

CERCETĂRI ASUPRA FACTORILOR CARE INFLUENȚEAZĂ CAPACITATEA DE ASPIRAȚIE A VENTILATORULUI TRANSVERSAL

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer la
Universitatea „Politehnica” din Timișoara
în domeniul Inginerie Mecanică
de către

Ing. Ioan Marcel INDRE

Conducător științific: Prof. univ. dr. ing. Constantin ȘTEFAN

Referenți științifici: Prof. univ. onorif. dr. ing. Nicolae BRIA
Prof. univ. dr. ing. Mircea BĂDESCU
Prof. univ. dr. ing. Mircea BĂRGLĂZAN

Ziua susținerii tezei: 26.09.2008

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2008

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Obiectivul fundamental al cercetărilor ce le-am efectuat, cu ocazia întocmirii acestei teze de doctorat, l-a constituit studiile teoretice și cercetările experimentale pentru optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai ventilatorului transversal în cazul când fazele de proces sunt realizate pe aspirație și nu pe refulare, cu privire la câmpul aerodinamic.

Ventilatorul transversal reprezintă un generator de câmp aerodinamic, de presiune joasă și medie, ce funcționează pe un principiu diferit de cel realizat de ventilatoarele centrifuge și axiale. Deși el a fost inventat de francezul Paul Mortier încă din anul 1892, în țara noastră a început să fie utilizat cu câteva decenii în urmă, el pătrunzând la noi ca generator de câmp aerodinamic atât în cadrul instalațiilor pentru realizarea de perdele pneumatice în marile hale industriale cât și pentru realizarea de instalații de climatizare.

În domeniul mașinilor agricole ventilatorul transversal a pătruns ca generator de câmp aerodinamic în cadrul camerelor de curățire de la combinele moderne de recoltat cereale păioase.

În ultimul timp atât în țara noastră cât mai cu seamă în statele cu o industrie constructoare de mașini puternic dezvoltată, în condițiile unei concurențe acerbe ale economiei de piață, o atenție deosebită a fost acordată dezvoltării ventilatoarelor transversale, care au început să fie folosite din ce în ce mai mult, atât în producția industrială cât și în cea agricolă.

Dacă sub aspectul optimizării parametrilor constructivi și funcționali literatura de specialitate prezintă un volum relativ consistent de date pentru faza de refulare a acestui tip de ventilator, pentru optimizarea fazei de aspirație, atât din punct de vedere a construcției și parametrilor funcționali ai rotorului, cât și a profilului pereților carcasei și a unghiului de deschidere a ferestrei de aspirație, studiile și datele experimentale, atât din literatura străină cât și din literatura indigenă, sunt total insuficiente.

Completarea acestui gol și aducerea unor contribuții de substanță în acest domeniu, a constituit stimulul pentru abordarea unei astfel de cercetări și prezentarea în final a unor rezultate ferme, convingătoare și care să satisfacă, pe de o parte exigențele proiectării unor astfel de ventilatoare, în cazul în care ele au o destinație generală, lucrând ca generatoare de câmp în diverse rețele aerodinamice, cât și stabilirea cu această ocazie a condițiilor particulare de optimizare a construcției și funcționării acestui tip de ventilator, atunci când lucrează ca generator de câmp aerodinamic în construcția mașinilor agricole de curățit amestecuri cerealiere rezultate în urma recoltării mecanizate.

Perfecționarea continuă a tehnologiilor de prelucrare a produselor cerealiere după recoltare, impune perfecționarea utilajelor de curățit și sortat material semincer în două direcții: aceea de creștere a capacității de prelucrare în unitatea de timp și respectiv de realizare a unui proces de lucru la indici de calitate superiori.

Pentru variantele de mașini ce folosesc câmpul aerodinamic ca mijloc de execuție a unor faze de lucru, înlocuirea ventilatoarelor centrifuge sau axiale cu ventilatorul transversal, reprezintă una din soluțiile tehnice care răspunde posibilității de îndeplinire a ambelor obiective amintite, adică, creșterea capacității de prelucrare și respectiv, asigurarea unui proces de lucru la indici înalți de calitate.

Integrarea ventilatorului transversal în construcția acestor utilaje astfel încât faza de proces să se realizeze pe aspirația ventilatorului, conduce la asigurarea unor soluții constructive compacte, cu gabarite reduse și cu posibilități de combinare a organelor de lucru în cadrul sistemelor tehnice de prelucrare astfel încât, schema constructivă a acestor utilaje să se simplifice.

În aceste condiții, se pot realiza utilaje de curățit mai simple, cu o manipulare mai ușoară, cu o mai mare interschimbabilitate a organelor de lucru crescând prin aceasta gradul lor de universalitate.

Faptul că pentru utilajele de precurățit și curățit amestecuri cerealiere, este necesar și suficient un câmp aerodinamic de presiune joasă sau medie, ventilatorul transversal devine mijlocul ideal pentru generarea acestui câmp. Realizarea fazei respective de proces prin aspirare ci nu prin refulare, beneficiază de o distribuție a câmpului aerodinamic la un indice de uniformitate superior celui înregistrat în secțiunea finală de refulare. Stabilirea soluțiilor tehnice constructive și funcționale în această variantă, reprezintă obiectivul fundamental al acestei teze de doctorat.

Pe această cale doresc să aduc mulțumiri tuturor celor care într-un fel sau altul m-au sprijinit și au fost alături de mine în realizarea acestei lucrări.

Doresc să mulțumesc cu ales respect, conducătorului meu științific, domnului profesor universitar doctor inginer Constantin ȘTEFAN, pentru îndrumarea competentă în toți acești ani. Exigența caracteristică domniei sale, sfaturile generatoare de optimism și încredere, materialul bibliografic bogat pus la dispoziție m-au ajutat pe toată perioada de pregătire și elaborare a tezei.

Aduc cele mai calde mulțumiri, pentru ideile și sugestiile oferite, întregului colectiv de cadre didactice de la Catedra de Ingineria Transporturilor a Facultății de Mecanică de la Universitatea „Politehnica” Timișoara.

Mulțumirile mele se îndreaptă spre conducerea Colegiului Tehnic „Ioan Ciordaș” Beiuș, în mod special spre domnul director prof. Nicolae ILE pentru amabilitatea și sprijinul acordat de-a lungul timpului.

Exprim mulțumiri, colegului și prietenului meu, prof. Manuel BERCOVICI care cu pasiune și pricepere m-a ajutat la tehnoredactarea computerizată a acestei lucrări.

De asemenea aduc mulțumiri colegilor, mai ales celor de la Catedra Tehnică pentru susținere și încurajare.

Nu în ultimul rând aduc calde mulțumiri familiei mele, în special soției și copiilor noștri, care, în toți acești ani, au preluat o parte din sarcinile care de drept mi se cuveneau, m-au ajutat moral și material, făcând posibilă finalizarea acestei teze de doctorat.

Timișoara, septembrie 2008

Indre Ioan Marcel

Indre, Ioan Marcel

**CERCETĂRI ASUPRA FACTORILOR CARE INFLUENȚEAZĂ
CAPACITATEA DE ASPIRAȚIE A VENTILATORULUI
TRANSVERSAL**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 40, Editura Politehnica, 2008,
180 pagini, 219 figuri, 67 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN: 978-973-625-718-6

Cuvinte cheie: ventilator transversal, stand experimental, capacitate de aspirație, câmp aerodinamic uniform, turbion potențial, proces de lucru

Rezumat,

Cercetările teoretice și experimentale efectuate cu ocazia întocmirii acestei teze de doctorat au vizat stabilirea tipului de factori cât și măsura în care aceștia influențează mărimea debitului de aer aspirat de ventilatorul transversal, precum și uniformitatea de repartiție a câmpului aerodinamic aspirat, pe întreaga suprafață a ferestrei de aspirație a acestui tip de ventilator.

Realizarea fazei procesului de lucru prin aspirare ci nu prin refulare beneficiază de o distribuție a câmpului aerodinamic la un indice de uniformitate superior celui înregistrat în secțiunea finală de refulare, ceea ce reprezintă o posibilitate de lărgire a domeniului de utilizare a ventilatorului transversal și de modernizare a mașinilor și instalațiilor în care acesta este implementat.

Rezultatele acestei cercetări urmează să fie valorificate la perfecționarea construcției, creșterea capacității de lucru și îmbunătățirea calității procesului de separare a amestecurilor cerealiere, efectuate cu mașinile de precurățit și curățit semințe.

CUPRINS

INTRODUCERE	10
1. STUDIUL PARTICULARITĂȚILOR CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE ALE VENTILATOARELOR TRANSVERSALE ȘI DOMENII DE UTILIZARE A ACESTORA	14
1.1 Principiul constructiv al ventilatorului transversal	14
1.2. Principiul funcțional al ventilatorului transversal	15
1.3. Performanțele energetice ale ventilatorului transversal și compararea acestora cu ale celorlalte tipuri de ventilatoare ...	16
1.4. Avantajele și dezavantajele ventilatorului transversal	19
1.5. Utilizarea ventilatoarelor transversale în domeniul mașinilor și instalațiilor industriale	20
1.5.1. Exemple de implementare în rețele pneumatice și standuri specializate	20
1.5.2. Exemple din domeniul aparaturii de climatizare și confort biologic	21
1.6. Utilizarea ventilatorului transversal în domeniul mașinilor și instalațiilor agro-alimentare	23
1.6.1. Exemple de utilizare a ventilatorului transversal în construcția mașinilor agricole de recoltat produse vegetale	23
1.6.2. Exemple de utilizare a ventilatoarelor în construcția mașinilor agricole de curățit semințe	26
1.7. Concluzii	32
2 SINTEZA BAZELOR TEORETICE PENTRU OPTIMIZAREA CONSTRUCȚIEI ȘI FUNCȚIONĂRII VENTILATORULUI TRANSVERSAL CÂND PROCESUL DE LUCRU ESTE REALIZAT PE ASPIRAȚIE	34
2.1. Studii asupra legilor generale ale rotoarelor radiale dublu traversate.....	34
2.2. Contribuții teoretice privind studiul procesului de curgere a aerului prin rețeaua de palete în vederea stabilirii parametrilor constructivi și funcționali de bază ai rotorului	36
2.3. Sinteza teoriei curgerii potențiale plane influențată de un turbion activ la curgerea aerului prin spațiul gol al rotorului .	40
2.4. Schema aerodinamică și simbolizarea principalilor parametri constructivi ai ventilatorului transversal	43
2.5. Stabilirea parametrilor constructivi ai rotorului	44
2.5.1. Considerații asupra geometriei și numărului de palete	44
2.5.2. Contribuții la proiectarea discurilor profilate pentru fixarea paletelor	46
2.5.3. Contribuții la definitivarea bazei teoretice pentru profilarea paletelor rotorului	47

2.6. Stabilirea parametrilor constructivi ai carcasei	49
2.6.1. Studii asupra factorilor ce delimitează mărimea zonei de aspirație a carcasei	49
2.6.2. Profilarea peretelui inferior al carcasei	51
2.6.3. Profilarea peretelui superior al carcasei	54
2.7. Studii asupra factorilor ce influențează debitul ventilatorului transversal	57
2.8. Presiunea realizată de ventilatorul transversal	59
2.9. Nivelul de zgomot	62
3. STUDII ASUPRA FACTORILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI CE INFLUENȚEAZĂ CAPACITATEA DE ASPIRAȚIE A AERULUI DE CĂTRE VENTILATORUL TRANSVERSAL	63
3.1. Influențarea capacității de aspirație a ventilatorului transversal prin măsuri de dirijare a turbionului	63
3.2. Dependența debitului ventilatorului transversal de diametrul d_2 , de turația n și de densitatea ρ a aerului	68
3.3. Dependența debitului ventilatorului transversal de desimea rețelei τ a rotorului și de valoarea unghiului β_2 al paletelor	68
3.4. Posibilități de influențare a direcției de aspirare a aerului de către ventilatorul transversal	69
3.5. Corelarea dependenței debitului ventilatorului transversal de unghiurile de deschidere ale ferestrei de aspirație și de numărul de palete ale rotorului	70
3.6. Evidențierea influenței mărimii interstițiului dintre peretele inferior al carcasei și rotor precum și măsuri constructive specifice pentru eliminarea efectelor negative ale curenților inverși	71
3.7. Contribuții la exprimarea pe cale teoretică a dependenței $p=f(Q)$, în cazul când ventilatorul transversal realizează procesul de lucru pe aspirație	72
4. STUDII ȘI CERCETĂRI, PRIN INTERMEDIUL MODELĂRII PE CALCULATOR, A PROFILULUI CURGERII AERULUI PRIN VENTILATORUL TRANSVERSAL	75
4.1. Studii și cercetări privind modelarea numerică a ventilatoarelor transversale	75
4.2. Particularitățile constructive ale modelelor de ventilatoare transversale supuse modelării	77
4.2.1. Construcția rotoarelor ventilatoarelor transversale supuse modelării	77
4.2.2. Construcția carcaselor ventilatoarelor transversale supuse modelării	78
4.3. Rezultatele modelării programate pe calculator	79
4.3.1. Rezultatele modelării pentru varianta I de ventilator transversal	79
4.3.2. Rezultatele modelării pentru varianta a II-a de ventilator transversal	82
4.4. Analiza rezultatelor obținute prin modelare pe calculator	85
4.5. Concluzii	86

5. CERCETĂRI PRIVIND STRUCTURA ȘI REALIZAREA STANDULUI EXPERIMENTAL	87
5.1. Cerințe față de conceperea standului experimental	87
5.2. Contribuții la proiectarea standului experimental în vederea optimizării procesului de aspirație realizat de ventilatorul transversal	87
5.2.1. Structura standului pentru experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație	87
5.2.2. Structura standului pentru experimentarea ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație	89
5.3. Instrumente și aparate de măsură	90
5.3.1. Construcția dispozitivului coordonator al tubului Pitot-Prandtl	90
5.3.2. Particularități constructiv-funcționale ale tubului Pitot-Prandtl folosit la măsurarea vitezei curentului de aer	92
5.3.3. Aparate pentru măsurarea parametrilor de stare a aerului	97
5.3.4. Aparate pentru măsurarea turației și puterii la arborele ventilatorului transversal	98
5.4. Construcția ventilatoarelor transversale experimentate	100
5.4.1. Construcția rotoarelor ventilatoarelor transversale	100
5.4.2. Construcția carcaselor ventilatoarelor transversale	103
5.5. Contribuții la stabilirea formei capului tubulaturii de aspirare în zona de racordare la fereastra de aspirare a ventilatorului transversal	105
6. METODICA EXPERIMENTALĂ	107
6.1. Considerații generale	107
6.2. Metodica împărțirii secțiunilor de măsură	108
6.2.1. Împărțirea secțiunii finale de refulare a ventilatorului	108
6.2.2. Împărțirea secțiunii de măsurare din interiorul rotorului	109
6.2.3. Împărțirea secțiunii de măsurare din tubulatura de aspirație	109
6.3. Metodica efectuării măsurătorilor	110
6.3.1. Metodica efectuării măsurătorilor în secțiunea finală de refulare	110
6.3.2. Metodica efectuării măsurătorilor la curgerea aerului prin rotorul ventilatorului	111
6.3.3. Metodica efectuării măsurătorilor în tubulatura de aspirație	112
6.3.4. Metodica efectuării măsurătorilor în vederea ridicării datelor pentru construirea caracteristicii energetice a ventilatorului	114

6.4. Expresii analitice folosite pentru calculul rezultatelor experimentale	115
6.4.1. Calculul parametrilor măsurăți la experimentarea pe stand	115
6.4.2. Erori la măsurarea presiunilor și vitezelor	117
6.4.3. Stabilirea neuniformității câmpurilor aerodinamice .	119
7. CERCETĂRI EXPERIMENTALE	121
7.1. Experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație	121
7.1.1. Cercetări privind influența mărimii unghiului de aspirație q_a asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal	121
7.1.2. Cercetări privind influența zonei de amplasare a ferestrei de aspirație asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului .	127
7.1.3. Cercetări privind influența mărimii spațiului interpaletar asupra structurii câmpurilor aerodinamice și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal	131
7.1.4. Cercetări privind evoluția câmpului de viteze la curgerea aerului prin rotorul ventilatorului transversal	136
7.1.5. Cercetări privind influența mărimii interstițiului dintre peretele inferior al carcasei și rotor asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal	138
7.1.6. Cercetări privind influența mărimii diametrului d_2 al rotorului asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal	141
7.2. Experimentarea ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație	145
7.2.1. Cercetări privind influența turației rotorului asupra structurii câmpului de viteză din tubulatura de aspirație cu cameră de sedimentare și a capacității de aspirație a ventilatorului	145
7.2.2. Cercetări privind influența profilelor, de uniformizarea dirijării aerului în tubulatură, asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului	150
7.2.3. Cercetări asupra structurii câmpului de viteză din tubulatura de aspirație fără cameră de sedimentare	153
7.2.4. Cercetări privind influența tubulaturii de aspirație asupra câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului	156
7.3. Experimentări pentru ridicarea datelor în vederea trasării caracteristicii energetice a ventilatorului transversal ce lucrează pe aspirație	161

8. ANALIZA REZULTATELOR EXPERIMENTALE	163
8.1. Analiza rezultatelor la experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație	163
8.2. Analiza rezultatelor la experimentarea ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație	164
8.3. Analiza parametrilor funcționali ai ventilatorului în cadrul caracteristicii energetice pe aspirație	165
8.4. Analiza situațiilor corespunzător cărora debitul de aer aspirat este maxim	166
8.5. Analiza situațiilor corespunzător cărora uniformitatea câmpului aerodinamic aspirat este maximă	167
CONCLUZII FINALE	168
CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI RECOMANDĂRI	170
BIBLIOGRAFIE	171

INTRODUCERE

Sarcinile cercetării științifice în domeniul construcției de mașini în general, respectiv construcției de mașini agricole în particular, vizează în principal realizarea de soluții constructive capabile să lucreze în condiții de productivități ridicate la un nivel calitativ din ce în ce mai înalt și la costuri cât mai reduse.

În domeniul mașinilor agricole de recoltat și condiționat produsele după recoltare, una dintre direcțiile fundamentale de evoluție în construcția acestora o reprezintă creșterea cantității de alimentare. Această creștere s-a realizat în principal prin creșterea lățimii de lucru, care reprezintă parametrul de bază pentru creșterea productivității muncii și realizarea de utilaje de mare capacitate de lucru, influențând în acest fel parametrii funcționali pentru toate celelalte organe ce participă la realizarea procesului tehnologic.

În cadrul mașinilor de recoltat și curățit semințe sau alte produse agricole recoltate, eliminarea unei bune părți din componentele ce însoțesc cultura de bază, se realizează cu ajutorul câmpului aerodinamic furnizat de ventilatoare centrifuge, de obicei dublu aspirante cât și, uneori, de ventilatoare axiale.

Schemele tehnologice de la o serie de mașini și instalații agricole conțin ventilatoare centrifuge care efectuează fazele procesului de lucru, fie pe refulare, fie pe aspirație.

În condițiile creșterii continue a lățimii de lucru a acestor mașini s-a pus în evidență faptul că aceste tipuri de ventilatoare nu mai pot răspunde exigențelor de calitate impuse câmpurilor aerodinamice distribuite asupra masei de produse, lucru ce influențează negativ asupra gradului de puritate a produsului final obținut cât și asupra pierderilor de recoltă. De aceea efectuarea de cercetări științifice care să ducă la soluții constructive de generatoare de câmp aerodinamic, capabile să asigure distribuirea la parametri superiori de calitate pe toată lățimea de lucru, a devenit o prioritate. Dintre tipurile de ventilatoare utilizate, cel care răspunde cel mai bine acestor cerințe, este ventilatorul transversal.

În ceea ce privește evoluția construcției și utilizării ventilatorului transversal se face precizarea că, după ce a fost inventat de francezul Paul Mortier în anul 1892, principiul lui de funcționare a fost studiat de mai mulți cercetători germani, ruși, americani ș.a. abia cu puțin timp înainte de cel de-al doilea război mondial, elaborându-se primele patente constructive, care nu și-au găsit o aplicare practică eficientă [13,17,24,62].

Printre primele studii și cercetări experimentale privind introducerea ventilatorului transversal în ansamblul unor mașini agricole au fost efectuate în anul 1960 în R.F. Germană la Institutul de Mecanică Agricolă din Stuttgart-Hohenheim. Cercetătorul Theo Finkbeiner a publicat în 1966 o lucrare de sinteză asupra acestor studii intitulată „Studii asupra ventilatoarelor de la combinele de cereale” [24].

Aproape simultan cercetări similare au fost abordate și în SUA. Astfel, cercetătorul Graeme R. Quick a susținut în 1969 în cadrul American Society of Agricultural Engineers lucrarea: „Cu privire la folosirea ventilatorului transversal în construcția mașinilor de recoltat cereale” [62].

Tot el este autorul unui brevet de invenție privind înlocuirea actualului rabator de spice al combinei de recoltat cereale printr-un rabator pneumatic care funcționează pe principiul ventilatorului transversal [62]. În aceeași lucrare autorul lansează ideea utilizării ventilatorului transversal pentru crearea unei perdele de protecție a combainerului împotriva prafului rezultat în procesul de recoltare, precum și la alte operații.

În fosta URSS, A.Bîcikov și A.Korovkin, în cadrul Institutului JAGI, au efectuat studii experimentale temeinice asupra formelor constructive ale rotorului și statorului, asupra valorilor optime ale unghiurilor de intrare și ieșire etc, în vederea îmbunătățirii performanțelor energetice ale ventilatoarelor transversale.

La Facultatea de Mecanică Agricolă din Sankt Petersburg, sub conducerea profesorului universitar B.G.Turbin, s-au efectuat începând cu anul 1960 cercetări sistematice, extrem de laborioase, pentru aplicarea în variante optimizate, a ventilatorului transversal în procesele de recoltare a cerealelor. Ulterior cercetările au fost extinse și în procesele de prelucrare primară după recoltare, în scopul aducerii culturilor de bază la parametrii standard impuși de condițiile de păstrare sau ca materie primă [101, 103].

12 INTRODUCERE

Dintre cercetătorii formați la școala prof. B.G.Turbin și care și-a continuat studiile asupra ventilatorului transversal cu deosebită pasiune și cu remarcabile succese în construcția mașinilor de precurățit și curățit semințe, după recoltarea acestora, evidențiem în mod special pe N.P.Sîciugov [77, 78].

În țara noastră studii sistematice în acest domeniu au început în anul 1965 în cadrul Institutului Politehnic „Traian Vuia” din Timișoara, sub conducerea profesorului universitar dr. doc. ing. Ștefan Căproiu, membru de onoare al ASAS. Cercetările efectuate asupra ventilatorului transversal în cadrul Catedrei de Mașini Agricole a fost posibil să se desfășoare la nivel tehnico-științific corespunzător, grație bazei materiale existentă în Laboratorul de Mașini Hidraulice, condus de Acad. Ioan Anton.

După susținerea în anul 1972 în cadrul Catedrei de Mașini Agricole a tezei de doctorat cu titlul: „Contribuții teoretice și experimentale privind distribuția uniformă a câmpului aerodinamic realizat de ventilatoarele combinelor de cereale în camera de curățire”, autorul ei [86], în strânsă colaborare cu specialiștii Laboratorului de Mașini Hidraulice din cadrul actualei Universități „Politehnica” Timișoara, a continuat cercetările și a pus bazele unei noi direcții de cercetare în acest domeniu.

Deși studii asupra ventilatoarelor transversale se fac și în prezent, ele nu au fost încă finalizate prin realizarea unor prototipuri optimizate și trecerea la fabricația de serie.

Ventilatorul transversal poate fi implementat în rețelele pneumatice astfel încât el să lucreze atât prin refulare cât și prin aspirație.

Literatura existentă în domeniu, atât în țară cât mai ales peste hotare, este foarte bogată în studii și cercetări privind construcția, funcționarea și proiectarea ventilatorului transversal care lucrează prin refulare.

Se impune efectuarea de investigații, pentru punerea la punct a particularităților constructiv-funcționale și de proiectare, în cazul când ventilatorul transversal lucrează pe aspirație, ceea ce ne-am propus și am efectuat cu ocazia studiilor teoretice și cercetărilor experimentale realizate cu ocazia întocmirii acestei teze de doctorat.

Ne exprimăm convingerea că prin rezultatele obținute ne-am adus o modestă contribuție la stabilirea modului cum o serie de parametri constructivi și funcționali ai acestui tip de ventilator influențează indicii săi energetici și de calitate, în cazul când lucrează pe aspirație. Completând acest gol în literatura noastră de specialitate, se creează posibilitatea perfecționării în măsură și mai mare a acestui excepțional generator de câmp aerodinamic pentru domeniile care necesită presiuni mici și mijlocii, în care se integrează aproape în totalitate mașinile și instalațiile agricole ce folosesc câmpul aerodinamic pentru realizarea unora dintre fazele procesului lor de lucru.

1. STUDIUL PARTICULARITĂȚILOR CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE ALE VENTILATOARELOR TRANSVERSALE ȘI DOMENII DE UTILIZARE A ACESTORA

1.1 Principiul constructiv al ventilatorului transversal

Ventilatorul transversal este un generator de câmp aerodinamic construit, ca și celelalte tipuri de ventilatoare, din două părți principale: rotor și carcasă. Sub aspect constructiv atât rotorul cât și carcasa prezintă deosebiri semnificative față de ventilatoarele clasice, centrifuge și axiale, determinate de principiul dublei treceri a fluidului prin spațiul rotoric.

În literatura de specialitate este întâlnit sub felurite denumiri: ventilator tangențial [62], ventilator diametral [77, 98], ventilator cu curent uniform [122], ventilator cu curent transversal [13], ventilator cu dublă trecere [33] etc, cât și sub mai multe variante constructive. Cercetătorii români [17, 32, 86] au adoptat denumirea de ventilator transversal, apreciind-o ca fiind cea mai potrivită.

Schema unei variante de ventilator transversal se prezintă în figura 1.1.

