 0 OR LA <> 0 AND X <> LA THEN 3180
160 F1 = (F + DF(H)) / (E * IZ)
170 PRINT "Rotirea imediat dupa articulatia interioara F1("; LA; ")="; : PRIN
180 PRINT "Sageata la distanta "; X; "de origine V("; X; ")="; : PRINT USING
190 IF X = 0 AND I = 0 THEN 3120
200 NEXT J
210 A2 = L(I): B2 = L(I + 1)
220 A1 = SGN(FNA(A2)): B1 = SGN(FNA(B2))
230 IF ABS(FNA(A2)) > .001 THEN 3250 ELSE Y = A2
240 IF Y = A2 THEN 3390
250 IF ABS(FNA(B2)) < .001 THEN Y = B2
260 IF Y = B2 THEN 3390
270 IF A1 * B1 = 0 THEN 3360
280 IF A1 * B1 > 0 THEN 3420
290 D1(2 + A1) = A2: D1(2 - A1) = B2
300 Y = (D1(1) + D1(3)) / 2
310 Y1 = SGN(FNA(Y))
320 IF Y1 = 0 THEN 3390
330 D1(2 + Y1) = Y
340 IF ABS(D1(1) - D1(3)) / ABS(D1(1) + D1(3)) < .000005 THEN 3390
350 GOTO 3300
360 IF A1 = 0 THEN 3380
370 Y = B2: GOTO 3390
380 Y = A2
390 IF Y < L(I) OR Y >= L(I + 1) THEN 3420
400 IF INT(ABS(FNB(Y))) <> 0 THEN PRINT : PRINT "Sageata maxima pe intervalu
410 VA1 = ABS(FNB(Y) / (E * IZ))
420 NEXT I
430 IF VA1 = 0 THEN PRINT "Functia sagetii nu prezinta max. pe interval"
440 IF VA = 0 THEN 3690
450 IF VA1 < VA THEN 3690
460 COLOR 7, 4, 6: PRINT " Rulati din nou programul fie marind sectiunea bar
470 COLOR 0, 11, 6
480 GOTO 3690
490 COLOR 7, 4, 6
500 G1 = CSRLIN
510 LOCATE 1, 1
520 IF G2 <> 0 THEN 3640
530 IF G3 <> 0 THEN G = G + 2 ELSE G = G + 1
540 ON G GOTO 3560, 3570, 3590, 3610, 3620, 3630, 3650
550 PRINT "Apasati o tasta pentru continuare": GOTO 3650
560 PRINT " Introduceti datele problemei exprimate in N si mm fara a tasta si
570 PRINT "Programul calculeaza momentul de inertie fata de axa Z pentru sect

```

```
580 GOTO 3650
590 PRINT "
600 GOTO 3650
610 PRINT " Numerotati punctele caracteristice de la stinga la dreapta incepi
620 PRINT " Introduceti fortele, momentele si bratele acestora incepind din c
630 PRINT " Am marcat inceputul fortei uniform distribuite cu qa iar sfirsit
650 COLOR 0, 11, 6
660 LOCATE G1, 1
670 G1 = 0: G2 = 0: G3 = 0
680 RETURN
690 END
```


cho off

s

HO ý

HO ý DACA DORIT CU TIPARIREA REZULTATELOR PE IMPRIMANTA APASATI ENTER

HO ý

HO ý DACA DORITI AFISAREA DATELOR PE ECRAN APASATI CTRL+PAUSE SI LANSATI RUN

HO ý

USE

HO ý

HO ý IMPRIMANTA TREBUIE SA FIE ALIMENTATA CU HARTIE SI SA FIE ON

HO ý

USE

BASIC mpo_PR