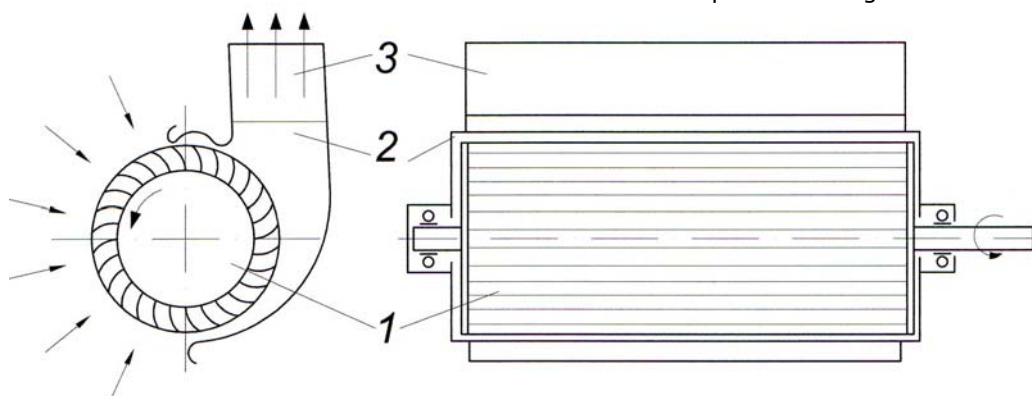


Figura 1.1 Schema constructivă a ventilatorului transversal

Rotorul ventilatorului (1) are în toate cazurile forma unei tobe cilindrice și este echipat la periferie cu o rețea de palete, curbate după un arc de cerc și montate cu înclinare în sensul de rotire. Diferențele între diferitele variante de rotoare sunt în general minime și constă în alegerea geometriei, unghiurilor de așezare și numărului de palete.

Principalele deosebiri constructive apar însă la carcase, impuse de realizarea unei eficiențe maxime în condițiile unor gabarite cât mai reduse și tehnologii de fabricație simplificate.

Carcasa ventilatorului (2) este parțial deschisă, neprofilată sau de tip spirală. Ea este prevăzută cu zona de aspirare (confuzorul), de formă dreptunghiulară și se continuă cu partea de refulare (difuzorul 3), tot de formă dreptunghiulară, care are

în principal rolul de a transforma energia cinetică a fluidului, la ieșirea din rotor, în energie de presiune.

1.2. Principiul funcțional al ventilatorului transversal

Ventilatorul transversal funcționează pe un principiu inspirat din construcția turbinei Banki, care îi conferă o relativă noutate și îl deosebește semnificativ de celelalte tipuri de ventilatoare.

Particularitatea fundamentală a ventilatorului transversal o constituie dubla trecere a aerului prin rotor. Acesta este aspirat în zona descoperită a rotorului-traseul 1-1' pe direcție centripetă din fig.1.2 - și refulat în spațiul liber din interior, unde curge după traseul 1'-2', respectând legile curgerii potențiale plane, după care ajunge din nou în zona de lucru a paletelor care-i imprimă a doua oară energie, refulându-l după traiectoria 2'-2 pe direcție centrifugă. Se constată astfel că, la o rotație completă, paletele rotorului vor fi în contact cu aerul de două ori, transferându-i o dublă energie. De aici rezultă avantajul că, pentru a obține o anumită viteză a aerului, rotorul ventilatorului transversal va fi aproximativ de două ori mai mic decât cel centrifug clasic [24, 62]. Se remarcă de asemenea faptul că, în timpul curgerii, fluidul ocupă doar o parte din canalele rotorice și că aproape întreaga energie transferată de rotor apare sub formă cinetică, gradul de reacție fiind foarte mic, aproximativ zero sau chiar negativ [13, 17, 101].

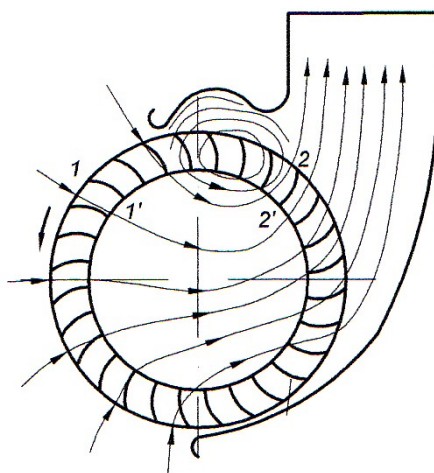


Figura 1.2 Spectrul curgerii aerului prin ventilator

Faptul că aerul străbate ventilatorul de la aspirație la refulare în aceeași direcție, fără schimbarea sensului de curgere și că între lățimea de la aspirație și cea de refulare nu apar în principiu diferențe semnificative, conduce la o uniformizare deosebită a câmpului aerodinamic pe întreaga lățime a secțiunii de ieșire, așa cum se observă în figura 1.3.b.

În ceea ce privește posibilitatea de modelare a câmpului aerodinamic în plan vertical, cercetările experimentale au demonstrat că se poate influența structura

acestui, atât prin modificările geometriei carcasei, cât și prin plasarea unor palete deflectoare în interiorul rotorului sau în carcasă [13, 73, 86].

Marele avantaj al acestui tip de ventilator, care-l recomandă ca echipament de certă perspectivă pentru unele mașini agricole cu mare lățime de lucru, constă în aceea că realizează la ieșire un câmp aerodinamic uniform [86, 99].

Actualmente, spre exemplu, în construcția mașinilor de curățat semințe se folosesc ventilatoare centrifuge dublu aspirante, la care câmpul aerodinamic este cu atât mai neuniform cu cât lățimea de lucru este mai mare, figura 1.3.a, ceea ce constituie o barieră ce creează importante dificultăți la creșterea capacității de lucru a acestor mașini [16, 24, 85, 101].

Folosind particularitățile funcționale ale ventilatoarelor transversale se pot realiza: combine pentru recoltarea cerealelor, mașini de curățat semințe, vânturători și alte categorii de mașini agricole, care, prin calitatea lucrului și productivitatea superioară, sunt net avantajoase. Cum creșterea capacității de lucru a acestor mașini agricole se poate face, în primul rând, prin mărirea lățimii de lucru, rezultă că echiparea lor cu ventilatoare transversale reprezintă o soluție tehnică eficientă și de mare perspectivă.

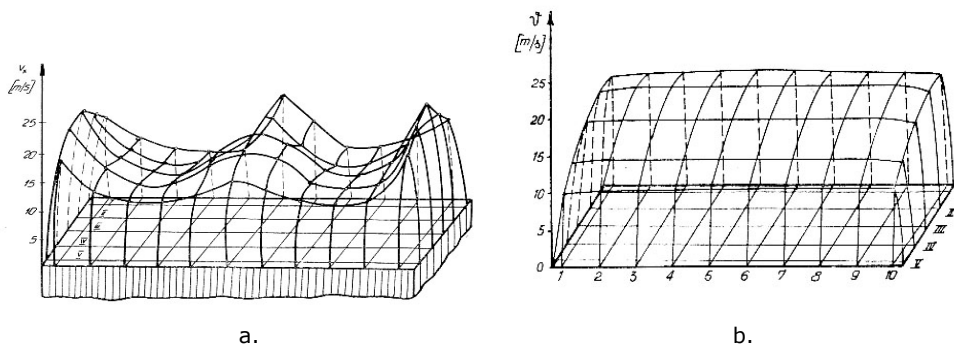


Figura 1.3 Structura câmpului aerodinamic în secțiunea finală de refulare a difuzorului
a. realizată de ventilatorul centrifugal dublu aspirant la $\omega=84$ rad/s;
b. realizată de ventilatorul transversal cu 12 palete la $\omega=85$ rad/s

Se constată că ventilatorul transversal are o uniformitate impresionantă pe lățimea de lucru a canalului de refulare în comparație cu ventilatorul centrifug dublu aspirant [86].

1.3. Performanțele energetice ale ventilatorului transversal și compararea acestora cu ale celorlalte tipuri de ventilatoare

Performanțele energetice ale ventilatorului transversal se evidențiază, ca și în cazul ventilatoarelor centrifuge, cu ajutorul parametrilor funcționali adimensionali, care permit compararea performanțelor energetice și alegerea unor soluții constructive optimizate.

În cazul ventilatoarelor transversale principalii coeficienți funcționali primesc următoarele forme particulare:

pentru debit:
$$\varphi = \frac{Q}{d_2 \cdot b \cdot u_2} \quad (1.1)$$

pentru presiune:
$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot u_2^2} \quad (1.2)$$

pentru putere:
$$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta} \quad (1.3)$$

pentru randament:
$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{M \cdot \omega}{\Delta p \cdot Q} \quad (1.4)$$






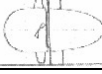
pentru mărimea caracteristică în care:
$$\sigma = k \cdot \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (1.5)$$

- d_2 este diametrul exterior al rotorului;
- b lățimea rotorului;
- u_2 este viteza periferică la nivelul diametrului d_2 ;
- ρ este densitatea mediului vehiculat;
- P_u ; P ; M sunt puterea utilă; puterea totală; respectiv, momentul măsurat la nivelul arborelui motor;
- Q debitul ventilatorului;
- Δp presiunea totală produsă de ventilator;
- ω viteza unghiulară.

Principalele valori ale parametrilor funcționali ai ventilatoarelor, care ne oferă studii comparative ale performanțelor energetice, sunt prezentate în tabelul 1.1 și sunt extrase din lucrarea [13].

Datele din tabelul 1.1 oferă posibilitatea concluzionării că, prin valorile concrete ale acestor mărimi, ventilatorul transversal se apropie incontestabil mai mult de performanțele ventilatoarelor centrifuge, valorile indicilor caracteristici fiind către limitele superioare sau chiar depășindu-le pe cele ale ventilatoarelor centrifuge.

Tabelul 1.1.
Performanțele energetice ale unor tipuri de ventilatoare [13]

Tipul ventilatorului	φ	Ψ	$\varphi \cdot \Psi = \lambda \cdot \eta$	σ
	1,0	2-4	2-4	0,35-0,6
	1,0	2-3	2-3	0,43-0,59
	0,2	0,6	0,12	0,657
	0,13	1,0	0,13	0,361
	0,1-0,2	0,05-0,01	0,005-0,02	1,6-3,8
	0,3	0,5	0,15	0,924

Pentru a evidenția și mai concret valabilitatea celor concluzionate mai sus, în figurile 1.4 și 1.5 [43] se prezintă caracteristicile energetice în varianta adimensională pentru două ventilatoare – unul centrifug iar altul transversal, destinate să lucreze în aceeași rețea pneumatică (combina de capacitate medie de recoltat păioase).

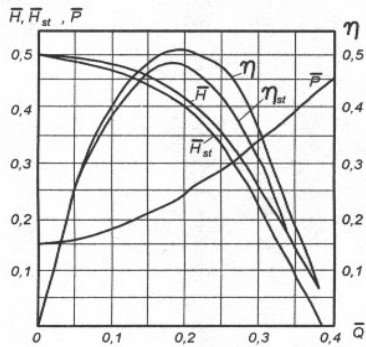


Figura 1.4 Caracteristica energetică a ventilatorului centrifug dubluaspirant

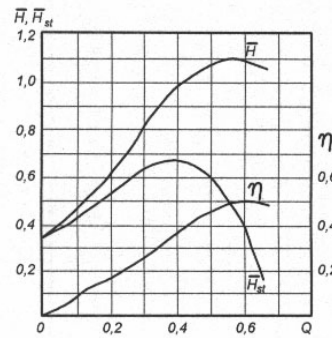


Figura 1.5 Caracteristica energetică a ventilatorului transversal cu aceeași destinație

Comparând evoluția parametrilor funcționali de la cele două tipuri de ventilatoare, proiectate să aibă aceeași destinație, se constată că valoarea maximă a coeficientului de presiune totală \bar{H} este de două ori mai mare la ventilatorul transversal decât cel de la ventilatorul centrifug dubluaspirant.

De asemenea, se constată că la ventilatorul transversal, curbele pentru coeficientul \bar{H} și randamentul η cresc pe măsură ce crește coeficientul de debit \bar{Q} la care, atât pentru \bar{H} cât și pentru η , se înregistrează valori maxime la același $\bar{Q}=0,6$.

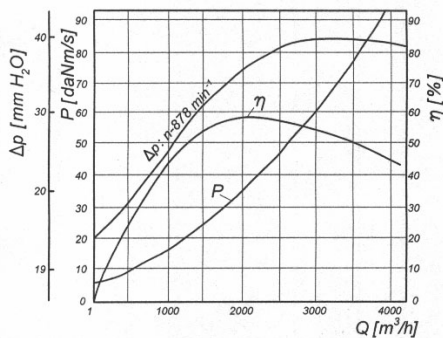


Figura 1.6. Caracteristica energetică a unui ventilator transversal cu parametrii: $d_2=250$ mm, $z_p=36$, $\beta_2=26^\circ$.

Urmărind evoluția aceluiași parametri funcționali pentru ventilatorul centrifug dubluaspirant, din figura 1.4 se constată că la valoarea la care $\eta=\eta_{\max}$, $\bar{H} < \bar{H}_{\max}$, iar $\bar{Q}=0,2$, ceea ce înseamnă un debit de trei ori mai mic decât cel realizat de ventilatorul transversal, corespunzător regimului pentru care $\eta=\eta_{\max}$.

Este de preferat ca fiecare exemplar de ventilator transversal să fie supus încercărilor de casă pe stand, iar rezultatele să fie evidențiate în caracteristici care să permită urmărirea evoluției parametrilor:

$\Delta p, P, \eta = f(Q, n, d_2, z_p, \beta_2)$, de genul celei prezentate în figura 1.6.[13].

1.4. Avantajele și dezavantajele ventilatorului transversal

Principalul avantaj oferit de ventilatorul transversal constă în aceea că realizează un câmp aerodinamic plan-parallel, bidimensional, cu o distribuție uniformă pe lățimi de lucru foarte mari.

El conferă mașinilor și instalațiilor în care este încorporat o mai mare compactitate, iar din punct de vedere funcțional, realizează, în domeniul regimului de lucru, un randament hidraulic mai mare decât al ventilatorului centrifug, cu asigurarea concomitentă a unei funcționări stabile pe domenii largi de variație a debitului.

În afară de toate aceste avantaje, forma dreptunghiulară a zonei de aspirație și respectiv de refulare oferă posibilitatea unei integrări comode în rețelele în care lucrează.

În comparație cu ventilatorul centrifug, ventilatorul transversal prezintă și o serie de dezavantaje.

Rotorul ventilatorului transversal este mult mai complex și mai pretențios de realizat, iar carcasa, chiar și pentru ventilatoarele cu carcasă neprofilată, este de asemenea mai pretențios de fabricat.

Deși ventilatorul transversal nu realizează presiuni înalte, așa cum realizează unele categorii de ventilatoare centrifuge, stabilitatea funcționării acestora în domeniul presiunilor joase și medii, conferă câmpurilor aerodinamice realizate siguranță și valori mai ridicate pentru parametrii cantitativi și calitativi ce caracterizează funcționarea acestora.

În baza particularității fundamentale, constituită de dubla trecere a aerului printre paletele rotorului, ventilatorul transversal este considerat că funcționează similar cu o pompă dublu-etajată. În aceste condiții, pentru a obține aceeași viteză a câmpului aerodinamic realizat cu ventilatorul centrifug, rotorul ventilatorului transversal trebuie să fie aproximativ de două ori mai mic.

În figura 1.7 [24], cercetătorul german Theo Finkheiner evidențiază acest lucru.

Faptul că ventilatorul transversal asigură un câmp aerodinamic plan, cu liniile de curgere perpendiculare pe axa de rotație a rotorului, permite ca lățimea de lucru a acestui tip de ventilator să fie de câteva ori mai mare decât a ventilatorului centrifug.

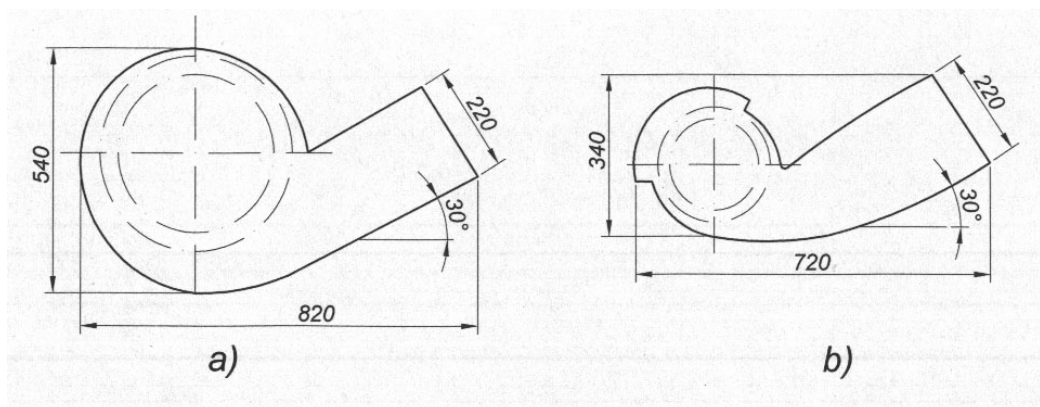


Figura 1.7. Compararea dimensiunilor de gabarit
a) ventilator centrifug; b) ventilator transversal

Această particularitate funcțională recomandă ventilatorul transversal ca generator de câmp aerodinamic foarte potrivit pentru rețelele pneumatice de mare capacitate de lucru, precum și ca generator de câmp aerodinamic în sistemele pneumatice ale mașinilor de precurățit și curățit amestecuri de semințe proaspăt recoltate sau depozitate, în vederea păstrării pe termen îndelungat.

Chiar dacă din punct de vedere constructiv, ventilatorul transversal este mai pretențios de proiectat și respectiv de fabricat, în raport cu ventilatorul centrifug, acesta se găsește implementat în toate tipurile de rețele care folosesc câmpuri aerodinamice pentru realizarea unor procese în care se vehiculează aerul atmosferic ca agent pentru eliminarea excesului de căldură, umiditate sau pentru dislocarea și transportul pe distanțe scurte a unor componente nedorite din amestecurile supuse prelucrării.

1.5. Utilizarea ventilatoarelor transversale în domeniul mașinilor și instalațiilor industriale

1.5.1. Exemple de implementare în rețele pneumatice și standuri specializate

În scopul împiedicării schimbului intens de căldură dintre interiorul halelor industriale și exteriorul acestora, sunt create perdele pneumatice la porțile de acces în hale cu ajutorul instalațiilor care utilizează ventilatoare transversale ca și în figura 1.8.



Figura 1.8. Utilizarea ventilatoarelor transversale pentru perdele pneumatice în hale industriale [87]

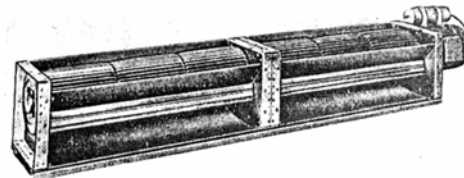


Figura 1.9. Ventilator de aer cu mare lățime de lucru, pentru hale tehnologice și uscătorii [13]

În halele tehnologice și uscătorii, uniformitatea de distribuție a câmpului aerodinamic pe lățimea de lucru este foarte importantă și se poate realiza cu ajutorul ventilatorului transversal prezentat în figura 1.9.

Un ventilator transversal de mare capacitate tip bloc mobil al firmei Firth Cleveland London este prezentat în figura 1.10.

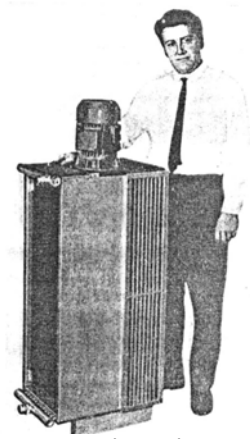


Figura 1.10 Ventilator de aer al firmei Firth Cleveland London [13]

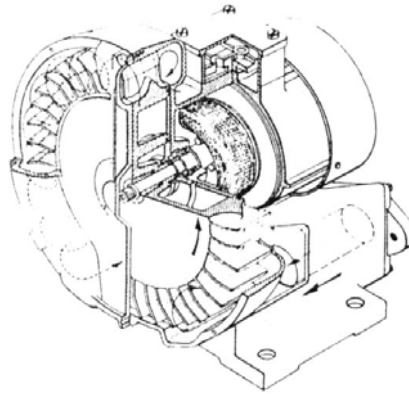


Figura 1.11. Ventilator de înaltă presiune, al firmei Siemens [13]

Ventilatorul prezentat în figura 1.11. funcționează ca o pompă centrifugă cu canal lateral, în cadrul căreia aerul este plimbat de mai multe ori între capătul lateral și paletele rotorului. Rotorul este construit ca un rotor de ventilator transversal scurt. Aerul circulă printre palete după o direcție paralelă cu axa rotorului și nu perpendicular pe axa acestuia. După admiterea aerului între palete, acesta este împins în canalul lateral, după care ciclul se repetă de câteva ori și apoi este refulat axial cu presiune ridicată.

1.5.2. Exemple din domeniul aparaturii de climatizare și confort biologic

Cunoscutul cercetător Bruno Eck prezintă în lucrările sale multiple exemple de implementare a ventilatorului transversal în instalațiile de condiționare pentru confort din care în figurile următoare sunt prezentate câteva aparate pentru crearea condițiilor optime de confort necesare omului.

În figurile 1.12 și 1.13 este prezentat modul în care ventilatorul transversal este implementat în construcția aerotermelor pentru realizarea unui curent de aer uniform pe toată lățimea aerotermei, iar în figura 1.14 este prezentat un uscător de păr al firmei Laing Vortex care are ca generator de câmp aerodinamic un ventilator transversal de mici dimensiuni.

Pentru crearea condițiilor de confort necesare omului, ventilatorul transversal poate fi folosit atât ca ventilator de tavan (figura 1.15), cât și ca ventilator de birou (figura 1.16).

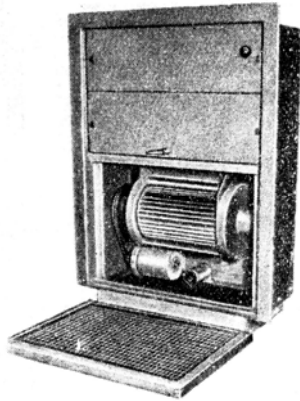


Figura 1.12 Aerotermă de mare capacitate [87]

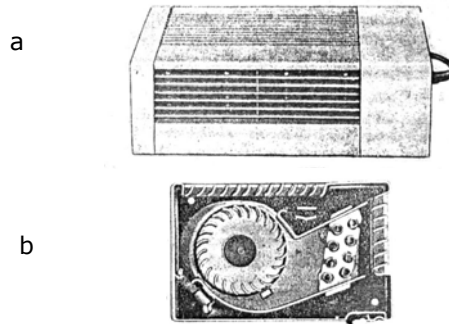


Figura 1.13. Aerotermă de capacitate mijlocie, mică, a firmei Braun [13]
a. vedere de ansamblu
b. secțiune vertical-longitudinală

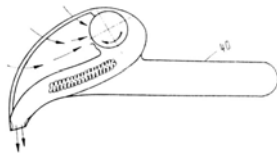


Figura 1.14. Uscător de păr [13]

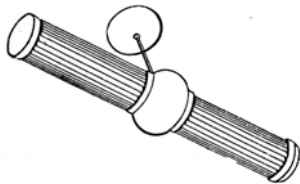


Figura 1.15. Ventilator de tavan cu paletă interioară de direcționare [87]

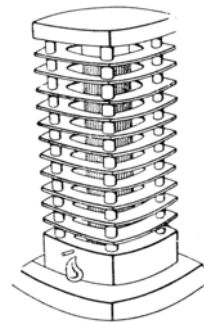


Figura 1.16 Ventilator de birou vertical, cu rotire lentă și cu paletă de direcție a jetului. [87]

În figura 1.17 este prezentată o propunere pentru implementarea ventilatorului transversal în procesele de condiționare a aerului [36].

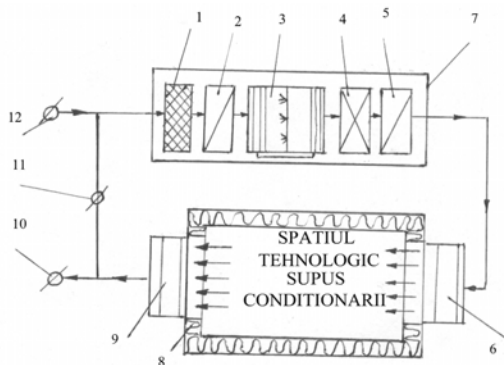


Figura 1.17. Schema generală a unei instalații centrale de condiționare a aerului echipată cu ventilatoare transversale
1-filtru de aer; 2-baterie de preîncălzire a aerului; 3-cameră de umidificare; 4-baterie de răcire; 5-baterie de încălzire; 6-ventilator transversal de introducere; 7-tren de condiționare; 8-spațiu tehnologic; 9-ventilator transversal de evacuare; 10, 11, 12- clapete de reglaj al debitului de aer evacuat, recirculat și proaspăt.

Asigurarea repartizării uniforme a aerului condiționat, în spațiile tehnologice supuse condiționării, se poate realiza apelând la serviciile ventilatorului transversal care poate fi montat cu ușurință în cadrul instalației de condiționare a aerului, așa cum este prezentat în figura 1.17.

1.6. Utilizarea ventilatorului transversal în domeniul mașinilor și instalațiilor agro-alimentare

1.6.1. Exemple de utilizare a ventilatorului transversal în construcția mașinilor agricole de recoltat produse vegetale

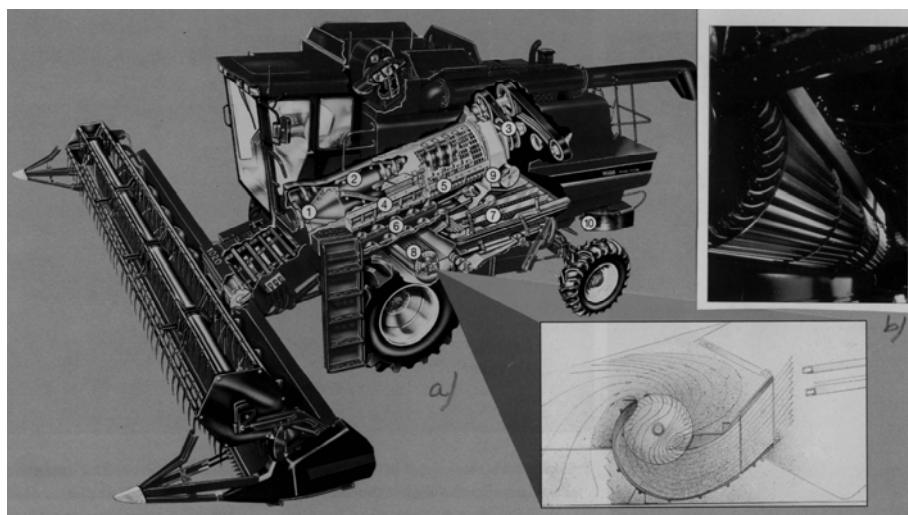


Figura 1.18 Combina Case International cu ventilator transversal la camera de curățire
a. vedere de ansamblu, b. detaliu pentru ventilator

Principiul funcțional și avantajele calitative oferite de câmpul aerodinamic generat de ventilatorul transversal, au determinat implementarea acestuia în construcția camerelor de curățire a combinelor, mai ales a combinelor de mare capacitate.

În figura 1.18. se prezintă o vedere de ansamblu a combinei, realizată de firma CASE-INTERNAȚIONAL [119], în care ventilatorul transversal este integrat în fluxul ansamblelor care asigură fazele de treier, transport tehnologic, curățire și evacuare separată a componentelor. Un detaliu constructiv al rotorului ventilatorului acestor combine este prezentat în figura 1.19.a

Tot din categoria combinelor de mare capacitate, amintim aici combina Topliner a firmei DEUTZ-FAHR, care a fost echipată cu ventilator transversal, pentru care un detaliu constructiv al rotorului ventilatorului acestei combine este prezentat în figura 1.19.b.

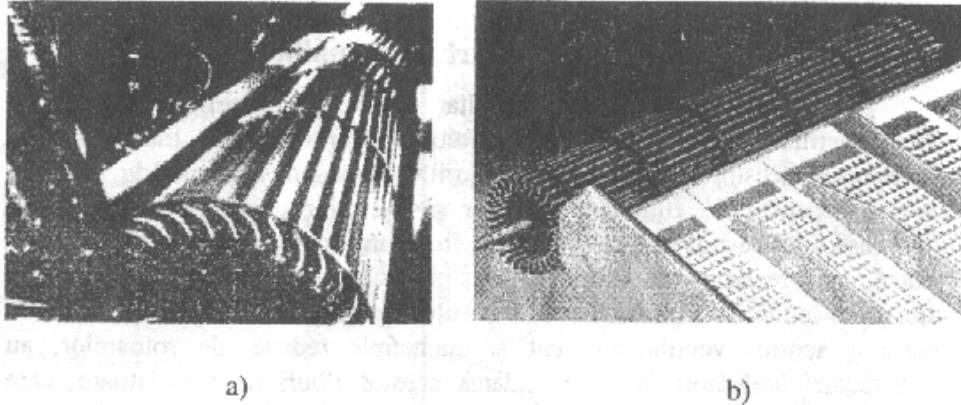


Figura 1.19 Detalii constructive ale rotoarelor ventilatoarelor transversale de pe unele combine de mare capacitate. [119]

- a) varianta combinei Case International;
b) varianta combinei Topliner, a firmei Deutz-Fahr.

Combina românească SEMA70, fabricată de S.C SEMĂNĂTOAREA S.A., deși se încadrează în categoria combinelor de capacitate mijlocie, are camera de curățire echipată cu ventilator transversal.

Se încearcă folosirea principiului funcțional al ventilatorului transversal pentru mecanizarea și a altor faze de lucru de la aceste tipuri de combine. În această direcție, se prezintă în figura 1.20 o reproducere din brevetul de invenție al cercetătorului american GRAME R. QUICK [62], în care se propune și se prezintă varianta constructiv-funcțională de ventilator transversal utilizată ca rabator pneumatic de spice, în scopul reducerii pierderilor de boabe în această zonă de lucru a combinei.

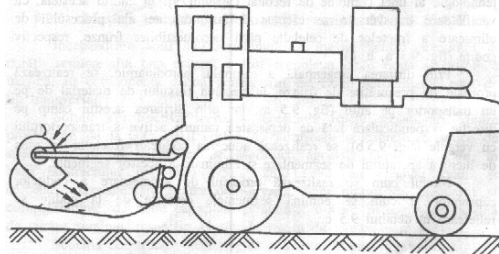


Figura 1.20 Propunere de implementare a ventilatorului transversal în procesul de rabatare a spicelor spre aparatul de tăiere [62]

O altă direcție de folosire a principiului funcțional al ventilatorului transversal, o reprezintă modernizarea unor ansambluri din structura mașinilor de recoltat, strivit și tocat fân. Astfel, toba de tocare din construcția combinelor de acest gen poate fi transformată de o așa manieră, încât să efectueze concomitent atât faza de tocare cât și cea generatoare de câmp, necesar transportului particulelor de fân spre remorca de colectare.

În această ultimă direcție amintită, se prezintă rezultatele studiilor și cercetărilor efectuate în țara noastră asupra posibilităților de folosire a tocătorului aruncător de la combinele de siloz, ca generator de câmp necesar evacuării particulelor de fân rezultate în urma fazei de tocare.

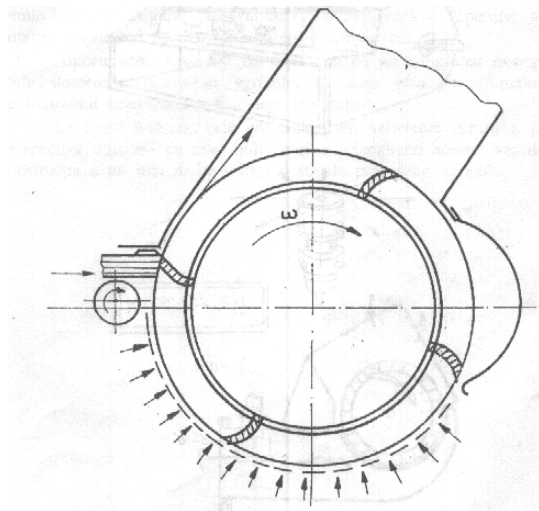


Figura 1.21. Schema tocătorului aruncător, generator de câmp aerodinamic pe principiul ventilatorului transversal.[18]

Cercetările aparțin unui prestigios colectiv de cadre didactice de la Catedra de Mașini Agricole a Facultății de Mecanică Agricolă din U.P București și de care am luat cunoștință prin lucrarea [18].

După cum se poate observa în soluția tehnico-tehnologică din figura 1.21, paletel rotorului sunt profilate astfel încât, în zona deschisă a carcasei să aspire aer și să-l transfere spre treapta a doua ce refulează în tubulatură de transport, iar în zona de acces a fânului, acesta să fie tocat de către bordura ascuțită a acestor palete și aruncat apoi în canalul pentru transport pneumatic spre remorca colectoare.

Nu numai combinele de recoltat cereale au beneficiat de aportul de modernizare, rezultat în urma folosirii ventilatorului transversal în construcția acestora, ci și alte categorii de mașini agricole de recoltat. Astfel, procesul de eliminare a tijelor și frunzelor de tomate, de solano-fructoase, de castraveți etc. rezultate în urma scuturării vrejurilor port-fructe, este realizat, mai nou, în construcția combinelor de recoltat astfel de produse, prin utilizarea ventilatorului transversal. Lățimea mare de lucru a acestor ventilatoare și diametrele reduse ale rotoarelor au fost factori hotărâtori în recomandarea acestor tipuri de ventilatoare, care deservesc benzi transportoare de mare lățime, cu spații de dispunere înguste.

De serviciile ventilatoarelor transversale au început să beneficieze punctele de precurățire în câmp a cartofilor și cepei. Prin utilizarea acestor ventilatoare sub terminalele primelor benzi transportoare, după care fluxul tehnologic de transport își schimbă sensul, se creează posibilitatea eliminării și lansării pe sol a frunzelor, tijelor, particulelor mici de sol, intrate în flux cu ocazia recoltării mecanizate.

În figura 1.22 se prezintă un exemplu concret de folosire a principiului constructiv-funcțional al ventilatorului transversal în fluxul tehnologic al unei combine de recoltat căpșuni[92]. În cadrul acesteia, cu ventilatoare transversale se efectuează faze diferite ale procesului de eliminare a fructelor de celelalte părți necomestibile: frunze, respectiv codițe (figura 1.22 a, b, c).

Prin dirijarea tangențială a câmpului aerodinamic, se realizează procesul de precurățire de frunze, la trecerea fluxului de material de pe un transportor pe altul (figura 1.22.a), iar prin dirijarea acestui câmp pe direcție perpendiculară față de deplasarea ramurii active a transportorului cu vergele (figura 1.22.b), se realizează aducerea codițelor fructelor în zona de lucru a aparatului de segmentare și eliminare a acestor segmente.

Modul cum se realizează procesul de segmentare a codițelor căpșunilor și cum se elimină segmentele detașate de la codițe se reliefează în detaliul 1.22. c.

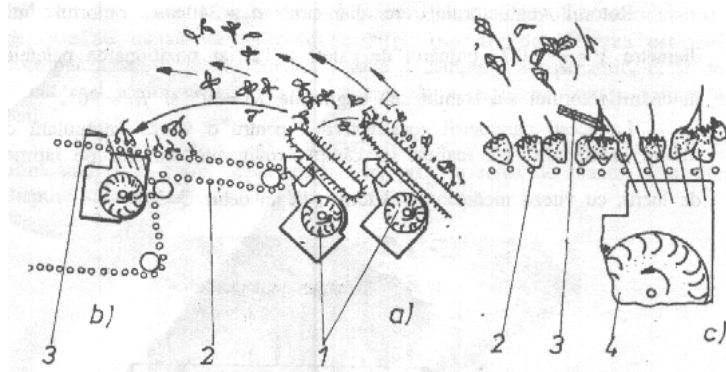


Figura 1.22 Detalierea zonelor de utilizare a ventilatoarelor transversale în procesul de recoltare cu combina a căpșunilor. a) - zona de precurățire a frunzelor; b) - zona de tăiere a codițelor; c) - detaliu funcțional pentru zona b); 1 - ventilatoare transversale cu rol de precurățire; 2 - transportor cu vergele; 3 - aparatul de tăiere a codițelor căpșunilor; 4 - ventilator transversal cu câmp aerodinamic dirijat perpendicular pe transportor.

1.6.2. Exemple de utilizare a ventilatoarelor în construcția mașinilor agricole de curățit semințe

Mașinile agricole de curățit semințe sunt de două categorii. Mașini de precurățat semințe, așa zisele tarare și vânturători și mașini agricole de curățit și sortat semințe numite și selectoare de semințe.

Ambele categorii de mașini folosesc pentru eliminarea componentelor ușoare din amestecul de semințe câmpul aerodinamic, iar ca ventilatoare se folosesc cu precădere ventilatoarele centrifuge dublu aspirante.

În cazul vânturătorilor, ventilatoarele lucrează exclusiv pe refulare, realizând un câmp aerodinamic înclinat, figura 1.23 [93], motiv pentru care în fluxul tehnologic de desfășurare a procesului, ventilatoarele sunt amplasate în zonele de început a fazelor de separare, așa cum se poate observa în cazul vânturătorii mecanice prezentate în figura 1.24.

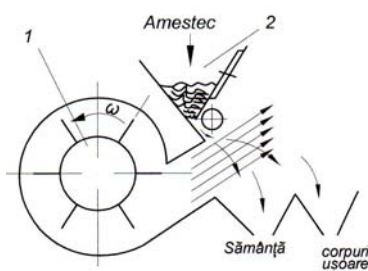


Figura 1.23. Schema realizării și separării amestecurilor cu ajutorul câmpului aerodinamic înclinat, refulat
1- ventilator; 2- coș de alimentare

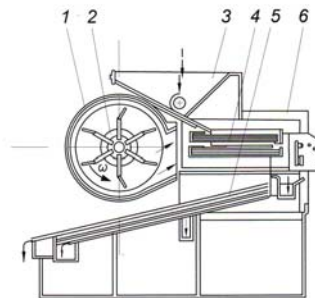


Figura 1.24. Schema unei vânturători mecanice
1- carcasa ventilatorului; 2- rotorul ventilatorului;
3- coș de alimentare; 4- batiul superior al sitelor;
5- batiul inferior al sitelor; 6- cadru

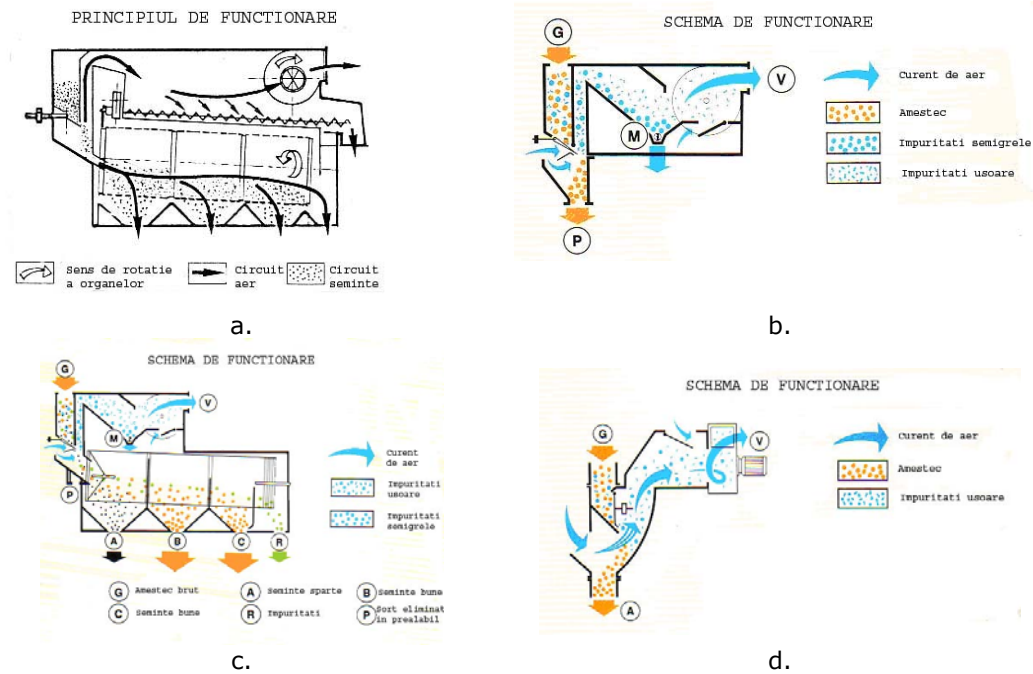


Figura 1.26. Variantele de mașini de precurățit semințe realizate de firma franceză Marot

- varianta cu ventilator centrifug dublu aspirant și cameră de evacuare a sedimentului cu transportor elicoidal;
- varianta cu ventilator centrifug dublu aspirant și cameră de sedimentare;
- soluția constructivă de îmbinare a variantei „b” cu secția cu site cilindrice;
- varianta de precurățire cu câmp aerodinamic și ventilator centrifug monoaspirant.

Plasarea fazei de extragere a impurităților ușoare din amestecul de semințe, pe aspirația ventilatorului, are avantajul că mașina de curățit poate fi echipată cu două canale de aspirație, așa zisul canal anterior și canal posterior de aspirație.

O astfel de soluție constructivă se întâlnește în construcția selectoarelor, după cum se poate observa în figura 1.27. [65]

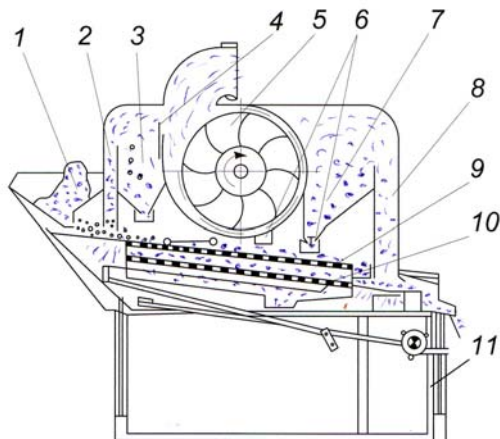


Figura 1.27 Schema selectorului universal SU-4

- coș de alimentare;
- canal de aspirație;
- cameră de sedimentare;
- obturator;
- ventilator centrifug;
- guri de evacuare;
- sita superioară;
- sita inferioară;
- cadru

Pe lângă dezavantajul neuniformității câmpului aerodinamic, ventilatoarele centrifuge, dublu aspirante, au și dezavantajul că ocupă mult spațiu în cadrul mașinii respective. Ambele dezavantaje sunt eliminate prin înlocuirea acestora cu ventilatoare transversale.

Ca exemple de realizări de mașini agricole de curățit semințe în construcția cărora ventilatorul centrifug dublu aspirant a fost înlocuit cu ventilator transversal, în continuare, în figurile de la 1.28 la 1.32 se prezintă câteva realizări semnificative din țară și din străinătate.

Începând cu anul 1995, sistemul de mașini pentru precurățit și curățit semințe din țara noastră a fost completat cu o nouă și originală mașină, în componența căreia generatorul de câmp aerodinamic este de tip transversal.

Soluția constructivă realizată reprezintă rezultatul colaborării dintre proiectanții de la S.C. MULTIM S.A. Timișoara și cadrele didactice de specialitate de la Facultatea de Mecanică Agricolă Timișoara, care, în baza contractului nr. 4509/9519/ 28.09.1992, au efectuat studii și cercetări experimentale pentru definitivarea unei mașini de precurățit și curățit semințe, de mare capacitate MCS (6,8) V15 și anume: 6-8 t/h în regim de mașină de curățit semințe, respectiv 15 t/h, în regim de vânturătoare [84].

Schema constructiv tehnologică a acestei mașini este prezentată în figura 1.28. Modelul experimental al acestei mașini, supus încercărilor la baza „Sacoșul Turcesc” din cadrul ROMCEREAL TIMIȘ, a dat satisfacție din toate punctele de vedere [84].

Prin realizarea și introducerea acestui utilaj în producție se asigură un progres tehnico-științific în domeniul mașinilor de precurățit și curățit semințe, deoarece se realizează în premieră în țara noastră un astfel de utilaj, dotat cu ventilator transversal și uniformizator de alimentare, permițând depășirea tuturor barierelor care au frânat până acum creșterea capacității de lucru a acestor utilaje.

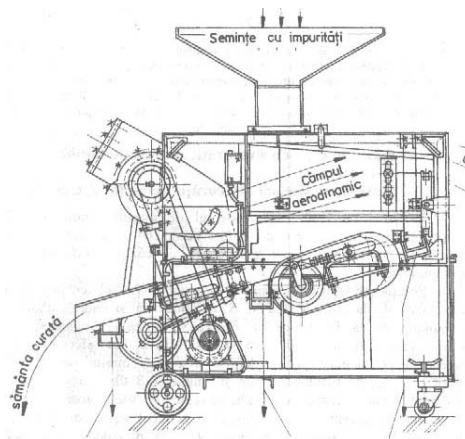


Figura 1.28. Schema fluxului tehnologic de la mașina MCS (6-8)V15.

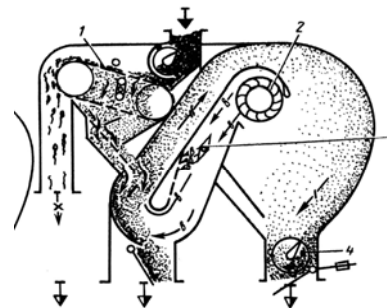


Figura 1.29. Schema constructiv-organologică și de proces, a mașinii de precurățit semințe MPO-50.
1 - bandă transportoare cu sită; 2 - ventilator transversal; 3 - clapetă de reglare; 4 - evacuator de sediment.

În literatura de peste hotare este prezentată schema constructiv-organologică și de proces a mașinii de precurățit MPO-50 (figura 1.29) și care are ventilatorul transversal amplasat astfel încât să lucreze pe refulare, iar aspirația se realizează dintr-o cameră de sedimentare. [92]

O propunere de implementare a ventilatorului transversal în construcția

selectoarelor pentru semințe se prezintă în figura 1.30. și a fost publicată în lucrarea [79].

Din figură rezultă că fluxul refulat de rotorul ventilatorului se împarte: o parte trece prin filtrul de aer, se filtrează și se elimină în atmosferă, iar cea mai mare parte trece spre canalul 8 din figura 1.30, în scopul antrenării, din amestecul prelucrat pe site, a semințelor șiștave în scopul depunerii lor în camera de sedimentare 10. Completarea aerului eliminat prin filtru în atmosferă, se face prin aspirarea și recircularea unei părți din aerul refulat, folosind canalele de acces 12 și 15, echipate cu clapetele de reglare 14, respectiv 11.

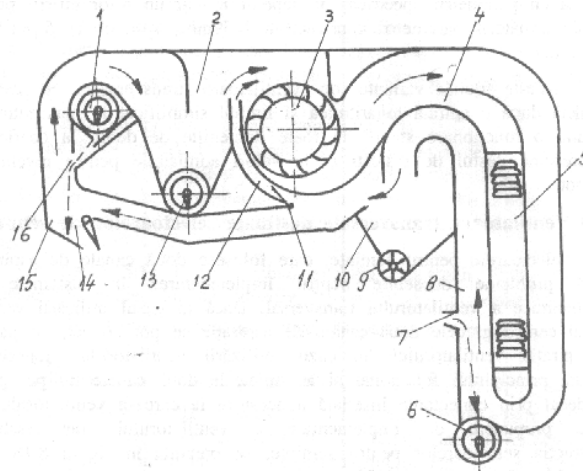


Figura 1.30 Schema implementării ventilatorului transversal în sistemul aerodinamic al selectoarelor pentru semințe. 1 - dispozitiv pentru alimentarea cu amestec de semințe; 2 - cameră de sedimentare; 3 - ventilator transversal; 4 - canalul de admisie spre filtrul de aer; 5 - filtru de aer; 6 - dispozitiv de evacuare semințe curățate; 7 - zonă acces semințe spre al doilea canal de extragere din amestec a semințelor șiștave; 8 - canal de curățire cu aer refulat; 9 - dispozitiv de golire a camerei de sedimentare 10; 11 - clapetă de reglare a aerului recirculat; 12 - canal recirculare aer; 13 - dispozitiv pentru golirea sedimentului din camera 2; 14 - clapetă pentru reglarea aspirației de aer; 15 - canalul aspirației anterioare; 16 - acces amestec; —————> - aer; - - - - -> cereale.

Încercările efectuate cu acest prim model experimental, au evidențiat o serie de neajunsuri privind posibilitățile de reglare a vitezelor câmpului aerodinamic în cele două canale, în asigurarea unui anumit raport al vitezelor din canal, astfel încât din canalul I să se separe impuritățile ușoare iar din canalul II să se colecteze boabele șiștave.

Pe lângă aceste neajunsuri în desfășurarea procesului de lucru experiențele cercetătorilor străini au evidențiat o funcționare instabilă (pulsatorie) a ventilatorului, în zona de aspirație a canalului I, iar soluția constructivă corespunzătoare căreia aerul filtrat este eliminat în atmosferă a influențat negativ bilanțul de circulație prin ventilator.

În aceste condiții s-a realizat o soluție tehnică modernizată, care a fost publicată în lucrarea [68] și care se prezintă schematizat în figura 1.31.

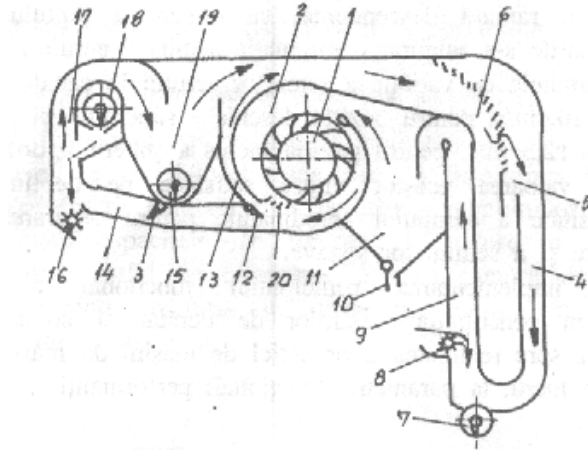


Figura 1.31 Variantă modernizată de implementare a ventilatorului transversal în sistemul aerodinamic al unui selector cu două canale de aspirație. 1 - ventilatorul transversal; 2 - zona de aspirație; 3 - clapeta de reglare a aerului pe canalul de recirculare; 4 - canalul de circulație a aerului filtrat; 5 - zonă acces aer filtrat; 6 - filtru pentru aer; 7 - transportator-evacuator semințe curățate cu câmp aerodinamic și site; 8 - uniformizator de alimentare cu semințe refuz site; 9 - canal ascendent pentru transportul pneumatic al boabelor șistave; 10 - clapetă pentru evacuarea periodică a boabelor șistave din camera de sedimentare 11; 12 - clapetă reglare recirculare aer pe canalul de scurtcircuitare 13; 14 - canal recirculare aer spre admisia cu amestec primar; 15 - transportor-evacuator corpuri ușoare din camera de sedimentare 19; 16 - uniformizator alimentare site; 17 - canal aspirație; 18 - alimentator canal prima aspirație; 20 - jaluzele; —————► - aer; - - - - -► - amestec.

După cum se vede din figura 1.31, ambele canale ale modelului experimental de mașină de curățit semințe sunt înseriate și cuplate la aspirația ventilatorului transversal care rămâne amplasat între cele două camere de sedimentare, însă refularea acestuia este dirijată spre canalele de refacere a debitului necesar aspirației.

În ceea ce privește păstrarea echivalenței de debit între aspirație și refulare, aerul este filtrat integral și recirculat în totalitatea sa, eliminarea aerului spre atmosferă fiind întreruptă.

Prin implementarea principiului funcțional al ventilatorului transversal în construcția mașinilor de curățat și sortat semințe, s-a deschis calea spre realizarea unor astfel de mașini de mari și foarte mari capacități de lucru, la parametri funcționali performanți.

Un exemplu concludent de ventilator transversal care are faza procesului de lucru pe aspirație și modul de implementare al lui în construcția unei mașini de precurățit semințe este prezentat în figura 1.32, unde se observă o îmbinare între principiul de lucru al siteilor cilindrice și cel al ventilatorului transversal, capabil să execute o aspirație uniformă pe toată lățimea de lucru a sitei cilindrice cu trecere dublă.

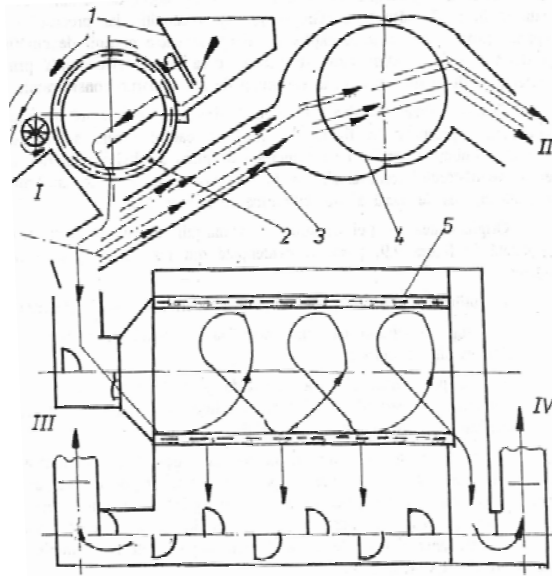


Figura 1.32. Mașina de precurățat semințe cu site cilindrice și ventilator transversal ce lucrează pe aspirație [92]

1-buncăr alimentare cu amestec, 2-sită cilindrică cu dublă trecere, 3-zonă de aspirație a ventilatorului transversal, 4-rotorul ventilatorului transversal, 5-sită cilindrică, I-zonă separare impurități mari (paie, pleavă, etc.), II-zonă refulare impurități aspirate de ventilator, III-zonă colectare impurități mici, IV-zonă colectoare cultură de bază

Din figura 1.32 se poate observa cum ventilatorul transversal lucrează exclusiv pe aspirație, în aceste condiții putându-se neglija unele aspecte privind modul de curgere a aerului prin zona de refulare a ventilatorului, ceea ce justifică necesitatea unor studii și cercetări privind optimizarea soluțiilor constructiv-funcționale a ventilatorului transversal, pentru cazul în care execută procese de curățire a amestecurilor cerealiere, cu faza de lucru pe aspirație.

1.7. Concluzii

Studiile efectuate și prezentate în literatura de specialitate, în legătură cu particularitățile constructiv-funcționale ale ventilatoarelor transversale și a domeniilor lor de utilizare, permit formularea următoarelor concluzii:

1. Particularitățile constructive și funcționale precum și avantajele și dezavantajele acestora în raport cu celelalte tipuri de ventilatoare, sunt bine cunoscute de specialiștii din domeniu, lucru justificat de lărga implementare a lor în rețele pneumatice dintre cele mai diversificate.

2. Principiul constructiv și funcțional al ventilatorului transversal a deschis calea spre realizarea de mașini, utilaje și instalații cu mare capacitate de lucru, prin creșterea lărimii acestora, și asigurarea unui proces de lucru cu parametri de calitate superiori celor realizați de celelalte tipuri de ventilatoare.

3. În comparație cu celelalte tipuri de ventilatoare utilizate până acum, deși ventilatoarele transversale, sub aspect constructiv, sunt mai pretențios de realizat decât ventilatoarele centrifuge sau axiale, ele se impun ca ventilatoare de perspectivă în perfecționarea mașinilor și instalațiilor ce execută procese de vehiculare a agentului pneumatic, indiferent dacă acest agent este caloportor sau nu.

4. Stadiul de implementare a ventilatorului transversal în rețele pneumatice din cadrul mașinilor și instalațiilor fabricate în țara noastră, este destul de timid în raport cu realizările ce se constată în SUA și statele avansate din Europa și astfel se justifică necesitatea unor studii și cercetări indigene în domeniu, care să ofere date utile proiectanților de mașini și instalații ce au la bază procese pneumatice. Dacă pentru procese la care faza de lucru este realizată prin refularea câmpului aerodinamic sunt relativ suficiente cercetări, atât în străinătate cât și în țara noastră (lucrarea [66]), pentru procesele a căror faze fundamentale sunt realizate pe aspirația ventilatorului, pentru ventilatorul transversal nu există asemenea cercetări.

Din figurile 1.31 și 1.32 se constată că, în mod deosebit implementarea desfășurării proceselor de curățire de impurități cu aer aspirat prin masa de material se pretează cu precădere ventilatorului transversal, ca soluție de modernizare a construcției și perfecționare a procesului de lucru a mașinilor de curățit și sortat semințe.

5. Prin cele prezentate, în acest capitol, se speră că s-au arătat suficiente exemple pentru a justifica necesitatea utilizării cu mai mult curaj a principiului acestui ventilator în construcția a tot mai multe mașini, utilaje, instalații agricole și industriale, care să efectueze procesul atât pe refulare, cât și pe aspirație.

2 SINTEZA BAZELOR TEORETICE PENTRU OPTIMIZAREA CONSTRUCȚIEI ȘI FUNCȚIONĂRII VENTILATORULUI TRANSVERSAL CÂND PROCESUL DE LUCRU ESTE REALIZAT PE ASPIRAȚIE

2.1 Studii asupra legilor generale ale rotoarelor radiale dublu traversate

Curentul de aer străbate rotorul astfel încât avem două intrări și două ieșiri la care curentul este odată radial către interior și odată radial către exterior, figura 2.1. Aici se pun întrebările: dacă există cumva o poziție a paletelor la care să nu apară lovituri în cele patru puncte, respectiv ce transformări de energie au loc la diferite unghiuri ale paletelor?

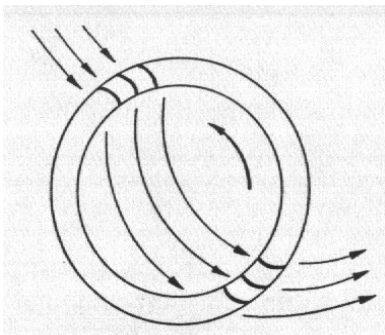


Figura 2.1. Schema trecerii curentului printr-un rotor de ventilator transversal

Fiindcă în acest caz ia naștere cu totul alt câmp aerodinamic, față de celelalte rotoare, trebuie chiar și relațiile specifice clarificate și rezolvate.

Pentru studierea diagramelor de viteze în figura 2.2 sunt date două porțiuni ale rețelei de palete alăturate și anume la intrarea și ieșirea aerului, paletele fiind înfășurate pe o dreaptă. Pentru cazul intrării radiale a aerului în rotor, figura 2.2.a, adică a intrării fără șoc, diagramele sunt notate deasupra și sub secțiunea grilei de palete. Spre exteriorul rotorului paleta realizează

unghiul de așezare β_2 , în timp ce în interior s-a luat un unghi al paletelor $\beta_1=90^\circ$.

Se remarcă faptul că avem mișcare fără șocuri pentru ambele traversări ale paletajului rotoric.

Fiindcă la ventilatoarele transversale, intrarea și ieșirea aerului au loc la același diametru, $u_1=u_2=u$, se poate scrie ecuația curentului de aer al ventilatorului mai simplu: $\Delta p_{t\ 00}=\rho(u_2V_{2u} - u_1V_{1u}) = \rho u(V_{2u} - V_{1u}) = \rho u\Delta V_u$

unde: ΔV_u este diferența teoretică a vitezei pentru un număr infinit de palete,

ρ este densitatea aerului vehiculat [Kg/m^3] și se obține $\Delta p_{t\ 00}$ în N/m^2 .

În figura 2.2.a, este prezentat cazul în care este posibilă o mișcare fără șocuri, la un unghi intern de așezare a paletelor de 90° . Combinațiile care reies pentru alte unghiuri sunt date în figura 2.2.b. La acest fel de palete profilate apar șocuri la intrarea în cea de-a doua rețea de palete a rotorului.

În concluzie, este necesar ca rotorul să fie echipat cu palete care printr-o corectă amplasare, aerul intră și iese din rotor pe direcție radială.

După legea impulsului, pentru întregul schimb de energie este importantă numai intrarea și ieșirea dintre palete. Ce se întâmplă în interior este, pentru moment, neesențial.

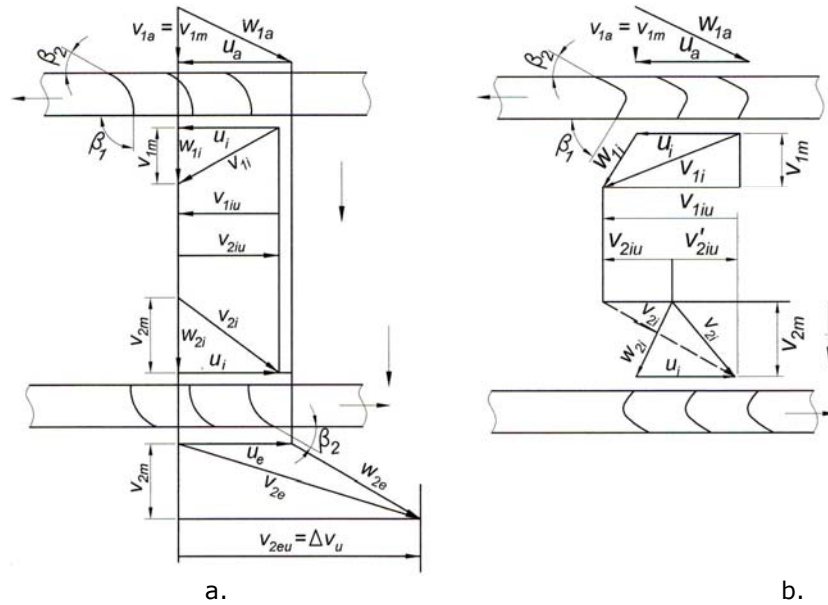


Figura 2.2. Diagramă de viteză
 a. cu trecerea curentului fără șoc;
 b. cu trecerea curentului încărcat cu șoc interior a rotorului transversal

Pentru aflarea creșterii totale teoretice de presiune este importantă mărimea $\Delta V_u = V_{2u} - V_{1u}$ (2.1.)

Dacă ne punem în continuare întrebarea „de care mărime este dependentă creșterea totală de presiune?”, atunci ne ajunge să privim diagramele de intrare și de ieșire a vitezelor în și din rotor. Datorită dublei parcurgeri ia naștere același unghi al paletelor β ; se pot uni cele două diagrame ale vitezelor, fapt ce duce la ușurarea următoarelor remarcări.

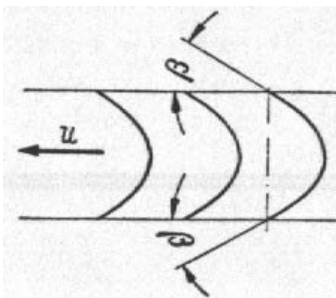


Figura 2.3. Schema unei rețele de palete

În figura 2.3. alegem o rețea de palete simplă cu unghiurile de intrare și de ieșire identice, care duce la obținerea de diferite viteze. În acest fel se pot parcurge următoarele cazuri posibile, care sunt tratate individual, la care se va analiza în special influența unghiului paletelor β .

- 1) Intrarea radială fără șoc pentru cazul $V_{1m} = V_{2m}$, aceasta înseamnă unghiuri de intrare și de ieșire identice.

Pentru toate unghiurile β iau naștere triunghiuri de viteze, ale căror vârfuri sunt situate pe aceeași perpendiculară pe ΔV_u , figura 2.4.a. Aceasta înseamnă că $\Delta V_u = 2u$ pentru orice unghiuri ale paletelor ce se folosesc. Cu schimbarea unghiului β

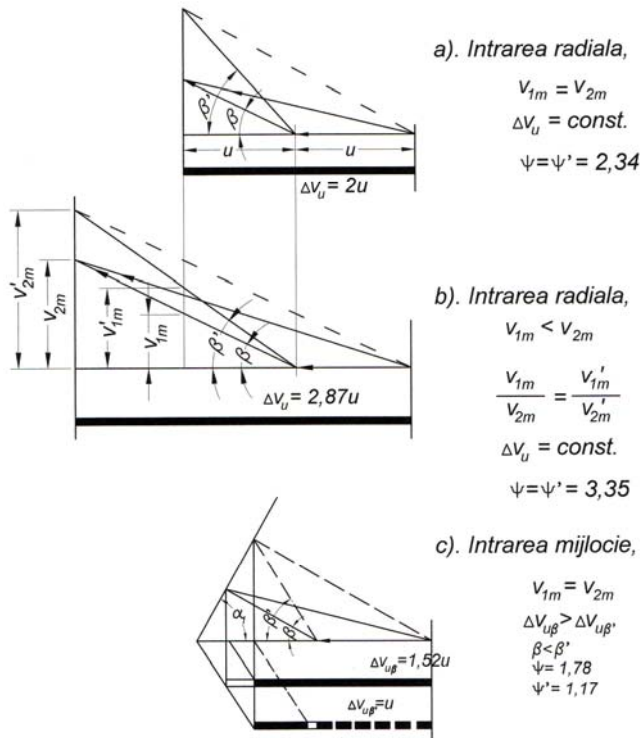
se schimbă doar capacitatea de aspirație a ventilatorului.

- 2) Intrarea radială fără șoc pentru cazul $V_{1m} < V_{2m}$, unghiul de intrare mai mic ca cel de ieșire, aceasta are ca efect, viteza curentului de aer la ieșire mai mare ca cea de la intrare.

Unghiul paletelor trebuie modificat în așa manieră ca raportul vitezelor de la intrare și ieșire să rămână o constantă. $\frac{V_{1m}}{V_{2m}} = \frac{V'_{1m}}{V'_{2m}}$. În acest caz ΔV_u nu se modifică

odată cu modificarea lui β .

Față de varianta 1 avem o presiune considerabil mai mare întrucât $\Delta V_u = 2,87u$, figura 2.4.b.



3) Intrarea cu șoc în același sens cu mișcarea pentru cazul $V_{1m} = V_{2m}$.

Unghiul paletelor trebuie modificat de așa manieră încât direcția dreptei pe care sunt situate vârfulurile triunghiurilor de viteze să rămână neschimbată $\alpha_1 = \text{constant}$, figura 2.4.c. În această situație se observă scăderea drastică a presiunii odată cu creșterea unghiului β , deoarece ΔV_u scade de la $1,52u$ la $1,0u$.

Figura 2.4. Influența unghiului β asupra vitezelor curentului de aer

2.2. Contribuții teoretice privind studiul procesului de curgere a aerului prin rețeaua de palete în vederea stabilirii parametrilor constructivi și funcționali de bază ai rotorului

Funcționarea liniștită și cu randament satisfăcător a acestui tip de ventilator are loc în condițiile când aerul intră, respectiv iese din rețeaua de palete a rotorului, fără șocuri, după cum a fost prezentat în paragraful 2.1.

Principiul care stă la baza funcționării rotorului ventilatorului transversal este asemănător cu cel pe baza căruia funcționează turbinele Banki cu rotoare tip tamburi și palete curbate înainte. De aceea în continuare se prezintă un studiu teoretic care se bazează pe asemănarea constructivă a rotorului cu turbina Banki.

În figura 2.5. sunt prezentate două porțiuni din rețeaua de palete; pe una se analizează curgerea aerului la intrarea în rotor, iar pe cealaltă curgerea la ieșirea din rotor. Pentru simplificare, ambele porțiuni de rețea sunt desfășurate pe o dreaptă.

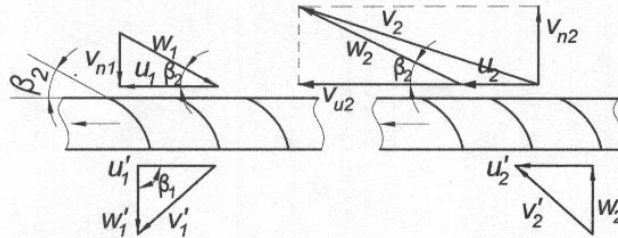


Figura 2.5. Triunghiurile vitezelor la intrările și ieșirile aerului din rețeaua de palete a rotorului

Pentru ambele porțiuni se prezintă triunghiurile vitezelor deasupra și respectiv sub rețele, atât pentru curgerea în sensul centripet cât și în sensul centrifug.

În partea exterioară, unghiul de înclinare al rețelei de palete se notează cu β_2 , iar în interior s-a luat $\beta_1 = \pi/2$, asigurându-se în felul acesta ieșirea radială din prima treaptă și intrarea tot radială în cea de-a doua treaptă.

Dacă se ține seama de influența numărului finit de palete, valoarea unghiului la ieșirea din prima treaptă a rotorului poate fi mărită până la 105° .

În concordanță cu această condiție, rezultă că trebuie asigurată egalitatea vitezelor la nivelul circumferinței interioare a paletelor.

Pentru analiza transformării energiei după legea impulsului, prezintă importanță numai intrarea și ieșirea aerului din rotor, fără să intereseze procesul curgerii în interiorul rotorului din figura 2.6.

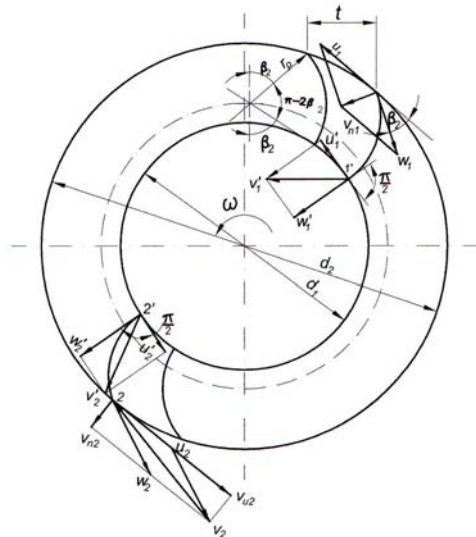


Figura 2.6. Studiul grafic al procesului de curgere a aerului prin rețeaua de palete a rotorului

În scopul ușurării considerațiilor teoretice ulterioare, se suprapun triunghiurile vitezelor de la intrarea și ieșirea aerului din rotor, deoarece unghiurile de dispunere a paletelor la intrarea și ieșirea aerului din rotor sunt aceleași (figura 2.7.).

Deoarece paleta rotorului are profilul unui arc de cerc, când $v_{n1} = v_{n2}$, se constată că pentru diverse unghiuri de înclinare β_2 , vârfurile triunghiurilor vitezelor atât pentru intrare cât și pentru ieșire se situează pe aceeași verticală.

Faptul că unghiul de înclinare al paletelor atât la intrare cât și la ieșirea aerului din rotor este același determină obținerea unor valori egale pentru vitezele relative w_1 și w_2 având aceeași direcție dar sensul opus (figura 2.7.)

Datorită faptului că zona de aspirație a rotorului nu este acoperită de carcasă, aerul intră radial în rotor, viteza absolută nu are o componentă tangențială, iar unghiul $\alpha_1 = \pi/2$. Din figura 2.7. rezultă că: $v_{u1} = u_1 - w_{u1} = 0$ sau $w_{u1} = u_1$

Deoarece u_1 și u_2 se manifestă pe aceeași periferie, rezultă că $u_1 = u_2$ și, luând în considerare că $w_1 = w_2$, componenta tangențială a vitezei absolute la ieșirea din rotor are valoarea: $v_{u2} = u_2 + w_{u2} = 2u_2 = 2u$

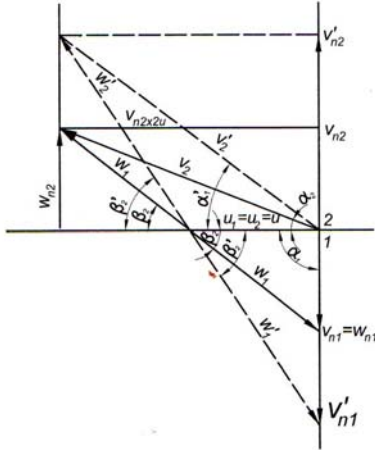


Figura 2.7. Studiul grafic al influenței unghiului de dispunere a paletelor asupra componentei v_{u2}

Prin urmare la un astfel de rotor, în condițiile respectării cerințelor amintite mai înainte, unghiul de înclinare al paletelor nu are nici o influență asupra valorii presiunii deoarece pentru orice valoare β_2 componenta tangențială $v_{u2} = 2u$.

Acest lucru constituie o particularitate a ventilatorului transversal cu astfel de palete, deoarece la celelalte tipuri de ventilatoare există o strânsă interdependență între variația unghiului β și variația presiunii create de ventilator.

Odată cu modificarea unghiului β_2 se modifică valoarea componentei radiale v_{nr} , influențând capacitatea de aspirație a rotorului.

Din figura 2.7. rezultă că:

$$v_{n2} = v_{u2} \operatorname{tg} \alpha_2 = 2u \operatorname{tg} \alpha_2 \text{ iar } w_{n2} = u \operatorname{tg} \beta_2$$

Deoarece $v_{n2} = w_{n2}$, rezultă că între unghiuri există următoarea dependență:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = 2 \operatorname{tg} \alpha_2 \quad (2.2)$$

Din cercetările efectuate la noi în țară

[86] a rezultat că, pentru ventilatorul încercat, cea mai bună uniformitate pe lățimea de lucru a acestuia s-a obținut cu poziția paletelor pentru care $\beta_2 = \pi/6$.

La acest unghi între componenta radială la ieșirea din rotor și viteza periferică a rotorului rezultă următorul raport: $v_{n2} = 2u \operatorname{tg} \alpha_2 \approx u/2$ (2.3)

Rotorul ventilatorului are forma unei tobe limitată pe ambele părți la distanța „b” de câte un disc pe care sunt fixate capetele paletelor. În timpul funcționării, o parte din periferia acestuia se găsește în zona de aspirație, fără să fie acoperită de carcasă, iar o altă parte se găsește în zona de refulare în canalul de conducere a aerului.

Dacă numărul total de palete este z iar al celor din zona de aspirație este z_a , atunci pe suprafața porțiunii de cilindru cu diametrul d_2 , ce se găsește în zona de aspirație, cantitatea de aer care intră în rotor cu viteza v_{n1} va fi:

$$Q_1 = \frac{z_a \cdot \pi \cdot d_2}{z} \cdot b \cdot v_{n1} = \frac{z_a \cdot \pi \cdot d_2}{z} \cdot b \cdot w_{n1} = \frac{z_a \cdot \pi \cdot d_2}{z} \cdot b \cdot w_1 \cdot \sin \beta_2 \quad [m^3 / s] \quad (2.4)$$

Notând cu $v = \frac{d_1}{d_2}$ și luând în considerare că la ieșirea jetului de aer din

prima treaptă a rotorului unghiul $\beta_1 = \pi/2$, figura 2.6, rezultă:

$$Q_1 = \frac{z_a \cdot \pi \cdot d_2}{z} \cdot b \cdot w_1 \quad (2.5)$$

Prin analogie cu funcționarea rotorului tip tobă al turbinelor de acest gen, la care energia potențială nu se transformă în lucru mecanic, adică:

$$H_p = \frac{u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot g} = 0, \text{ rezultă pentru rotorul ventilatorului:}$$

$$w_1^2 - w_1'^2 = u_1^2 - u_1'^2 \text{ sau } w_1'^2 = w_1^2 - \left[1 - \left(\frac{u_1'}{u_1} \right)^2 \right] \cdot u_1^2$$

Dacă $d_1 = v \cdot d_2$ atunci și $u_1' = v \cdot u_1$. În acest caz relația de mai sus devine:

$$\left(\frac{W_1'}{W_1}\right)^2 = 1 - (1 - v^2) \cdot \left(\frac{u_1}{W_1}\right)^2 \quad (2.6)$$

Pentru viteza periferică optimă corespunzătoare unghiului $\beta_2 = \pi/6$ se poate scrie:

$$\frac{u_1}{w_1} = \cos \beta_2 \cong \frac{\sqrt{3}}{2} \quad \text{iar} \left(\frac{u_1}{w_1}\right)^2 = \frac{3}{4}$$

Condiția de continuitate este asigurată în cazul când este satisfăcută egalitatea $Q_1 = Q_1'$, adică:

$$\frac{Z_a \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b \cdot w_1 \cdot \sin \beta_2}{Z} = \frac{Z_a \cdot v \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b \cdot w_1'}{Z} \quad (2.7)$$

de unde:
$$\frac{w_1 \cdot \sin \beta_2}{w_1'} = v = \frac{1}{2} \cdot \frac{w_1}{w_1'}$$

În aceste condiții putem scrie relația: $\left(\frac{w_1'}{w_1}\right)^2 = \frac{1}{4 \cdot v^2} = 1 - (1 - v^2) \cdot \frac{3}{4}$, care

în urma ordonării termenilor devine: $3 \cdot v^4 + v^2 - 1 = 0$ și care are soluția $v = 0,66 \cong \frac{2}{3}$.

Datorită faptului că, din cauza frecărilor aerului de palete, vitezele relative sunt mai mici decât cele calculate, este necesar să se mărească valoarea diametrului „ d_1 ” și de aceea se adoptă valoarea limită inferioară propusă de

literatura de specialitate, adică: $v = \frac{d_1}{d_2} = 0,7$.

Pornind de la condiția că, de cele mai multe ori, ventilatorul transversal trebuie să refuleze aerul într-o rețea pneumatică care are canal de secțiune dreptunghiulară cu dimensiunile I_c și B_c , se stabilește diametrul d_2 al rotorului adoptând valoarea coeficientului de debit $\varphi = 0,7$.

Această valoare se apropie și de propunerea lui B. Eck care susține că la aceste ventilatoare aproape 1/3 din cantitatea de aer aspirată recirculă [13].

Cunoscând că valoarea secțiunii canalului de refulare este $I_c B_c$ din condiția:

$$\varphi = \frac{Q}{B_c \cdot d_2 \cdot u} = \frac{2 \cdot Q}{\omega \cdot B_c \cdot d_2^2} \quad (2.8)$$

a rezultat:
$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot Q}{\varphi \cdot B_c \cdot \omega}} \quad [m] \quad (2.9)$$

Din această analiză a rezultat că între parametri constructivi și funcționali de bază ai ventilatorului există următoarea interdependență funcțională:

$$\omega = \frac{2 \cdot I_c \cdot v_{mg}}{\varphi \cdot d_2^2} \quad \left[\frac{rad}{s} \right] \quad (2.10)$$

Pentru aflarea numărului de palete „ z ” se folosesc experiențele efectuate cu turbinele la care raportul dintre pasul „ t ” și raza de curbura „ r_p ” a paletei variază în

limitele $t/r_p=0,5 - 1,3$ [13]. În scopul asigurării unui uniformități bune se adoptă pentru calculul numărului de palete: $t=0,7r_p$.

Pentru satisfacerea condițiilor de funcționare, analizate mai înainte, se stabilesc și valorile pentru „ r_p ”, respectiv „ z ”.

2.3. Sinteza teoriei curgerii potențiale plane influențată de un turbion activ la curgerea aerului prin spațiul gol al rotorului

În cazul curgerii aerului prin spațiul gol din rotorul ventilatorului transversal, mișcarea potențială plană a acestuia este mai comod de exprimat în coordonate polare „ r ” și „ θ ”, legate de cele carteziane prin relațiile:

$$x = r \cdot \cos \theta \quad y = r \cdot \sin \theta \quad x^2 + y^2 = r^2 \quad \text{și} \quad \frac{y}{x} = \operatorname{tg} \theta$$

În acest fel funcția variabilă complexă de forma $f(z) = \varphi(x, y) + i \cdot \psi(x, y)$ devine:

$$f(z) = \varphi(r, \theta) + i \cdot \psi(r, \theta) \quad \text{sau} \quad z = r \cdot e^{i\theta} \quad (2.11)$$

Efectuând cele două derivate parțiale se obține:

$$\frac{\partial f(z)}{\partial r} = \frac{\partial \varphi}{\partial r} + i \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r} \quad (2.12)$$

și

$$-\frac{i}{r} \cdot \frac{\partial f(z)}{\partial \theta} = -\frac{i}{r} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \quad (2.13)$$

Se constată că sunt respectate condițiile Riemann-Cauchy pentru funcțiile analitice deoarece prin analogie rezultă:

$$v_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \quad \text{și} \quad v_\theta = -\frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \quad (2.14)$$

Notând cu „ r ” corespondentul distanței „ a ” de la punctul analizat la turbion,

$$\text{viteza indusă de turbion va avea expresia: } v = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{r} \quad (2.15)$$

$$\text{O astfel de viteză derivă dintr-un potențial de viteze: } \varphi = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \theta, \quad (2.16)$$

deoarece efectuând derivatele parțiale după direcția normală pe raza vectorială și

$$\text{după direcția razei, se obține: } v_\theta = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{r} \quad (2.17)$$

$$\text{și } v_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = 0 \quad (2.18)$$

În acest caz, axa turbionului este perpendiculară în origine pe planul xOy , mișcarea fiind reprezentată prin potențialul complex:

$$f(z) = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \theta - i \cdot \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \ln r \quad (2.19)$$

Într-o astfel de mișcare, liniile echipotențiale sunt chiar razele, iar liniile de curent sunt cercurile cu centrul în origine (figura 2.8).

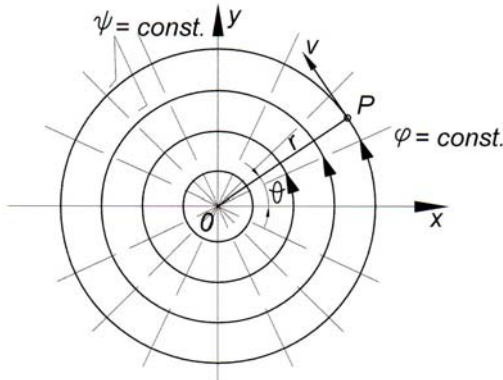


Figura 2.8. Mișcarea plană generată de un turbion rectiliniu

ventilatorului și un spectru aerodinamic al liniilor de curent în prezența unui turbion rectiliniu, conform celor date de B.Eck [13] în figura 2.9, relația vitezei induse (2.20) se poate scrie:

$$v = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\sqrt{r^2 + r_0^2 - 2 \cdot r \cdot r_0 \cdot \cos \alpha}} \quad (2.22),$$

în care :

r - este distanța de la punctul analizat până la axa rotorului ventilatorului transversal;

r₀ - distanța de la axa turbionului la cea a rotorului;

α - unghiul dintre raza r și dreapta ce unește axa turbionului cu axa rotorului.

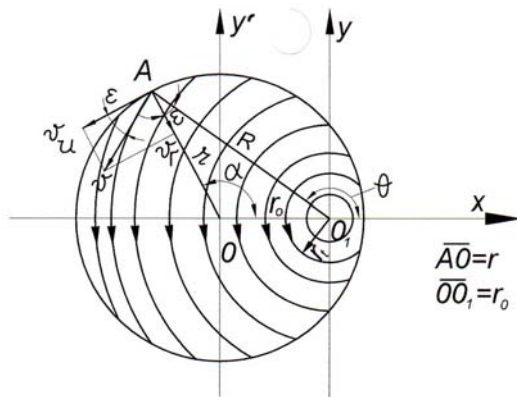


Figura 2.9. Spectrul liniilor de curgere din interiorul nepaletat al rotorului

Locul geometric al punctelor pentru care funcția φ are aceeași valoare „C” reprezintă o suprafață echipotențială, iar viteza într-un punct al unei astfel de suprafețe are direcția normalei. În aceste condiții relația vitezei exprimată cu ajutorul expresiei (2.17) poate fi scrisă:

$$v = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{r} = \frac{C}{r} \quad (2.20)$$

$$\text{iar, } \Gamma = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot v = 2 \cdot \pi \cdot C, \quad (2.21)$$

unde intensitatea circulației Γ joacă rolul debitului izvorului punctiform.

Admițând o curgere potențială plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

plană în interiorul nepaletat al rotorului

$$d\varphi = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot d\theta \quad (2.23)$$

$$\text{și } d\psi = -\frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{R} \cdot dR \quad (2.24)$$

Exprimând pe θ și R prin relațiile geometrice din figura 2.9 și integrând apoi ecuațiile diferențiale anterioare, rezultă:

$$\varphi = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot (\alpha + \varepsilon) = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\alpha + \arccos \left(\frac{r - r_0 \cdot \cos \alpha}{\sqrt{r^2 + r_0^2 - 2 \cdot r \cdot r_0 \cdot \cos \alpha}} \right) \right] \quad (2.25)$$

$$\text{și } \psi = -\frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \ln R = -\frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \ln \sqrt{r^2 + r_0^2 - 2 \cdot r \cdot r_0 \cdot \cos \alpha} \quad (2.26)$$

Componenta tangențială a vitezei absolute la intrarea în spațiul gol al rotorului capătă forma:

$$v_u = v \cdot \cos \varepsilon = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{r - r_0 \cdot \cos \alpha}{r^2 + r_0^2 - 2 \cdot r \cdot r_0 \cdot \cos \alpha} \quad (2.27)$$

în care viteza v este exprimată prin relația (2.22), iar $\cos \varepsilon$ rezultă din figura 2.10:

$$\cos \varepsilon = \frac{r - r_0 \cdot \cos \alpha}{\sqrt{r^2 + r_0^2 - 2 \cdot r \cdot r_0 \cdot \cos \alpha}}$$

Similar se obține componenta radială:

$$v_r = v \cdot \sin \varepsilon = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0 \cdot \sin \alpha}{r^2 + r_0^2 - 2 \cdot r \cdot r_0 \cdot \cos \alpha} \quad (2.28)$$

În cazul când centrul turbionului O_1 se află chiar pe circumferința interioară a rotorului, adică $r=r_0$, relațiile vitezei induse și a componentelor acesteia devin:

$$v = \frac{\Gamma}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \cos \alpha}}$$

și $v_u = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{r \cdot (1 - \cos \alpha)}{2 \cdot r^2 \cdot (1 - \cos \alpha)} = \frac{\Gamma}{4 \cdot \pi \cdot r} \quad v_u = \text{const.} \quad (2.29)$

Reprezentând în figura 2.10 conturul interior al rotorului și liniile de curgere ale curentului de aer, în condițiile în care centrul turbionului O_1 este astfel plasat

$$\text{încât } r=r_0, \text{ din triunghiul } AO_1C \text{ rezultă: } R = 2 \cdot r \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \quad v = \frac{v_u}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

$$\text{și deci: } R \cdot v = 2 \cdot r \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{v_u}{\cos \frac{\alpha}{2}} = 2 \cdot r \cdot v_u = d \cdot v_u \quad (2.30)$$

Legea $R \cdot v = v_u \cdot d = \text{const.}$ arată că viteza absolută a curentului variază de-a lungul circumferinței rotorului, ceea ce constituie o particularitate în funcționarea ventilatoarelor transversale.

Din triunghiul vitezelor în punctele A și B se poate scrie:

$$v_r = v_u \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{\Gamma}{4 \cdot \pi \cdot r} \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (2.31)$$

demonstrând că viteza radială la ieșirea din rotor variază după o lege tangențială.

În figura 2.10 s-au trasat două viteze de pe circumferința interioară a rotorului în punctele A și B, evidențiind o variație mare, atât a vitezei absolute cât și a celei radiale.

Variația după o lege tangențială a vitezei radiale la ieșirea din rotorul ventilatorului transversal constituie elementul ce determină un anumit profil pentru câmpul de viteze din secțiunea de ieșire a ventilatorului.

Modelarea acestuia după necesitatea procesului impus diverselor mașini agricole de tehnologia de lucru se poate face acționând asupra formei carcusei și difuzorului, respectiv prin utilizarea unor profile deflectoare.

Modul de distribuție a liniilor de curgere și de formare, respectiv dirijare, a turbionului potențial în spațiul liber din interiorul rotorului ventilatorului transversal a fost pus în evidență în urma unor experiențe de laborator a cercetătorilor germani[13], ruși[99] și americani [62]. Astfel, un aspect tipic de materializare a

liniilor de curent și a turbionului potențial, redată în figura 2.11, se datorează cercetărilor de laborator efectuate de cercetătorii ruși B.G.Turbin și N.P.Sîciugov [99].

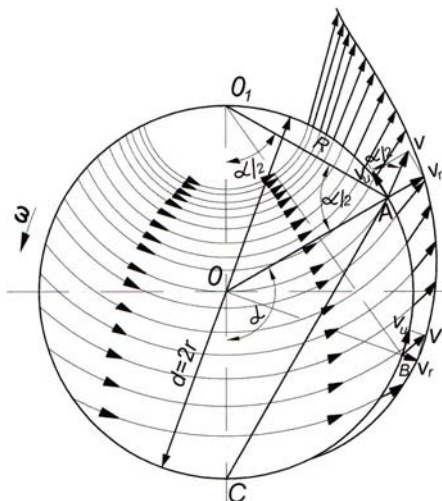


Figura 2.10 Variația vitezelor la ieșirea din zona interioară a rotorului.

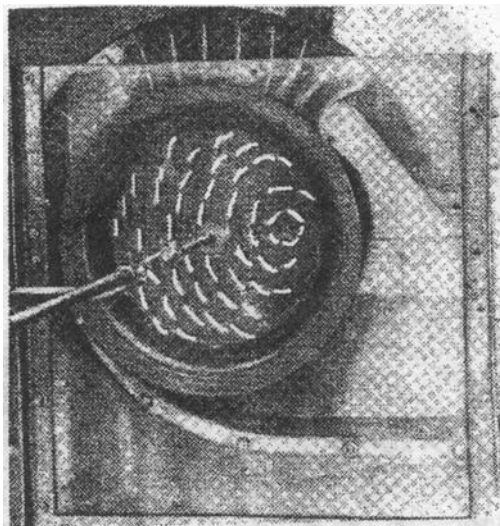


Figura 2.11. Vizualizarea turbionului potențial din interiorul rotorului

2.4. Schema aerodinamică și simbolizarea principalilor parametri constructivi ai ventilatorului transversal

Pentru o primă caracterizare a schemei aerodinamice a ventilatorului transversal, folosit în construcția camerelor de curățire ale mașinilor agricole, se prezintă în figura 2.12 simbolizarea principalilor parametri constructivi pentru una din variantele experimentate.

Rotorul ventilatorului are în toate cazurile forma unei tobe limitată pe ambele părți de câte un disc pe care sunt fixate capetele paletelor. Diferențele între diferitele variante de rotoare sunt în general minime și constau în alegerea geometriei, unghiului de așezare și numărului de palete. Principalele deosebiri constructive apar însă la carcase, impuse de realizarea unei eficiențe maxime în condițiile unor gabarite cât mai reduse și tehnologii de fabricație simplificate.

Principalii parametri constructivi și simbolizarea acestora, pentru una din variantele experimentale la noi în țară [86] sunt prezentați în figura 2.12 în care:

d_2 - diametrul exterior al rotorului este parametrul de bază al ventilatorului;

d_1 - diametrul interior al rotorului;

$d_3=d_{cp}$ - diametrul centrelor paletelor;

r_p - raza medie a paletei;

r_c - raza carcasei inferioare;

e - excentricitatea originii razei r_c ;

L_1, L_2 - dimensiunile carcasei și difuzorului;

I_c - înălțimea canalului de refulare;

α_{ar}, α_r - unghiul de aspirație, respectiv de refulare al ventilatorului;

Δ - valoarea interstițiului dintre carcasă și rotor.

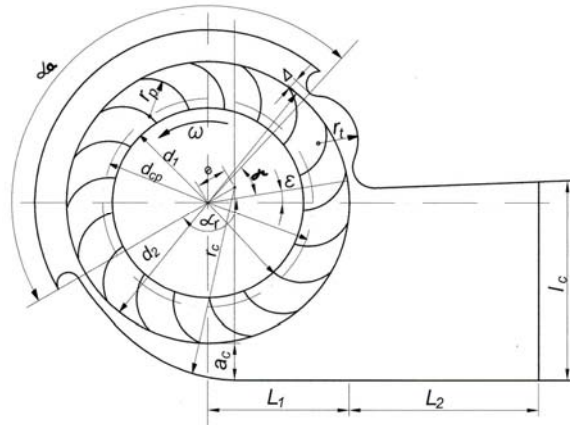


Figura 2.12 Schema constructivă a unei variante experimentale de ventilator transversal

2.5. Stabilirea parametrilor constructivi ai rotorului

2.5.1. Considerații asupra geometriei și numărului de palete

Partea esențială a oricărui rotor de turbomașină o constituie paletele [102, 115]. Geometria acestora poate fi mai simplă sau mai complexă și în consecință se aleg cele mai indicate metode de proiectare, respectiv execuție.

În general suprafața paletelor pompelor centrifuge prezintă o dublă curbură. Determinarea profilului paletei în planul normal la axul rotorului se face obișnuit prin metoda analitică a diferențelor finite (metoda prin puncte), utilizând relația:

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg} \beta} \text{ sau prin metoda grafică cu unul sau două arce de cerc [6, 33].}$$

Paletelor ventilatoarelor transversale sunt mult mai simple constructiv fiind formate din suprafețe cilindrice. Profilul acestora se determină aproape exclusiv prin metoda grafică cu un arc de cerc. [6, 13]. În acest scop trebuie cunoscute diametrele d_1 și d_2 , respectiv unghiurile β_1 și β_2 . Se construiesc în figura 2.13 cercurile de raze r_1 și r_2 din centrul O . Se trasează segmentul BA pe verticala OB . Se construiește apoi mediatoarea segmentului AB , iar din B se duce o secantă sub unghiul β_2 până la intersecția O_1 cu mediatoarea dinainte.

Punctul O_1 reprezintă centrul de curbură al profilului paletei exprimat prin arcul AB de rază r_p . Într-adevăr satisface condițiile impuse paletei: curbură uniformă, fără treceri bruște, având la extremități unghiurile β_1 și β_2 .

Raza de curbură a paletei r_p se determină analitic aplicând teorema cosinusului în triunghiurile OBO_1 și OAO_1 :

$$OO_1^2 = r_2^2 + r_p^2 - 2r_2 r_p \cos \beta_2 = r_1^2 + r_p^2 - 2r_1 r_p \cos \beta_1$$

După reducerea termenilor asemenea și o ordonare convenabilă se ajunge la: $2r_p (r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1) = r_2^2 - r_1^2$,

și în final la expresia razei de construcție a paletei:

$$r_p = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \cdot (r_2 \cdot \cos \beta_2 - r_1 \cdot \cos \beta_1)} \quad (2.32)$$

Stabilirea numărului de palete necesar rotorului ventilatorului transversal, destinat să echezeze o anumită mașină agricolă, reprezintă în principiu o problemă

de optimizare specifică fiecărui caz, în funcție de exigențele ce se impun față de indicii cantitativi ai câmpului aerodinamic realizat și de structura rețelei prin care se materializează acel câmp. Din acest punct de vedere, spre exemplu, este evidentă diferența de structură a rețelei de refulare din cadrul camerelor de curățire de la batozele și combinele de recoltat cereale, în comparație cu sistemul tehnic de dispunere a celor două canale de curățire de la mașinile de curățit și sortat semințe. Prezența sitelor în canalele de curățire, mai ales a acelor cu orificiile reglabile, are o mare influență asupra intensității câmpului în care se află amestecul de prelucrat, dar și asupra distribuției acestuia pe suprafața de lucru. De aceea, o mare importanță în optimizarea numărului de palete pentru fiecare categorie de mașini agricole o reprezintă experimentul. Totuși, la modul general, pentru studiul teoretic al acestui parametru se poate aplica teoria folosită în stabilirea numărului de palete pentru ventilatoarele centrifuge echipate cu rotoare tip tambur [13]. În acest scop

se pleacă de la pasul paletelor, raportat la diametrul d_2 , definit prin $t = \frac{\pi \cdot d_2}{z}$ și se analizează raportul dintre pas și raza de curbură a paletei (figura 2.13.).

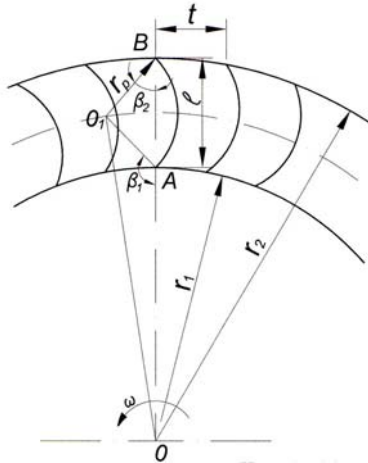


Figura 2.13 Parametrii constructivi ai paletelor rotorice.

Valorile oferite în literatura de specialitate [13, 33, 92] pentru t/r_p variază între 0,5 și 1,3. B.Eck recomandă limite mai restrânse: de la 0,7 la 1,0. Din figura 2.13, rezultă extinderea radială a paletei $I = r_2 - r_1 = 2 \cdot r_p \cdot \cos \beta_2$

$$\text{de unde } r_p = \frac{r_2 - r_1}{2 \cdot \cos \beta_2} \quad (2.33)$$

Pentru: $t = 0,7 r_p$ și $\beta_2 = 45^\circ$ rezultă:

$$z = \frac{\pi \cdot d_2}{t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2}}{0,7} \cdot \frac{d_2}{d_2 - d_1} = 12,7 \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_1}{d_2}}$$

$$\text{iar pentru } t = r_p \text{ rezultă: } z = 8,88 \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_1}{d_2}} \quad (2.34)$$

Admițând raportul diametrelor d_1/d_2 între 0,8 și 0,86, rezultă pentru numărul de palete: $z = 44$ în primul caz și în cel de al doilea $z = 64$. Având în vedere că paletel ventilatorului transversal imprimă de două ori energie aerului, înseamnă că numărul acestor palete se reduce la jumătate, adică z este cuprins între 22 și 32 palete.

În cazul ventilatoarelor transversale destinate mașinilor agricole, pentru eliminarea din amestecurile de produse recoltate mecanizat a componentelor ușoare, după cum au demonstrat aplicațiile practice, numărul paletelor poate fi și mai mic.

Experimentele efectuate de N. P. Sîciugov [77] pe ventilatoare transversale echipate cu număr diferit de palete au permis stabilirea următoarelor corelații ale lui z cu τ ;

$\tau =$	0,50	0,66	0,80	1,01	1,31
$Z =$	14	18	22	28	36

în care: $\tau = \frac{l}{t} = \frac{l}{\pi d_2} z$ poartă numele de „desimea” rețelei de palete. [27, 92]

În scopul asigurării unei echilibrări judicioase a rotorului se recomandă adoptarea unui număr par de palete.

Lungimea paletelor este impusă de lățimea de lucru a mașinii agricole pe care o deservește ventilatorul transversal, iar grosimea ei de rezistența mecanică necesară și de ușurarea tehnologiei de execuție. Cel mai des întâlnit, în construcția ventilatoarelor transversale destinate mașinilor agricole grosimea paletelor este cuprinsă între 1,5 și 3 mm.

2.5.2. Contribuții la proiectarea discurilor profilate pentru fixarea paletelor

În cazul rotoarelor ventilatoarelor transversale, discurile de susținere a paletelor au o importanță deosebită pentru a menține paletele în poziții bine definite pentru funcționarea ventilatorului la parametrii proiectați.

Pentru a realiza o asamblare demontabilă, ușoară și comodă, a paletelor în cadrul rotorului ventilatorului s-a realizat profilarea discurilor de susținere a paletelor conform schemei din figura 2.14.

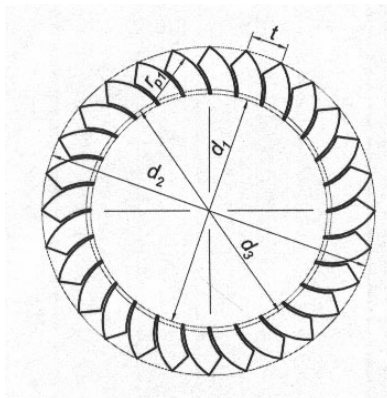


Figura 2.14. Schema discului de susținere a paletelor rotorului

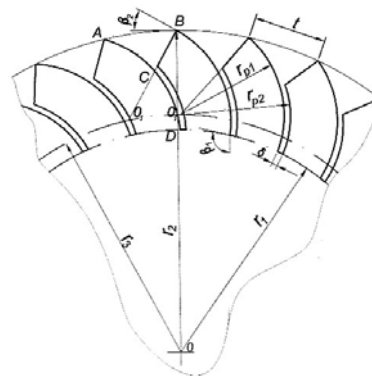


Figura 2.15. Parametrii ce caracterizează profilarea discului de susținere a paletelor rotorului

Profilul acestor discuri se determină aproape exclusiv prin metoda grafică, după ce se determină în prealabil profilul paletelor. Pentru aceasta trebuie cunoscute diametrul d_1 și d_2 respectiv unghiurile β_1 și β_2 , precum și numărul de palete z_p .

Astfel se construiesc în figura 2.15. cercurile de rază $r_1 = \frac{d_1}{2}$, $r_2 = \frac{d_2}{2}$ și r_3

din centrul O , unde r_3 este determinat conform relației 2.43

În vederea fixării paletelor în aceste discuri sunt decupate profilele AD sub formă de arce de cerc care au razele r_{p1} și r_{p2} , trasate din centrele O_1 care coincid cu centrele paletelor, $r_{p1} = r_p - \frac{\delta}{2}$ și $r_{p2} = r_p + \frac{\delta}{2}$ (2.35.)

în care: r_p este raza paletelor conform relației 2.32 și „ δ ” grosimea acestora.

Profilele sunt practicate la periferia discurilor și dispuse echidistant cu pasul t egal cu cel al paletelor $t = \frac{\pi \cdot d_2}{z_p}$. (2.36)

Pentru ca montarea și demontarea paletelor să se facă cu ușurință, acestea se fixează cu șurub pe mijlocul arcului AC de rază r_{p1} .

Accesul la fixarea paletelor cu șurub este posibil după decuparea porțiunii ABC exterioare profilului.

Grosimea discului de susținere a paletelor este mai mare decât diametrul șurubului de fixare al paletelor, condiție impusă de tehnologia de execuție a găurii filetate în disc pentru acest șurub.

Pentru a reduce masa rotorului se recomandă discuri de susținere a paletelor confecționate din materiale ușoare.

Prelucrarea discurilor de susținere a paletelor s-a făcut pe o mașină de prelucrare prin așchiere în trei axe cu comandă numerică, folosindu-se două freze cilindro-frontale, prima cu diametrul de 10 mm pentru prelucrarea exterioară a discurilor, așa cum se observă în figura 2.16, iar a doua freză cu diametrul de 2 mm pentru profilarea locașurilor de fixare a paletelor, prezentată în figura 2.17.



Figura 2.16. Prelucrarea exterioară a discului de susținere a paletelor

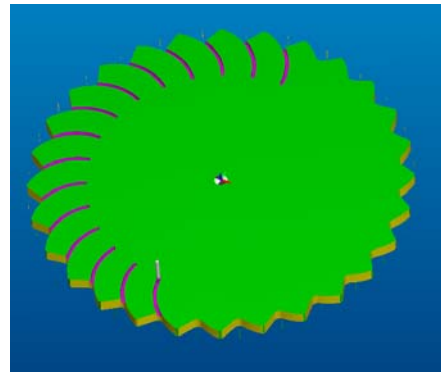


Figura 2.17. Profilarea locașurilor de fixare a paletelor

Mașina de prelucrare prin așchiere în trei axe lucrează pe baza unui program de prelucrare în care sunt descrise atât cinematica piesei, cât și a sculelor folosite.

2.5.3. Contribuții la definitivarea bazei teoretice pentru profilarea paletelor rotorului

Paletelor rotorului ventilatorului transversal sunt curbate după un arc de cerc și dispuse echidistant la periferia rotorului între diametrul d_1 și d_2 . Poziționarea lor este caracterizată de unghiurile constructive β_2 la intrarea și β_1 la ieșirea aerului din treapta de aspirație și astfel alese încât curbura paletelor să fie înainte, adică în sensul de rotație.

În continuare se prezintă metodica de profilare a paletelor folosind corelații geometrice. Se dau: valorile diametrelor d_2 respectiv d_1 a rotorului, unghiurile dintre vectorii vitezelor relative și tangențiale la ieșirea și respectiv intrarea în rotor, adică unghiul β_1 și β_2 , precum și numărul de palete z_p .

Profilarea paletelor se reduce la determinarea:

- razei de curbura a paletelor r_p ;
- unghiurilor de fixare a paletelor φ și ψ ;
- unghiului la centru θ ;
- lungimii arcului și a coardei AB;
- pasului paletelor t ;
- razei de poziționare a centrelor paletelor r_3 .

Unghiurile de poziționare φ și ψ determină poziția coardei AB în raport cu raza

interioară $r_1 = \frac{d_1}{2}$ respectiv raza exterioară $r_2 = \frac{d_2}{2}$ a rotorului.

În figura 2.18. se prezintă modul de profilare a paletelor cu $\beta_2 < 90^\circ$ și $\beta_1 \approx 90^\circ$.

Din figură rezultă că unghiul $\angle OBO_1 = \beta_2$ și unghiul $\angle OAO_1 = \beta_1$.

$$\alpha = \beta_2 + \psi; \quad \gamma = \alpha + \varphi; \quad \gamma = 180^\circ - \beta_1$$

În urma înlocuirii în relațiile de mai sus a valorilor cunoscute se obține:

$$\psi + \varphi = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2) \quad (2.37)$$

Notăm: $\psi + \varphi = \varepsilon$, teorema sinusului aplicată în triunghiul AOB ne conduce la relația

$$\frac{\sin \psi}{\sin \varphi} = \frac{r_1}{r_2} \quad (2.38)$$

$$\frac{\sin \psi}{\sin \varphi} = \frac{\sin \varepsilon \cdot \cos \varphi - \cos \varepsilon \cdot \sin \varphi}{\sin \varphi} = \frac{r_1}{r_2} \quad (2.39)$$

Din ultima egalitate a relației 2.39 rezultă $\operatorname{tg} \varphi = \frac{r_2 \cdot \sin \varepsilon}{r_1 + r_2 \cdot \cos \varepsilon}$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left(\frac{r_2 \cdot \sin \varepsilon}{r_1 + r_2 \cdot \cos \varepsilon} \right) \quad (2.40)$$

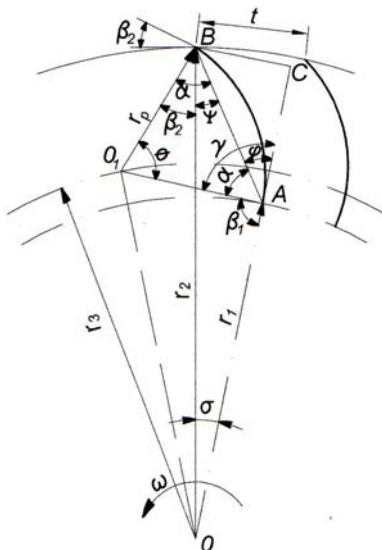


Figura 2.18. Profilarea paletelor rotorului ventilatorului transversal

În afară de acestea, din triunghiul O_1AB se obține: $\theta = 180^\circ - 2\alpha$, iar din triunghiul OAB: $\sigma = \varphi - \psi$

Lungimea coardei AB a paletelor se determină cu ajutorul relațiilor din triunghiul ABC și OBC astfel:

$$\overline{AB} \sin \varphi = r_2 \sin \sigma; \quad \overline{AB} = r_2 \cdot \frac{\sin \sigma}{\sin \varphi} \quad (2.41)$$

Raza de curbura a paletelor r_p va fi:

$$r_p = \frac{\overline{AB}}{2 \cos \alpha} \quad (2.42)$$

iar lungimea arcului paletelor $AB = r_p \theta$, în care θ este unghiul la centru al paletelor exprimat în radiani.

Pasul paletelor $t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{z_p}$, figura 2.18.

Raza de poziționare a centrelor paletelor r_3 se determină analitic aplicând teorema cosinusului în triunghiul OBO_1 :

$$r_3 = \sqrt{r_2^2 + r_p^2 - 2 \cdot r_2 \cdot r_p \cdot \cos \beta_2} \quad (2.43)$$

Prin aceste calcule s-a demonstrat că este posibilă profilarea teoretică a paletelor rotorului ventilatorului transversal.

Conform acestei metodici pentru rotorul care are: $d_2=320$ mm, $d_1=224$ mm, $\beta_2=30^\circ$, $\beta_1=90^\circ$, $z_p=28$, rezultă că: $r_2=160$ mm, $r_1=112$ mm, $\varphi=36^\circ$, $\psi=24^\circ$, $\alpha=54^\circ$, $\sigma=12^\circ$, lungimea coardei $AB=56,7$ mm, raza paletelor $r_p=48,48$ mm, pasul paletelor $t=35,8$ mm, unghiul la centru al paletelor $\theta=72^\circ$, raza de poziționare a centrelor paletelor $r_3=121$ mm.

2.6. Stabilirea parametrilor constructivi ai carcasei

2.6.1. Studii asupra factorilor ce delimitează mărimea zonei de aspirație a carcasei

În timpul funcționării ventilatorului transversal, o parte din periferia rotorului se găsește la un moment dat în zona de aspirație, iar o altă parte în zona de refulare, realizând principiul dublei treceri.

Zona de aspirație a carcasei ventilatorului transversal este caracterizată prin unghiul α_a și corespunde intrării libere a aerului în rotor, conform figurii 2.19, în care este arătată posibilitatea de modificare a zonei de aspirație a ventilatorului transversal. Transferul de energie mecanică în energie hidraulică se realizează prin intermediul rotorului. Cantitatea de aer aspirată și împinsă de acesta spre conducta de refulare se compune din debitul ce trece prin rotor, componenta de bază a acestuia, și partea recirculată prin spațiul dintre carcasă și rotor.

Curentul de aer ce străbate rotorul este limitat pe de o parte de cercul muchiilor interioare a paletelor, iar pe cealaltă parte de nucleul turbionului potențial (figura 2.9).

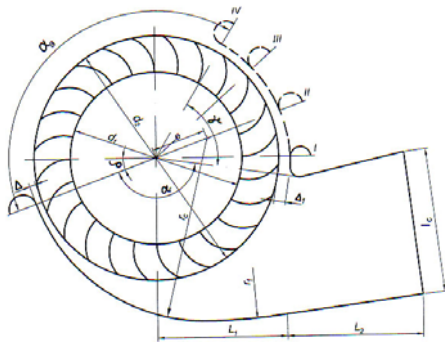


Figura 2.19. Schema unui ventilator transversal cu posibilitatea de modificare a zonei de aspirație

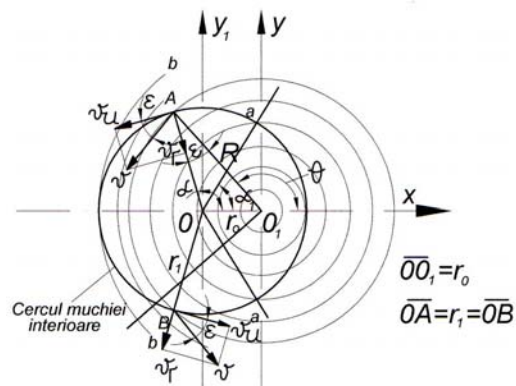


Figura 2.20. Studiul influenței componente radiale a vitezei asupra debitului.

Capacitatea de aspirație a rotorului depinde de variația direcției și mărimii componente radiale a vitezei. Suprapunând circumferința muchiilor interioare ale

paletelor peste liniile de curent ale câmpului potențial, rezultă pentru componenta

$$\text{radială a vitezei expresia: } v_r = \frac{\Gamma_1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0 \cdot \sin \alpha}{r_1^2 + r_0^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_0 \cdot \cos \alpha} \quad (2.44)$$

în care: $\Gamma_1 = 2\pi r_1 v_u$ este circulația vitezei.

Dacă cantitatea de aer ce trece prin corpul rotorului este delimitată de liniile extreme de curgere ale curentului, anume a-a și b-b din figura 2.20, intersectate de circumferința interioară a paletelor în pozițiile care corespund $\alpha=0$ și $\alpha \cong \pi$, atunci α influențează în mod esențial asupra debitului ventilatorului transversal.

Astfel arcul de cerc, de-a lungul căruia componenta radială „ v_r ” a vitezei este îndreptată către centrul rotorului descrie zona de aspirație a aerului, iar arcul de cerc de-a lungul căruia această componentă este dirijată dinspre centrul rotorului, delimitează zona de refulare a aerului.

Zona de aspirație se află deasupra axei OX a absciselor, iar modul caracteristic de dirijare a componentei v_r în cele două zone este indicat în punctele A și B din figura 2.20.

Legea de variație a componentei v_r , în funcție de α , pentru diferitele valori

ale raportului $m = \frac{r_0}{r_1}$, se prezintă în figura 2.21. Din această figură rezultă că,

pentru toate valorile raportului m , componenta radială v_r crește de la valoarea zero când $\alpha=0$, atinge repede o valoare maximă pentru $\alpha \cong \alpha_1$ și apoi scade continuu devenind iarăși zero pentru $\alpha \cong \pi$. Din aceeași figură se constată că, prin creșterea raportului m , componenta v_r crește corespunzător fiecărui domeniu de variație a unghiului α .

Astfel, pentru $m=1$ curba componentei radiale ocupă poziția cea mai de sus, apoi urmează în ordine descrescătoare curbele pentru $m=0,8$, $m=0,6$ etc.

În cazul particular când centrul O al circumferinței de rază r_1 s-ar suprapune centrului O_1 al turbionului ($m=0$), componenta $v_r = 0$ pentru toate compartimentele de variație ale unghiului α , ventilatorul nu mai asigură aspirația aerului.

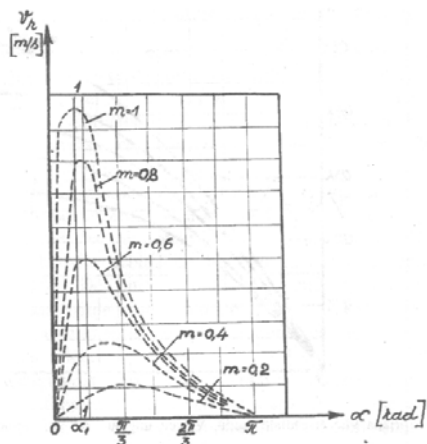


Figura 2.21 Variația componentei v_r în funcție de unghiul α și raportul $m = r_0/r_1$

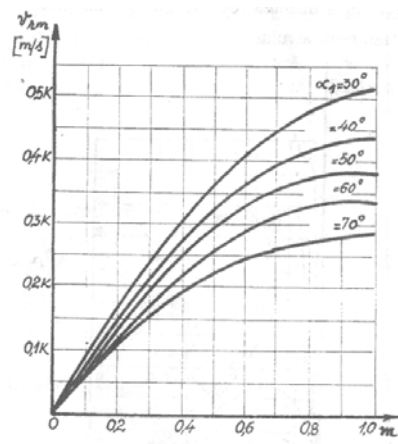


Figura 2.22 Variația vitezei radiale medii v_{rm} cu unghiul α_1 și raportul $m = r_0/r_1$

Micșorarea unghiului α conduce la creșterea zonei de aspirație și deci a debitului ventilatorului. Aceeași concluzie rezultă și din figura 2.21, în care verticala 1-1 corespunde unghiului $\alpha = \alpha_1$, ce caracterizează poziția liniei de curent dinspre extrema de lângă nucleul turbionului. Întrucât debitul ventilatorului este proporțional cu suprafața delimitată de axa absciselor, curba $v_r = f(\alpha)$ și ordonata 1-1, atunci cu cât unghiul α este mai mic, cu atât debitul este mai mare.

O influență deosebită asupra valorii debitului o are raportul $m = r_0/r_1$, debitul crescând direct proporțional cu creșterea acestui raport. De aici rezultă că trebuie acordată toată atenția elementelor constructive ale carcasei ventilatorului, astfel încât centrul turbionului să fie dispus cât mai aproape de periferia rotorului.

Dependența grafică dintre valoarea medie a componentei radiale a vitezei și raportul m , pentru $\Gamma_i = \text{const}$ și $r_i = \text{const.}$, la diferitele valori parametrice ale unghiului α_1 , pot fi urmărite în figura 2.22.

Valoarea medie a componentei radiale v_{rm} , s-a determinat cu ajutorul relației:

$$v_{rm} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\pi} \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0 \cdot \sin \alpha d\alpha}{r_1^2 + r_0^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_0 \cdot \cos \alpha}}{\pi - \alpha_1} = \frac{\Gamma}{4 \cdot \pi \cdot r_1} \cdot \ln \left(\frac{r_1^2 + r_0^2 + 2 \cdot r_1 \cdot r_0}{r_1^2 + r_0^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_0 \cdot \cos \alpha_1} \right)$$

La determinarea vitezei v_{rm} valoarea lui r_1 s-a luat egală cu unitatea.

Din figura 2.21 reiese că la $m=0$ valoarea medie a componentei radiale a vitezei este nulă pentru toate valorile unghiului α_1 . Pe măsură ce raportul m crește, valoarea v_{rm} crește foarte rapid, atingând valoarea maximă pentru $m=1$. Totodată se observă că prin micșorarea unghiului α_1 viteza v_{rm} crește pentru toate compartimentele raportului m . Zona de aspirație a ventilatorului este exprimată prin unghiul $\alpha_a \cong \pi - \alpha_1$.

Studiile experimentale efectuate de N.Șciugov [73] au evidențiat că aspirația aerului în rotor se face în condiții optime pentru $\alpha_a = 160^\circ - 175^\circ$, iar ieșirea aerului din rotor reclamă un unghi mai mic $\alpha_r = 100^\circ - 145^\circ$.

2.6.2. Profilarea peretelui inferior al carcasei

Din punct de vedere hidraulic carcasa oricărui ventilator cuprinde două părți distincte: aspirația și refularea. În cazul ventilatoarelor transversale partea de aspirație este extrem de simplă, de cele mai multe ori având exclusiv rol mecanic de suport, curentul de aer intrând liber, nedirijat în rotor.

Partea de refulare, exceptând zona prevăzută cu cavitatea pentru captarea turbionului potențial, este de asemenea mai simplificată comparativ cu camera de refulare a ventilatoarelor centrifugale întrucât unghiul de înfășurare a spiralei are circa 180° , iar lățimea camerei este constantă. Două sunt condițiile principale pe care trebuie să le satisfacă partea de refulare a carcasei:

- să asigure pierderi minime de presiune la dubla trecere prin rotor și
- să realizeze viteze de maximă uniformitate în secțiunea de ieșire a aerului din ventilator, independent de valoarea lățimii acesteia.

După cum se observă în figura 2.23, camera de refulare a ventilatorului transversal este de fapt un canal închis, cu secțiunea dreptunghiulară de lățime constantă și înălțime variabilă. Peretele superior al camerei are cel mai adesea o suprafață plană. Ca urmare, dimensionarea camerei necesită profilarea peretelui inferior, respectiv cunoașterea razei r_c .

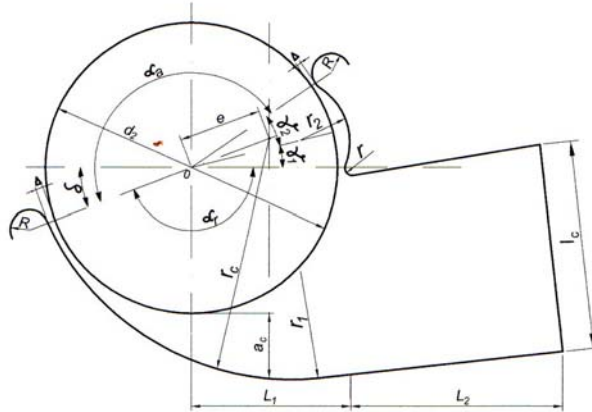


Figura 2.23 Schema aerodinamică a unui model de ventilator transversal cu carcasa neprofilată

Pentru ventilatoarele cu carcasa neprofilată, figura 2.23, (asa zisele ventilatoare cu carcasa care are peretele inferior cu cot) la care nu se impune o uniformitate riguroasă a câmpului aerodinamic în secțiunea de ieșire, perpendiculară pe direcția de curgere, profilul inferior al carcasei se poate determina cu relația empirică:

$$r_c = \Delta + \frac{d_2}{2} + e \quad (2.46)$$

în care:

$\Delta = 5-10$ mm- reprezintă valoarea interstițiului dintre carcasă și rotor în secțiunea de început a spiralei;

d_2 -diametrul de intrare în prima treaptă a rotorului;

$e = 80-95$ mm este excentricitatea originii razei de curbură față de axul rotorului.

Valoarea excentricității „e” se alege astfel încât să se asigure desfășurarea finală „ a_c ” la valoarea propusă, în condițiile precizării prealabile a unghiului δ și a valorii interstițiului Δ , care să asigure egalitatea $e \cdot \cos \delta = a_c + 1$, în care $a_c = 0,12d_2$. În aceste condiții valoarea razei de curbură a carcasei este:

$$r_c = \Delta + \frac{d_2}{2} + \frac{a_c + 1}{\cos \delta} \quad (2.47)$$

În cazul ventilatoarelor mai pretențioase, ventilatoare cu carcasă profilată, figura 2.24, care trebuie să realizeze la ieșire o distribuție constantă a vitezelor, problema se tratează cu mai multă rigurozitate, profilul peretelui trebuind să coincidă cu traiectoria liniei de curent extreme, conturată de o spirală logaritmică [79], definită de relația:

$$r_f = r_i \cdot e^{\frac{Q}{B\Gamma_2}} \quad (2.48)$$

în care:

r_f este raza finală a peretelui camerei;

r_i - raza inițială a peretelui;

B - lățimea camerei;

φ - unghiul cuprins între o rază curentă și raza inițială;

Q - debitul de aer vehiculat;

$\Gamma_2 = 2\pi r_2 v_{u2}$ este circulația curentului de aer în carcasă;

v_{u2} este componenta tangențială a vitezei la ieșirea din rotor.

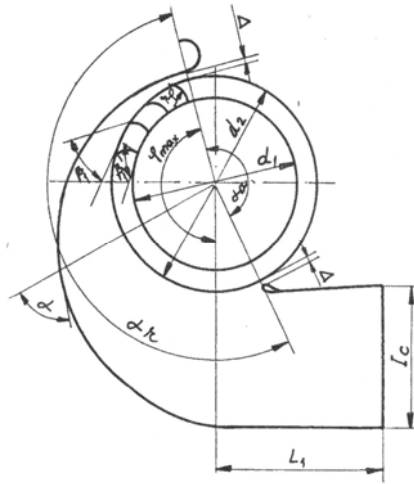


Figura 2.24. Schema aerodinamică a unui model de ventilator transversal cu carcasa profilată

Dezvoltând funcția dată de relația de mai sus în seria Mac-Laurin și luând

$$r_1 = r_2; \text{ rezultă: } r_f = r_2 \cdot \left[1 + \frac{Q}{B\Gamma_2} \varphi + \frac{1}{1 \cdot 2} \left(\frac{Q}{B\Gamma_2} \varphi \right)^2 + \frac{1}{1 \cdot 2 \cdot 3} \left(\frac{Q}{B\Gamma_2} \varphi \right)^3 + \dots \right] \quad (2.49)$$

și neglijând termenii începând cu cei de ordinul doi se obține:

$$r_f = r_2 \cdot \left[1 + \frac{Q}{B\Gamma_2} \varphi \right] \quad (2.50)$$

Notând cu I_C înălțimea secțiunii finale a camerei spirale ce corespunde unghiului de înfășurare maxim ($\varphi_{\max} \approx \pi$), conform figurii 2.24, se obține: $I_C = r_f - r_2$

$$\text{iar din relația 2.50 rezultă: } I_C = r_2 \cdot \pi \cdot \frac{Q}{B\Gamma_2} \quad (2.51)$$

Substituind în această ultimă expresie pe $\Gamma_2 = 2\pi r_2 v_{u2}$ se ajunge în final la relația:

$$I_C = \frac{Q}{2Bv_{u2}} \quad (2.52)$$

care permite calculul înălțimii camerei de refulare în secțiunea finală, corespunzătoare unghiului $\varphi = 180^\circ$

Contribuții importante asupra elementelor constructive ale carcasei ventilatoarelor transversale au fost aduse de N.P.Sîciugov [73] în urma experimentării unor variante având peretele inferior profilat conform relației:

$$R = R_i \cdot e^{\varphi \cdot ctg \alpha} \quad (2.53)$$

în care:

R_i - este raza inițială;

φ - unghiul dintre raza inițială și raza curentă R a camerei;

α - unghiul dintre raza curentă și tangenta la carcasă

Rezultatele experimentale sunt materializate în principal în caracteristici ce evidențiază evoluția mărimilor Q , Δp și η funcție de parametrii constructivi ai ventilatoarelor transversale.

2.6.3. Profilarea peretelui superior al carcasei

Capacitatea de aspirație dorită pentru ventilatorul transversal se obține prin dirijarea turbionului din interiorul rotorului care generează un curent de aer ce revine în interiorul rotorului după ce a ieșit din acesta.

Studiile teoretice și experimentale efectuate de diverși cercetători [13, 71] în vederea dirijării turbionului potențial cât mai la periferia rotorului, au demonstrat că volumul de aer admis în spațiul din interiorul rotorului și apoi recirculat, nu poate fi redus sub 30%.

De aceea literatura de specialitate [13] recomandă un coeficient de debit $\varphi=0,7$.

Rezultă că o parte din energia imprimată maselor de aer se pierde prin această recirculare iar randamentul ventilatorului depinde în mare măsură de cantitatea de aer ce revine în rotor.

Pentru evitarea acestui dezavantaj, în evoluția construcției ventilatorului transversal s-a încercat dirijarea recirculării aerului prin profilarea peretelui superior al carcasei cu cavitate.

În figura 2.25 se consideră cercul C_2 ca fiind conturul spațiului liber din interiorul rotorului, delimitat de bordura interioară a paletelor, iar cercul C_1 conturul turbionului transversal.

În scopul stabilirii razei de curbură a cavității carcasei se va analiza posibilitatea de formare a unui turbion de rază r_t , astfel încât să se respecte condiția:

$$\int_{\phi(C_1)} - \int_{ABC} = 0,7 \int_{\phi(C_2)} \quad (2.54)$$

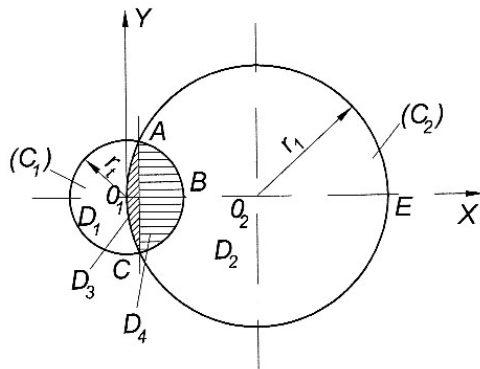


Figura 2.25. Schemă pentru stabilirea razei de curbură a peretelui superior al carcasei

Zona hașurată rezultată în urma intersecțiilor celor două cercuri C_1 și C_2 constituie domeniul „D” a cărei suprafață urmează să fie determinată.

$$\text{Domeniul } D_1 \cap D_2 = D_3 \cup D_4 \quad (2.55)$$

În concordanță cu notațiile din figura 2.25 pentru domeniile D_1 , D_2 , D_3 și D_4 , se obțin următoarele expresii:

$$D_1(x^2 + y^2 \leq r_1^2) \quad (2.56)$$

$$D_2(x^2 + y^2 - 2 \cdot r_1^2 \cdot x \leq 0) \quad (2.57)$$

$$D_3 \left\{ x^2 + y^2 - 2 \cdot r_1 \cdot x \leq 0 \wedge x \in \left[0, \frac{r_1^2}{2 \cdot r_1} \right] \right\}, \quad (2.58)$$

$$D_4 \left\{ (x^2 + y^2) \leq r_1^2 \wedge x \in \left[\frac{r_1^2}{2 \cdot r_1}, r_1 \right] \right\} \quad (2.59)$$

Deoarece domeniul D este un domeniu compact și $F_2(D)$ este o curbă netedă pe porțiuni, aria lui D se calculează cu expresia: $A_D = \iint_D dx \cdot dy$ (2.60)

Din intersecția cercurilor (C_1) și (C_2) se obțin coordonatele punctelor A și C.
Cum ecuația cercului (C_1) este: $x^2 + y^2 = r_t^2$, iar a cercului (C_2) este:

$$x^2 + y^2 - 2 \cdot r_1 \cdot x = 0 \Rightarrow r_t^2 - 2 \cdot r_1 \cdot x = 0 \Rightarrow x = \frac{r_t^2}{2 \cdot r_1}$$

$$\text{Iar } y = \pm \left(r_t^2 - x^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \pm \left[r_1^2 - \frac{r_1^4}{4 \cdot r_1^2} \right]^{\frac{1}{2}} = r_t \left[1 - \frac{r_t^2}{4 \cdot r_1^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Sub această formă, punctele A și C au următoarele coordonate:

$$A \left[\frac{r_t^2}{2 \cdot r_1}; r_t \cdot \left(1 - \frac{r_t^2}{4 \cdot r_1^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \text{ și } C \left[\frac{r_t^2}{2 \cdot r_1}; -r_t \cdot \left(1 - \frac{r_t^2}{4 \cdot r_1^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

Din ecuațiile:

$$(C_1) \quad x^2 + y^2 = r_t^2 \Rightarrow x = \pm \left(r_t^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$(C_2) \quad x^2 + y^2 - 2 \cdot r_1 \cdot x = 0 \Rightarrow x = r_1 \pm \left(r_1^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Pentru a afla aria domeniului D se analizează aria:

$$AO_1BA = \frac{A_D}{2} = \iint_D dx \cdot dy \quad (2.61)$$

Se observă că limitele de integrare pentru x sunt:

$$x_1 = r_1 - \left(r_1^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{și} \quad x_2 = \left(r_t^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{iar pentru „y” sunt: } y_1 = 0 \quad \text{și}$$

$$y_2 = r_t \cdot \left(1 - \frac{r_t^2}{4 \cdot r_1^2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{În consecință: } A_D = I = \int_D dx \cdot dy = \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{x_1}^{x_2} dx \quad (2.62)$$

$$A_D = \int_{y_1}^{y_2} \left\{ \left(r_t^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}} - \left[r_1 - \left(r_1^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \cdot dy = \int_{y_1}^{y_2} \left[\left(r_t^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}} - r_1 + \left(r_1^2 - y^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right] \cdot dy =$$

$$= I_1 - I_2 + I_3$$

Pentru stabilirea valorii primei integrale I_1 , se efectuează schimbarea de variabilă: $y = r_t \cdot \sin \varphi$ și deci $\Rightarrow dy = r_t \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi$

În cazul în care $y = 0$ rezultă $\varphi_1 = 0$

$$\text{Și pentru } y = r_t \cdot \left(\frac{r_t^2}{4 \cdot r_1^2} \right)^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \varphi = \arcsin \left(1 - \frac{r_t^2}{4 \cdot r_1^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.63)$$

Prin urmare:

$$I_1 = \int_0^{\arcsin\left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}} \left(r_t^2 - r_t^2 \sin^2 \varphi\right)^{\frac{1}{2}} r_t \cos \varphi \cdot d\varphi = \frac{r_t^2}{2} \left[\arcsin\left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{r_t}{2 \cdot r_1} \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$\text{respectiv: } I_2 = \int_0^{\arcsin\left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}} r_1 dy = r_1 \cdot r_t \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.64)$$

Pentru rezolvarea integralei I_3 se notează: $y = r_1 \cdot \sin \theta$ și $dy = r_1 \cdot \cos \theta \cdot d\theta$

Pentru $y_1 = 0 \Rightarrow \theta_1 = 0$

$$\text{Iar pentru } y = r_t \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \theta_2 = \arcsin \frac{r_t}{r_1} \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Deci

$$\begin{aligned} I_3 &= \int_0^{\arcsin\left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}} \left(r_t^2 - r_1^2 \cdot \sin^2 \theta\right)^{\frac{1}{2}} r_1 \cos \theta \cdot d\theta = \\ &= \frac{r_1^2}{2} \arcsin \frac{r_t}{r_1} \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{r_1 \cdot r_t}{2} \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right) \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.65)$$

Aria:

$$\begin{aligned} D &= 2 \cdot I = I' = r_t^2 \arcsin\left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{r_t^3}{2 \cdot r_1} \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2} - 2 \cdot r_1 \cdot r_t\right) \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} + \\ &+ r_1^2 \cdot \arcsin \frac{r_t}{r_1} \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} + r_1 \cdot r_t \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right) \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.66)$$

În urma efectuării detaliilor rezultă:

$$I' = r_t^2 \arcsin\left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} + r_1^2 \cdot \arcsin \frac{r_t}{r_1} \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} - r_1 \cdot r_t \cdot \left(1-\frac{r_t^2}{4r_1^2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.67)$$

Relația 2.67 exprimă legătura generală între cei doi parametri de bază: r_1 pentru spațiul cilindric gol din interiorul paletelor rotorice și r_t pentru cavitatea ce trebuie să aibă carcasa ventilatorului în zona de captare a turbionului.

Împunând ca $I' < 0,3 \cdot \pi \cdot r_1^2$ și luând în considerare valoarea razei interioare a rotorului ventilatorului considerat, se calculează în baza relației 2.67. valoarea r_t a cavității carcasei.

În figura 2.26 se prezintă trei propuneri pentru profilarea peretelui superior al carcasei, dintre care se consideră că, având în vedere dificultățile de fabricare, varianta „a” sub forma unui sector cilindric este de preferat.

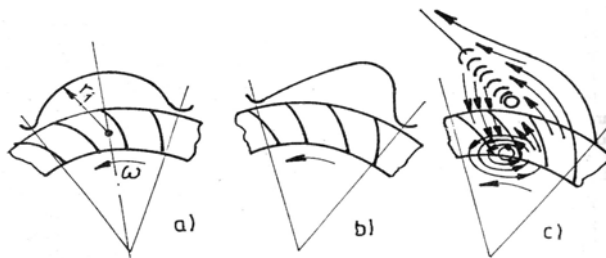


Figura 2.26. Soluții constructive de profilare a peretelui superior al carcasei ventilatorului transversal

Ceretările de laborator prezentate în lucrarea [81] propun varianta din figura 2.26.b, când este necesar un debit mic dar la presiuni relativ ridicate, în care situație se acceptă o recirculare importantă a aerului prin rotor.

Cea de-a treia propunere prezentată în figura 2.26.c este realizată sub forma unei rețele de palete înguste, care oferă avantajul recirculării într-un spațiu foarte mic cât și acela al încetinerii curentului de aer în această zonă. Această construcție este recomandată pentru obținerea ventilatoarelor transversale cu gabarite mici.

2.7. Studii asupra factorilor ce influențează debitul ventilatorului transversal

Debitul ventilatorului transversal este funcție directă de cantitatea procentuală de aer ce revine în rotor prin recirculare. Cu cât turbionul este deplasat mai spre periferia rotorului cu atât recircularea este mai intensă, vitezele vor crește și deci coeficientul de debit φ va fi mai mare.

Sub forma cea mai generală debitul unui ventilator se definește ca fiind fluxul de masă sau de volum trecut în unitatea de timp printr-o secțiune caracteristică, ortogonală la direcția de curgere a fluidului vehiculat. În primul caz poartă numele de debit masic și se exprimă prin relația:

$$M = \int_S \rho \cdot \bar{v} \cdot \bar{n} \cdot ds \quad [\text{Kg/s}] \quad (2.68)$$

$$\text{iar în cel de-al doilea debit volumic: } O = \int_S \bar{v} \cdot \bar{n} \cdot ds \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2.69)$$

Ca secțiune caracteristică se alege, în mod obișnuit, fie secțiunea de la intrare (de aspirație), fie secțiunea de la ieșirea din ventilator (de refulare).

Legea conservării masei conduce la egalitatea $M_a = M_r$, astfel că nu este necesar să se precizeze dacă este vorba de secțiunea de aspirație sau de cea de refulare.

Pentru debitul volumic se impune însă asemenea precizare, deoarece în cele două secțiuni debitele pot fi diferite ca valoare. Egalitatea $Q_a = Q_r$ este valabilă numai dacă se poate neglija efectul compresibilității fluidului [25, 33].

În cadrul prezentei lucrări se va utiliza exclusiv debitul volumic, întrucât s-a admis că fluidul de lucru este incompresibil ($\rho = \text{constant}$).

La ventilatoarele transversale aerul străbate de două ori paletajul rotoric: o dată centripet la intrare și apoi centrifug la ieșire. După cum s-a arătat anterior, curgerea se desfășoară în plane perpendiculare pe axul rotorului, fiind considerată potențială bidimensională.

Debitul din ventilator este definit de relația:

$$Q_t = Q_p + Q_i + Q_s \tag{2.70}$$

unde semnificația celor trei termeni este:

- Q_p -debitul de aer antrenat de paletetele rotorului,
- Q_i - debitul interior corespunzător zonei nepaletate a rotorului și
- Q_s - debitul trecut prin interstițiul dintre rotor și carcasă.

Pentru concretizarea primului termen Q trebuie să se țină seama că în timpul funcționării, o parte din periferia rotorului se află periodic în zona de aspirație liberă, neacoperită de carcasă, în timp ce restul se găsește în zona închisă a carcasei.

Dacă numărul total de palete rotorice este Z , iar a celor din zona de aspirație Z_a , atunci pe suprafața porțiunii de cilindru cu diametrul d_2 aflată în zona de aspirație, cantitatea de aer care intră în rotor, conform ecuației de continuitate este:

$$Q_p = \frac{Z_a \cdot \pi \cdot d_2}{Z} \cdot b \cdot w_{r1} = \frac{Z_a \cdot \pi \cdot d_2}{Z} \cdot b \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1 \tag{2.71}$$

Pentru a determina cel de-al doilea termen Q_i se va apela la figura 2.27.

Curentul principal ce trece prin rotorul ventilatorului este limitat, pe de o parte de circumferința muchiilor interioare a paletelor, iar pe de altă parte de nucleul turbionului potențial cu centrul în O_1 și rază r_o , situat în apropierea aceleiași circumferințe [99].

Debitul Q_i este o mărime funcțională dependentă de unghiul α_a care caracterizează extinderea zonei de aspirație. Într-adevăr, debitul ce trece prin planul radial O_1F este nul, apoi crește atingând valoarea maximă când curentul străbate planul O_1E , după care descrește devenind din nou zero în planul O_1G .

Planele O_1E și O_1G delimitează zona în care carcasa acoperă rotorul ventilatorului.

Viteza particulei de aer, corespunzătoare punctului M , exprimată în sistemul

de coordonate rectangulare (n, s) , este: $v = \frac{\partial \varphi}{\partial s} = -\frac{\partial \psi}{\partial n}$.

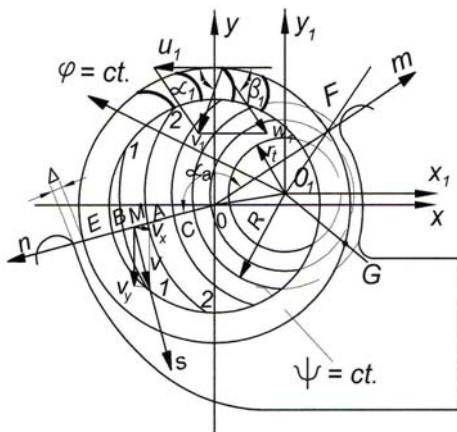


Figura 2.27. Influența turbionului potențial asupra debitului

Debitul teoretic elementar cuprins între liniile de curent 1 - 1 și 2 - 2 va fi:

$$dQ_i = v \cdot dA = v \cdot dn \cdot l = d\Psi \tag{2.72}$$

în care „l” reprezintă lățimea unitară a paletelor rotorice.

Integrând relația 2.72. se obține:

$$Q_d = \int_1^2 v \cdot dn = \psi_2 - \psi_1 \tag{2.73}$$

Debitul de aer ce trece prin întreg planul O_1E corespunde valorii maxime și este dat de relația:

$$Q_{max} = \psi_E - \psi_C, \tag{2.74}$$

unde ψ_E și ψ_C reprezintă funcția de curent corespunzătoare segmentului de dreaptă ce unește punctele E și C.

Liniile de același potențial de viteză

$\varphi = \text{constant}$ pot fi materializate prin familiile de drepte care trec prin axul turbionului O_1 iar liniile de curent $\psi = \text{constant}$ reprezintă familii de arce de cerc concentrice cu centrul în O_1

Mărimile ψ_E și ψ_C se determină în funcție de parametrii rețelei rotorice:

- raza paletei r_p ;
- unghiul la centru al paletei θ ;
- unghiul de fixare al paletei β_1 ;
- raportul celor două diametre $\nu = \frac{d_1}{d_2}$;
- raza r_0 ce definește poziția centrului turbionului.

Se poate scrie așadar: $Q_i = f(r_p, \theta, \beta, \nu, r_0)$ (2.75)

Ultimul termen din relația 2.70 reprezintă debitul pierdut prin interstițiul

dintre rotor și carcasă, exprimat prin: $Q_s = \mu \cdot A_s \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_s}{\rho}}$ [m³/s] (2.76)

în care:

- μ - este un coeficient de debit ($\mu = 0,85$);
- $A_s = \pi d_2 \Delta$ secțiunea interstițiului [m²];
- $\Delta = 0,006 d_2$ - lățimea interstițiului [m];
- H_s - căderea de presiune în interstițiu [N/m²].

Ca urmare a celor prezentate mai sus, debitul teoretic din ventilator poate fi scris sub forma generală:

$Q_i = Q_p + Q_i + Q_s = f(r_p, \theta, \beta_1, \nu, r_0, \Delta)$ [m³/s] (2.77)

Datorită faptului că s-a făcut abstracție de efectul vâscozității aerului, pentru calculul debitului real al ventilatoarelor transversale, se recomandă relația:

$Q = c_d \cdot b \cdot d_2 \cdot u_2$ [m³/s] (2.78)

unde:

- b - este lățimea rotorului;
- u_2 - viteza periferică pe circumferința de diametrul d_2 ;
- $c_d = 0,7$ - coeficient de debit.

2.8. Presiunea realizată de ventilatorul transversal

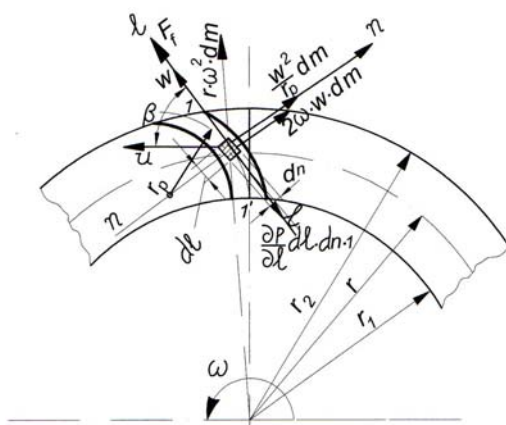


Figura 2.28. Forțele ce acționează asupra particulei la curgerea aerului printre palete în zona de aspirație

La ventilatorul transversal, cât și la celelalte tipuri de ventilatoare, energia mecanică este transmisă curentului de aer prin intermediul paletelor rotorului în care scop se analizează mișcarea particulelor de aer prin canalele dintre palete. Pentru ca acest rotor să aspire aer, este necesar ca paletele să fie curbate în sensul de rotație.

Considerând că rotorul ventilatorului funcționează conform teoriei bidimensionale, pe direcția n-n perpendiculară pe axa canalului de rază r_p , acționează asupra particulei gazoase de masă elementară „dm” forța centrifugă $\frac{\omega^2}{r_p} \cdot dm$, figura 2.28.

Deoarece deplasarea particulei are loc pe o traiectorie circulară intervine și forța Coriolis $2\omega w_{dm}$, dirijată după aceeași direcție.

De asemenea, după direcția razei „r” a rotorului ventilatorului acționează o altă forță centrifugă $r\omega^2 dm$ care pe direcția 1-1 de curgere, are componenta $r\omega^2 dm \sin \beta_1$ și care influențează negativ asupra aspirației.

Din cauza variației presiunii pe direcția de curgere, asupra particulei de aer pe suprafața elementară dn , acționează forța de presiune: $\left(\frac{\partial p}{\partial l}\right) \cdot dl \cdot dn \cdot 1$

În sens contrar deplasării relative a particulei intervine o forță de frecare F_f .

Direcția, sensul și mărimea rezultantei tuturor acestor forțe hotărăsc condițiile de aspirație create de acest tip de ventilator.

Accelerația particulei la un moment dat este definită printr-o componentă locală a vitezei relative $\frac{\partial w}{\partial t}$ și alta convectivă produsă de gradientul de viteză $\frac{\partial w}{\partial l}$

de-a lungul traiectoriei particulei, adică: $\frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial l}$ (2.79)

Aplicând masei elementare de aer „dm” principiul lui D' Alambert după direcția 1-1 se obține:

$$\frac{\partial w}{\partial t} dm + w \frac{\partial w}{\partial l} dm + \frac{\partial p}{\partial l} dn \cdot dl \cdot 1 - r\omega^2 dm \cdot \sin \beta_1 - F_f = 0 \quad (2.80)$$

Deoarece vectorul viteză al particulei se află pe direcția 1-1, nu vor exista componente după alte direcții, astfel că se poate scrie: $\frac{\partial w}{\partial l} = \frac{dw}{dl}$.

Observând că $dl \sin \beta_1 = dr$, după câteva transformări, ecuația (2.80) devine:

$$w \cdot dw + \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad } p - \omega^2 \cdot r \cdot dr - F_f \cdot dl = -\frac{\partial w}{\partial t} \cdot dl \quad (2.81)$$

După integrarea în raport cu „l” între secțiunile de intrare 1 și de ieșire 1', din prima treaptă a ventilatorului transversal rezultă:

$$\left(p_{1'} + \rho \cdot \frac{w_{1'}^2}{2}\right) - \left(p_1 + \rho \cdot \frac{w_1^2}{2}\right) - \frac{\rho}{2} \cdot (u_{1'}^2 - u_1^2) - \Delta p_{f_1} = -\int_1^{1'} \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot dl \quad (2.82)$$

Exprimând vitezele relative în punctele 1 și 1' din triunghiurile vitezelor sub forma: $w_2 = u_2 + v_2 - 2u \cdot v_u$ se obține:

$$\left(p_{1'} + \rho \cdot \frac{w_{1'}^2}{2}\right) - \left(p_1 + \rho \cdot \frac{w_1^2}{2}\right) = \frac{\rho}{2} \cdot (u_{1'}^2 - u_1^2) + \Delta p_{f_1} - \int_1^{1'} \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot dl \quad (2.83)$$

Notând cu p_{a1} și p_{a2} presiunile la intrare, respectiv la ieșirea aerului din canalul de aspirație, în sensul de curgere centripet, se obține în final relația presiunii teoretice în zona de aspirație a ventilatorului transversal:

$$\Delta p_a = p_{a1'} - p_{a1} = \rho \cdot (u_1 v_{u1} - u_{1'} v_{u1'}) + \Delta p_{f_a} - \int_1^{1'} \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot dl \quad (2.84)$$

În mod asemănător se deduce relația presiunii teoretice la curgerea în sens centrifug, în cea de a doua treaptă, ajungându-se la relația:

$$\Delta p_r = p_{r2} - p_{r2'} = \rho \cdot (u_2 v_{u2} - u_{2'} v_{u2'}) + \Delta p_{f_r} - \int_{2'}^2 \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot dl \quad (2.85)$$

Cum ventilatorul transversal imprimă energie particulelor de aer în ambele trepte de funcționare, presiunea totală devine: $\Delta p = \Delta p_a + \Delta p_r$

$$\Delta p = \rho \cdot (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) + \Delta p_{fa} + \Delta p_{fr} - \int_1^1 \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot dl - \int_2^2 \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial t} \cdot dl \quad (2.86)$$

În ipoteza fluidului perfect și a mișcării staționare, relația ultimă se simplifică, luând forma generală a ecuației lui Euler pentru turbogeneratoare:

$$\Delta p = \rho \cdot (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (2.87)$$

Dacă se analizează structura relației presiunii totale, se constată că la curgerea aerului prin prima treaptă a rotorului apare o încetinire a vitezei relative [6]. Pentru ca aceasta să fie cât mai mică, deci cât mai favorabilă, este necesar ca

raportul diametrelor $\nu = \frac{d_1}{d_2}$ să fie cât mai mare, ceea ce se realizează în condițiile unor palete foarte înguste.

În cea de a doua treaptă trebuie să apară o accelerare forțată a curentului de aer pentru a se obține o încărcare mare a paletelor rotorice. Deci avantajul pentru aspirație constituie un dezavantaj pentru refulare, astfel că s-a ajuns la un compromis [13] prin recomandarea limitelor: $0,70 < \nu < 0,85$.

Experimental s-a demonstrat [13, 103, 115] că, pe lângă raportul diametrelor ν , o influență importantă asupra valorii presiunii o au: raza paletei r_p , viteza periferică u_2 și unghiul β_1 ce definește poziția paletei.

Pentru intrarea fără stator și cu șoc nul, $\beta_1 = \text{arc tg } v_1/u_1$.

Prin urmare presiunea totală este funcție de următorii parametri:

$$\Delta p = f(r_p, \beta_1, \nu, u_2, \rho) \quad (2.88)$$

Din punct de vedere energetic presiunea totală Δp reprezintă puterea transferată de ventilator gazului refulat raportată la debitul volumic.

Presiunea totală reală produsă de ventilator se măsoară prin creșterea presiunii gazului vehiculat [6, 32], adică prin diferența între presiunea totală medie la refulare și presiunea totală medie la aspirație:

$$\Delta p = p_{tr} - p_{ta} = (p_{sr} + p_{dr}) - (p_{sa} + p_{da}) \quad (2.89)$$

În care: p_{sa} , p_{sr} - sunt presiunile statice la aspirație, respectiv refulare;

$$p_{da,r} = \frac{\sum_{i=1}^n p_{di}}{n} \quad \text{- sunt presiunile dinamice medii la aspirație și refulare;}$$

p_{di} - este presiunea dinamică locală;

n - numărul ariilor elementare aparținând secțiunilor de aspirație și refulare, în care se pot considera p_{di} constante.

De cele mai multe ori, în aplicațiile practice se determină diferența de presiune totală a ventilatoarelor cu relația simplificată:

$$\Delta p = \left(p_{sr} + \frac{\rho_r \cdot v_r^2}{2} \right) - \left(p_{sa} + \frac{\rho_a \cdot v_a^2}{2} \right) \quad (2.90)$$

unde v_r și v_a reprezintă vitezele medii din secțiunile de aspirație și refulare.

Diferența de presiune totală Δp se exprimă în S. I.: $[\Delta p] = \text{N/m}^2 = \text{Pa}$.

2.9. Nivelul de zgomot

Pentru protecția mediului înconjurător un rol important revine poluării sonice. Este pe deplin justificată măsura luată în ultimul timp, pe plan mondial, ca zgomotul produs de ventilatoare să fie inclus în caracteristicile acestora, devenind un important criteriu de competitivitate.

Originea zgomotului poate fi de natură aerodinamică (regim nestaționar, pulsație de presiune, desprinderi ale stratului limită, trenuri de vârtejuri, turbulenta aerului vehiculat) sau de natură mecanică (neechilibrarea subansamblelor rotorice, lagăre uzate, carcase insuficient rigidizate, defectiuni de montaj, etc).

Cercetările experimentale efectuate și prezentate în lucrarea [86] cu privire la nivelul de zgomot realizat de ventilatorul transversal, la care paletelile au fost fixate succesiv în cinci poziții, la diferite unghiuri de poziționare β_1 și β_2 , au arătat că, pentru pozițiile paletelor corespunzătoare unghiului $\beta_1 \geq 1,82 \text{ rad}$. nu s-au mai prezentat rezultatele cercetărilor deoarece nivelul de zgomot a crescut brusc.

Așadar, intensitatea zgomotului depinde, atât de caracteristicile aerodinamice și constructive ale ventilatoarelor, cât și de regimul de funcționare [6, 33]. Din acest punct de vedere s-a constatat [62, 79] că ventilatoarele transversale sunt mai silențioase decât cele clasice, nivelul de intensitate acustică (L) fiind mai mic cu (3 - 6) dB.

3. STUDII ASUPRA FACTORILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI CE INFLUENȚEAZĂ CAPACITATEA DE ASPIRAȚIE A AERULUI DE CĂTRE VENTILATORUL TRANSVERSAL

3. 1. Influențarea capacității de aspirație a ventilatorului transversal prin măsuri de dirijare a turbionului

Deplasarea curentului de aer în interiorul rotorului transversal i-a preocupat pe mulți cercetători. Dintre aceștia Bruno Eck a încercat să facă vizibil curentul de aer din interiorul rotorului și, până la urmă, a arătat că există un turbion ce acționează pe marginea carcasei care înglobează întregul curent de aer [13]. Acest fenomen este observat în figura 3.1.

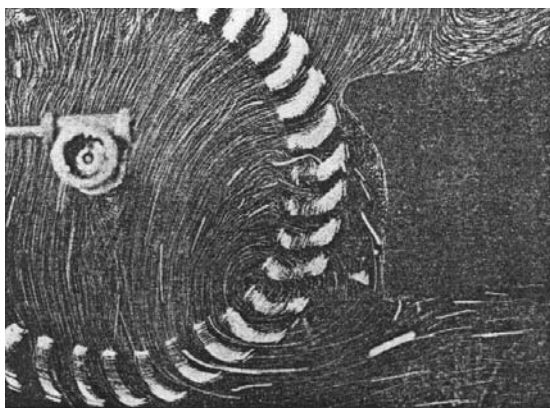


Figura 3.1. Structura turbionului în interiorul rotorului ventilatorului

Centrul turbionului este situat cam la jumătatea interioară a paletelor.

După ce a evidențiat turbionul liber din interior, a rezultat că acesta, prin mijloace adecvate se poate dirija și din exterior.

Prin acestea se pot schimba caracteristicile ventilatorului. În funcție de mijloacele folosite, turbionul poate fi dirijat în așa fel încât să se obțină ventilatoare cu debit mic însă cu presiune mare și invers. Acest reglaj se poate efectua prin acționarea unor mecanisme adecvate.

Pe de o parte prin acesta apar pierderi mari în timp ce alte linii de curent ce traversează de mai multe ori rotorul dau o energie mai mare.

Prin aceasta sunt de așteptat cifre de presiune foarte mari la curenți interiori foarte mari.

În figura 3.2 se arată ce deplasări poate face turbionul. La debite foarte mari, centrul turbionului este situat aproape de periferia rotorului (în punctul 1), foarte aproape de secțiunea de despărțire între zona de presiune și de depresiune. Prin reglaje acest centru începe să se deplaseze. În funcție de această mișcare, caracteristicile ventilatoarelor încep să se schimbe simțitor.

Limitele posibile ale mișcării acestui centru al turbionului sunt date de punctele de capăt 2 și 3. Această mișcare a centrului turbionului este dată pe de o parte de forma carcasei și pe de altă parte de construcția adiacentă carcasei.

Prin aceasta au loc caracteristici total diferite. Această posibilitate o putem numi controlul turbionului, o posibilitate ce nu există la nici un alt tip de ventilator.

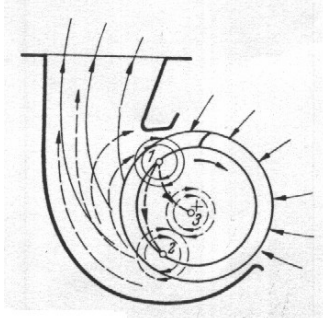


Figura 3.2. Schema deplasării turbionului

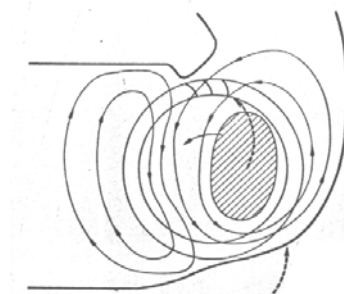


Figura 3.3. Schema circulației aerului prin rotorul ventilatorului pentru un debit nul de aer

La debit zero ia naștere o circulație a curentului prezentate în figura 3.3. În timp ce turbionul conducător este aproape de centrul de rotație, ia naștere un al doilea turbion contrar primului, în timp ce chiar la debite zero apar de multe ori oscilații foarte mari ce îngreunează măsurătorile exacte ale presiunii.

Prin profilele de dirijare amplasate în exteriorul rotorului în zona de aspirație, ca în figura 3.4., se poate interveni asupra efectului final al ventilatorului.

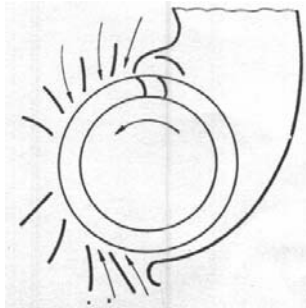


Figura 3.4. Schema de amplasare a profilelor de dirijare a aerului

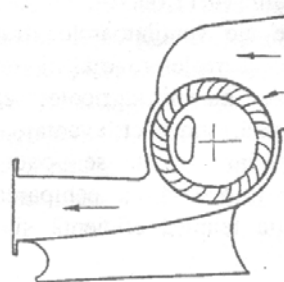


Figura 3.5. Variantă constructivă de ventilator transversal

Deosebit de eficient s-au dovedit măsurile întreprinse asupra carcasei. La început separarea zonei de aspirație de cea a refulării s-a realizat prin interstiții foarte mici între rotor și carcasă, soluție propusă de P. Mortier figura 3.5. și preluată apoi și de alți cercetători. Ulterior s-a renunțat la aceasta în favoarea măririi și diversificării formei acestor spații.

În figura 3.6.a se prezintă soluția cu un interstițiu relativ mare și constant, iar în figurile 3.6.b și 3.6.c, interstiții cu înălțime variabilă, mișcându-se în sensul de mișcare a rotorului și asigurând o trecere lină a spațiului de admisie în cel de refulare.

Efectuarea unor studii teoretice și cercetări de laborator [81] au condus la soluția dispunerii în corpul carcaselor ventilatoarelor a unor cavități, de formă spațială, a unor sectoare cilindrice prezentate în figura 3.7.a, 3.7.b. Cavitățile sunt indicate în special când se necesită vehicularea debitelor mici la presiuni relativ ridicate, în care situații se acceptă o recirculare importantă a aerului.

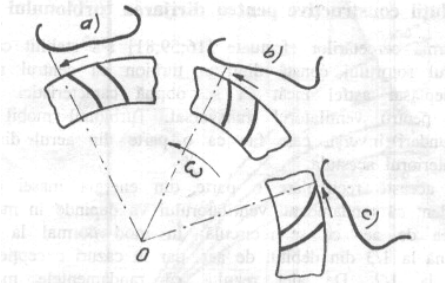


Figura 3.6. Evoluția formei interstițiului rotor-carcasă

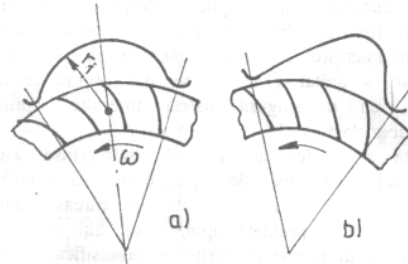


Figura 3.7. Soluții constructive de cavitați practicate în carcasa ventilatorului

Prin această recirculare, o parte din energia masei de aer se pierde. Evident că randamentul ventilatorului va depinde în mare măsură de cantitatea de aer ce se recirculă. În mod normal la recirculare participă până la 1/3 din debitul de aer, dar, în cazuri excepționale, poate să ajungă la 1/2. De aici rezultă că randamentele maxime ale ventilatoarelor transversale sunt limitate la circa 65%. În funcție de modul de dirijare a turbionului mobil, cantitatea de aer recirculat poate fi mai mare sau mai mică.

Principalii parametri funcționali ai ventilatoarelor transversale, debit și presiune, pot fi reglați prin modificări asupra carcasei ventilatorului care influențează poziția turbionului din interiorul rotorului.

Cercetătorul Bruno Eck, în lucrarea sa [13], arată, pe baza unui experiment standard, sub aceleași condiții, cum se obțin diferite caracteristici cu un ventilator testat la aceeași turație dar cu mai multe forme de carcase.

Ventilatorul are diametrul rotorului $d_2=88,5$ mm, lățimea de 110 mm iar turația $n=1700$ rot/min. Măsurătorile au loc în condițiile unei aspirații libere a aerului și a unei refulări conform figurii 3.8.

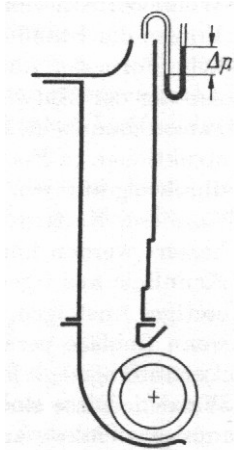


Figura 3.8. Schema de racordare a ventilatorului pentru efectuarea măsurătorilor

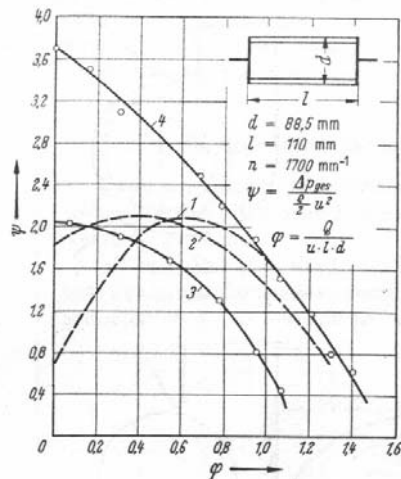


Figura 3.9. Caracteristicile energetice ale ventilatoarelor cu carcasele 1, 2, 3, 4 în coordonate adimensionale

Pe partea de refulare se găsește un difuzor prevăzut cu o duză mobilă. Prin deplasarea acestuia s-au putut atinge toate punctele liniei caracteristice.

Experimentul este redat pe baza caracteristicilor din figura 3.9 și a formelor carcaselor din figurile 3.10.

În figura 3.9 sunt prezentate caracteristicile energetice a patru feluri de carcase, dintre care primele trei, după cum se observă, au presiunea maximă aceeași.

În urma analizei caracteristicilor 1,2 și 3, se poate afirma că dacă la varianta 1 apare o cădere mare a caracteristicii pentru debite mici, la 2 este doar foarte puțin iar la 3 să nu mai apară nici o cădere a caracteristicii.

Deplasarea către stânga a caracteristicii înseamnă o micșorare sistematică a debitului maxim în avantajul unei creșteri continue a stabilității.

Construcția carcaserii ventilatorului din figura 3.10 lasă de văzut diferitele amplasamente geometrice ale construcției. În timp ce la carcasa 1 se observă o foarte fină lățime a spiralei în raport cu diametrul de intrare, la 2 și 3 această spirală este cu mult mai mare.

Dimensiunea mare a spiralei la 2 are ca rezultat doar o mică deplasare a caracteristicii către stânga adică un debit mai mic, în timp ce forma 3 are o stabilitate deplină, în schimb debitul este considerabil mai redus.

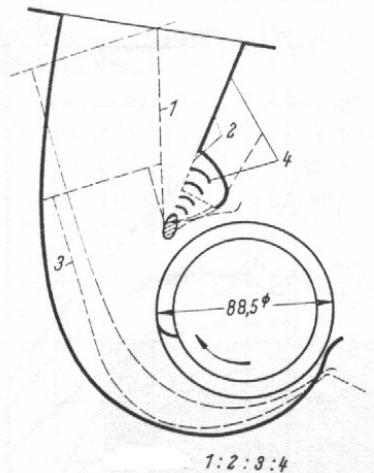


Figura 3.10. Schema ventilatorului cu carcasele 1, 2, 3, 4

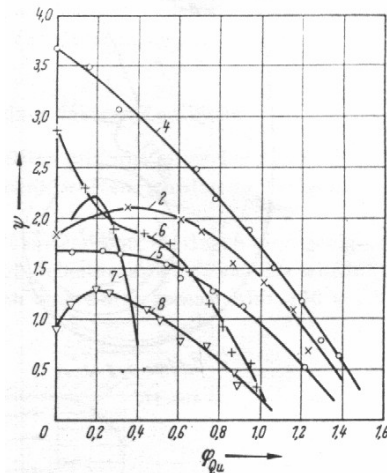


Figura 3.11. Caracteristicile energetice ale ventilatoarelor cu carcasele 2, 4, 5, 6, 7 și 8 în coordonate adimensionale

La construcția carcaserii 2, zona punctată a carcaserii superioare s-a înlocuit cu un grilaj de profile conform unui model S.U.A. și astfel s-a obținut carcasa 4. La aceasta s-a obținut o caracteristică, curba 4 din figura 3.9, foarte stabilă până la $\Psi=3,75$.

În urma celor prezentate până acum, putem deja trage o concluzie. Dacă la aplicații la care este important numai caracterul ascendent neglijând stabilitatea, atunci forma carcaserii 1 este cea mai bună.

Când caracteristica trebuie să devină dintr-un motiv sau altul stabilă, aceasta înseamnă o creștere continuă a acesteia. Aceste situații sunt însă puține la număr. Mai important este însă cazul curenților constanți timp îndelungat. Aceștia

sunt necesari de exemplu la aparatele de aer condiționat. La acestea trebuie montate rotoare destul de lungi. Acestea acționează oarecum ca mai multe ventilatoare puse în paralel. Înălțimi diferite de presiune în lungul rotoarelor sunt condiționate de faptul că la capete apare un efect de perete între rotor și restul construcției. Această dezvoltare a fost aceea care arată necesitatea de caracteristici stabile.

În figura 3.11 sunt prezentate caracteristicile și ale altor forme de carcase la care, pentru comparare s-au mai trecut și cele ale variantelor 2 și 4 din figura 3.10.

La varianta 5 a carcasei este vorba, conform figurii 3.12, de o construcție cu limb rotund, la care odată cu lățirea carcasei s-a obținut stabilitate cu un $\Psi_{\max}=1,78$.

La construcția carcasei în varianta 6, prezentată în figura 3.13, s-a extins carcasa în formă spirală în jurul rotorului, încât se obține o rotire de circa 180° . Prin aceasta se obține o caracteristică bruscă, însă cu un debit mai redus.

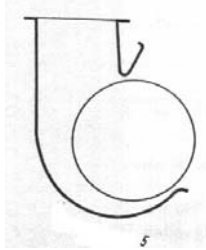


Figura 3.12. Schema variantei 5 a carcasei

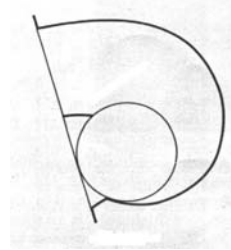


Figura 3.13. Schema variantei 6 a carcasei

Forma 8 arată o caracteristică ce cade spre stânga, este o formă folosită mai demult, figura 3.14.

Pentru comparare s-a prezentat și varianta 7 care este un experiment a lui Coester cu buzunare tipice ca în figura 3.15



Figura 3.14. Schema variantei 8 a carcasei

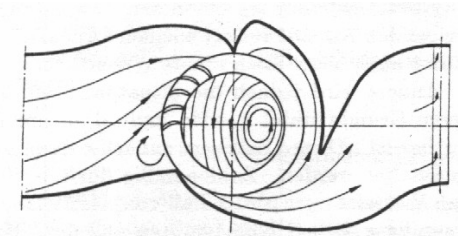


Figura 3.15. Schema variantei 7 a ventilatorului experimentat de Coester

Dacă se pune acum întrebarea prin ce metode se obține stabilitate, atunci se poate da următorul răspuns. Obligatoriu este însă ca spirala înconjurătoare să fie mai lată ca arcul de intrare. Prin diferite construcții a zonei de limb se poate îmbunătăți efectul. Eficace este și înfășurarea spiralei cu unghiuri de până la 180° , însă la acestea trebuie acceptat faptul unui scăderi a debitului. Ca și deosebit de bună la această construcție trebuie amintită cea cu limb, care are ca efect o foarte bună întoarcere a aerului la rotor. Aceasta se obține la forma 4 prin amplasarea unui grilaj de profile.

Care din aceste metode se folosesc, când și unde, mai depinde de debitul maxim necesar, aceasta este o măsură a construcției carcasei ventilatorului.

3.2. Dependența debitului ventilatorului transversal de diametrul d_2 , de turația n și de densitatea ρ a aerului

Debitul realizat de ventilatorul transversal, caracterizat de principalul parametru constructiv d_2 , este influențat de:

- turația rotorului n [rot/min];
- densitatea aerului ρ [daNs²/m⁴], [Kg/m³];
- presiunea totală a câmpului aerodinamic p_t [daN/m²];
- puterea hidraulică P_h [daN/m/s].

În cercetările efectuate de N.P.Sîciugov pe ventilatoare transversale cu carcasa neprofilată, cu diametrul exterior al rotorului d_2 având valorile $d_2=0,20$;

$0,31$; $0,41$; $0,53$ și $0,6$ m, cu lățimea relativă $\bar{B} = \frac{B}{d_2} = 0,32$, funcționând la turația

$n=1170$ rot/min cu densitatea aerului $\rho=0,121$ daN s²/m⁴, acesta a stabilit că între debitul Q și diametrul d_2 există următoarea corelație analitică:

$$Q=30900d_2^{3,04} \text{ [m}^3\text{/h]}. \quad (3.1)$$

O astfel de expresie evidențiază faptul că reprezentată grafic, această corelație reprezintă o curbă pe care o aproximăm cu o parabolă cubică.

Cât privește corelația dintre evoluția debitului Q , în funcție de modificarea turației, același N.P.Sîciugov prezintă următoarea expresie analitică:

$$Q=0,875 n^{1,023} \text{ [m}^3\text{/h]} \quad (3.2)$$

expresie care, reprezentând-o grafic, se apropie de o dreaptă ce trece prin origine.

Ventilatorul transversal experimentat în acest caz a avut carcasa neprofilată, diametrul $d_2=0,32$ m, lățimea utilă $B=0,1$ m, numărul de palete $z=28$ și a funcționat la regimuri pentru care randamentul maxim a avut valoarea $\eta_{\max}=0,5$.

Cât privește variația capacității de aspirație Q a ventilatorului funcție de modificarea densității aerului ρ , același N.P.Sîciugov experimentează ventilatorul cu carcasa în spirală iar rotorul a fost caracterizat prin următorii parametrii: $d_2=0,316$ m, $B=0,1$ m, $z=30$ palete și care a funcționat la turația $n=1220$ rot/min, în regimul pentru care randamentul a fost maxim, adică $\eta_{\max}=0,52$. În urma cercetărilor se prezintă relația debitului masic, astfel:

$$Q=1133+109\rho \text{ [Kg/h]}, \quad (3.3)$$

ceea ce evidențiază o evoluție ce se reprezintă printr-o dreaptă strict crescătoare.

3.3. Dependența debitului ventilatorului transversal de desimea rețelei τ a rotorului și de valoarea unghiului β_2 al paletelor

Unul din parametrii de bază ai ventilatorului transversal îl reprezintă numărul z de palete al rotorului. Așa cum s-a prezentat în paragraful 2.5 al acestei lucrări între numărul z de palete, pasul t al paletelor și desimea rețelei τ de palete ale rotorului există relația:

$$\tau = \frac{l}{t} = \frac{l \cdot z}{\pi \cdot d_2}, \quad (3.4)$$

unde d_2 este diametrul exterior de așezare a paletelor în cadrul rotorului.

După datele oferite de literatura de specialitate [76, 77], ventilatoarele transversale pe care s-au efectuat studii au avut un număr de palete care s-a modificat: $z=14; 18; 22; 28; 32; 36$, rotorul având diametrul exterior $d_2=320$ mm iar lățimea utilă de 100 mm. Paletele au avut diametrul $d_p=54,8$ mm, iar rotorul a funcționat la turația de 1000 rot/min.

Caracteristica energetică rezultată pentru diferite desimi τ ale paletelor se prezintă în figura 3.16.

După cum evoluează curbele ψ , λ , φ și η , în figura 3.16, se poate observa că ating valoare maximă pentru $\tau=1,1$ care corespunde la $z=28$ palete.

Cât privește dependența debitului de valoarea unghiului β_2 de așezare a paletelor, cercetătorii din străinătate [59] au ajuns la concluzia că cel mai bun randament pentru tot domeniul de debit a fost înregistrat pentru tot unghiul $\beta_2=27^{\circ}30'$.

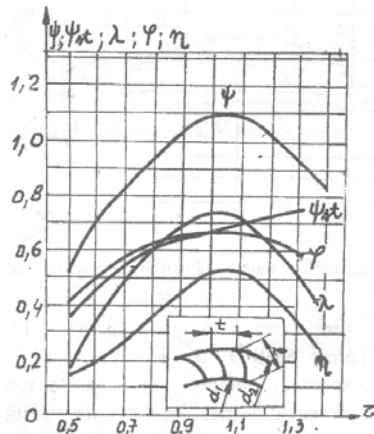


Figura 3.16. Evoluția curbelor caracteristicii energetice a ventilatorului transversal, în funcție de desimea paletelor

3.4. Posibilități de influențare a direcției de aspirare a aerului de către ventilatorul transversal

Ventilatoarele care lucrează în cadrul mașinilor și instalațiilor agricole trebuie să asigure un debit stabil (o aspirație constantă a aerului) precum și presiunea necesară în toate regimurile de funcționare.

În afară de asigurarea valorilor și stabilității debitului și presiunii necesare, aceste ventilatoare trebuie să aibă posibilitatea reglării și adaptării valorilor debitului și presiunii la cerințele impuse.

Mașinile agricole mai impun ca în rețelele lor pneumatice să fie creat, să circule, un câmp aerodinamic plan-parallel, cu o anumită configurație a câmpului de viteze pe înălțimea canalului de refulare și cu posibilitatea de reglare în limite largi atât a valorii cât și a direcției câmpului aerodinamic la ieșirea din ventilator.

Aceste cerințe sunt satisfăcute cel mai bine de ventilatoarele transversale.

La o construcție relativ simplă, aceste ventilatoare realizează valori ridicate pentru coeficienții de presiune și respectiv de debit.

Procedeul cel mai economic de reglare a regimurilor de funcționare a ventilatorului transversal îl reprezintă variația turației rotorului.

Prin acest procedeu, pe lângă modificarea concomitentă a presiunii și debitului, câmpul aerodinamic, la ieșirea din canalul de refulare al ventilatorului, respectă similitudinea cinematică.

Contribuții importante asupra elementelor constructive ale ventilatorului transversal au fost aduse de N.P.Sîciugov [74] în urma experimentării variantei prezentate în figura 3.17. Prin rotirea paletii directoare 1, fixată în spațiul liber din interiorul rotorului, se modifică atât cantitativ cât și calitativ caracteristicile câmpului aerodinamic.

Rotind paleta directoare în sensul de rotire al rotorului viteza câmpului aerodinamic crește în zona superioară a canalului de refulare și, respectiv, scade în partea inferioară a secțiunii canalului. Se face însă precizarea că, prin amplasarea unei astfel de palete în interiorul rotorului, la ventilatoarele cu lățime mare de lucru, construcția acestora se complică. De asemenea, caracteristicile cantitative și calitative ale câmpului aerodinamic furnizat de ventilatorul transversal, pot fi modificate și prin rotirea paletelor rotorului, astfel încât să se modifice valorile unghiurilor β_1 și β_2 , însă mecanismul pentru reglarea concomitentă a tuturor paletelor este foarte complicat.

Prin plasarea în zona de aspirație a unei rețele cu jaluzele, a căror poziție poate fi rotită, se poate influența aspirarea aerului de către ventilatorul transversal, figura 3.17.

Experimentul efectuat de N.P.Sîciugov a demonstrat că, prin utilizarea unui astfel de procedeu de reglare, productivitatea ventilatorului scade cu până la 10%, iar randamentul scade cu până la 19%.

Unul din parametrii de bază ai ventilatorului transversal care influențează puternic condițiile de curgere ale câmpului aerodinamic este reprezentat de unghiul de aspirație α_a , al deschiderii libere a carcasei din zona de aspirație (fereastra de aspirație).

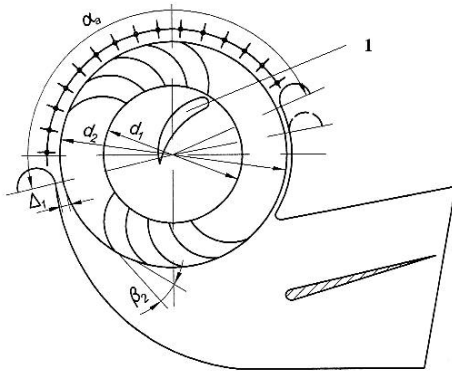


Figura 3.17. Schema ventilatorului transversal cu posibilități de reglare a aspirației aerului

Datele existente în literatura de specialitate în legătură cu influența pe care o are, sub toate aspectele, modificarea unghiului ferestrei de aspirație, nu sunt total concludente în legătură cu influența pe care o are asupra parametrilor cantitativi și calitativi ce caracterizează funcționalitatea acestui tip de ventilator.

De aceea, în această direcție considerăm că sunt necesare cercetări experimentale pentru stabilirea dependenței debitului Q al ventilatorului funcție de mărimea unghiului de aspirație α_a și a poziției paletelor rotorului caracterizată de unghiul β_2 .

3.5. Corelarea dependenței debitului ventilatorului transversal de unghiurile de deschidere ale ferestrei de aspirație și de numărul de palete ale rotorului

Studiind datele din literatura de specialitate și prin verificările experimentale asupra evoluției unora dintre factori, s-a putut stabili că parametrii constructivi, cu cea mai importantă influență asupra debitului optim (nominal) și presiunii nominale sunt: valoarea unghiului β_2 de instalare a paletelor, numărul z de palete și valoarea deschiderii ferestrei de aspirație măsurată prin unghiul α_a .

În figura 3.18 se prezintă evoluția curbelor de variație ale debitului $Q=f(z)$, funcție de numărul z de palete cuprins între 18 și 36 bucăți pentru unghiuri α_a care au variat în 7 trepte de la 135° la 225° .

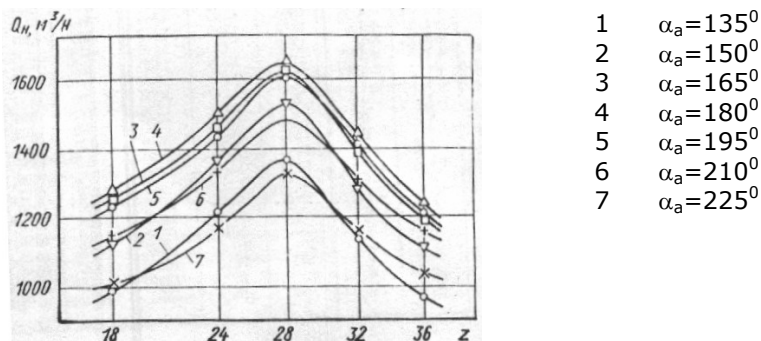


Figura 3.18. Influența numărului de palete și a unghiului α_a asupra debitului

Evoluția datelor experimentale evidențiază că apare oarecum o evoluție asemănătoare, ca repartitie a valorilor, dar diferite ca valori absolute pentru curbele $Q=f(z)$. Toate aceste curbe au o ramură crescătoare și altă ramură descrescătoare, cu o evoluție aproximativ rectilinie, ramurile din stânga având un nivel de creștere mai lent decât nivelul de cădere pentru ramurile din dreapta.

Spre exemplu, pentru toate curbele $Q=f(z)$ se constată că ele cresc pentru rotoare echipate cu un număr de palete z cuprins între 18 și 28, deci domeniul de variație este de 10 palete, pe când ramurile de coborâre pentru $Q=f(z)$ se realizează pentru z cuprins între 28 și 36 palete. Oricum, diferența dintre variația numărului de palete pe cele două ramuri nu este decât de două palete, în schimb se evidențiază că aceste curbe $Q=f(z)$ variază toate sub formă de „șă”, deci oarecum simetric cu punctul maxim al curbelor, corespunzător pentru $z=28$ palete.

Cea mai mare valoare nominală pentru debit este $Q_{max}=1650 \text{ m}^3/\text{h}$, pentru $\alpha_a=180^\circ$. Prin creșterea sau scăderea valorii unghiului de aspirație α_a față de 180° se obține o micșorare a debitului Q .

3.6. Evidențierea influenței mărimii interstițiului dintre peretele inferior al carcasei și rotor precum și măsuri constructive specifice pentru eliminarea efectelor negative ale curenților inverși

Asupra capacității de aspirație a ventilatorului transversal prezintă importanță și valoarea interstițiului Δ dintre carcasa inferioară și rotor, prezentată în figura 3.19.

Cercetările efectuate și prezentate în lucrarea [86] au evidențiat că prin mărirea acestui interstițiu de la 2mm la 4mm, valoarea vitezei în secțiunile orizontale inferioare a crescut, iar pe ansamblu, în condițiile păstrării aceluiași număr de palete și a aceleiași viteze unghiulare de rotație, valoarea vitezei medii generale a crescut de la 11,47 m/s la 11,83 m/s, adică cu 1,03%.

Dar creșterea în limite largi a interstițiului Δ dintre rotorul 2 și peretele inferior 4 al carcasei, de la valoarea Δ_1 la valoarea Δ_2 , conduce la reducerea parametrilor aerodinamici, ca urmare a deplasării vârtejului în zona centrală a spațiului gol interpaletar și apariția unor noi vârtejuri în zona bordurii de aspirație [74].

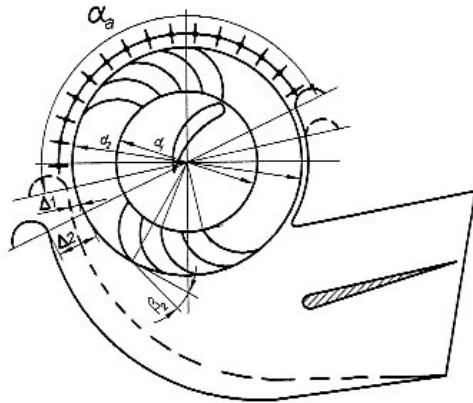


Figura 3.19. Schema reglării aspirației aerului prin modificarea poziției carcasei inferioare a ventilatorului

bună o reprezintă luarea în considerare a valorii maxime a randamentului și corespunzător acestuia, a presiunii și debitului ventilatorului în funcție de parametrii unei serii de scheme aerodinamice, prin varierea concomitentă a tuturor parametrilor studiați.

Un astfel de experiment este mai direct, crește productivitatea muncii și siguranța rezultatelor obținute, reduce numărul de experimente și permite stabilirea optimă a combinațiilor de valori ale parametrilor studiați.

Din cele prezentate în acest capitol și nu numai, rezultă că pe cale experimentală se poate pune în evidență evoluția indicilor de funcționare ai ventilatorului funcție de parametrii părții de curgere a aerului, permițând determinarea domeniului optim pentru acești parametri.

Cu ocazia efectuării experimentelor se pot modifica în mod succesiv unul din parametri și se stabilesc valorile pentru ceilalți.

Totuși această metodă de studiu este destul de lungă și nu prea comodă în găsirea schemei aerodinamice de mare eficacitate a ventilatorului. De aceea considerăm că o altă metodă mai

3.7. Contribuții la exprimarea pe cale teoretică a dependenței $p=f(Q)$, în cazul când ventilatorul transversal realizează procesul de lucru pe aspirație

Una dintre principalele curbe caracteristice ale ventilatorului transversal este dată de dependența $p=f(Q)$ care se poate obține pe cale teoretică, având în vedere presiunea pe care o dezvoltă ventilatorul în treapta de aspirație care se calculează cu ajutorul formulei:

$$p = \rho \cdot \varphi_1' \cdot u_1'^2 - \rho \cdot \varphi_1 \cdot u_1^2, \quad (3.5)$$

în care: - ρ este densitatea aerului;

- φ_1 este coeficientul de deviere a câmpului aerodinamic la intrarea aerului în spațiul dintre palete;

- φ_1' este coeficientul de deviere a câmpului aerodinamic la ieșirea aerului din spațiul dintre palete;

- u_1 este viteza periferică la intrarea aerului în spațiul dintre palete;

- u_1' este viteza periferică la ieșirea aerului din spațiul dintre palete.

În mod obișnuit, dacă lipsesc dispozitivele de deviere a câmpului aerodinamic în fața rotorului, $\varphi_1=0$ și atunci $p = \rho \cdot \varphi_1' \cdot u_1'^2$, (3.6)

$$\text{în care: } \varphi_1' = \frac{v_1' u}{u_1'}, \quad (3.7)$$

$v_{1'u}$ este proiecția vitezei absolute v_1 pe direcția vitezei periferice u_1 , conform figurii 3.20 și are valoarea: $v_{1'u} = u_1 - w_1 \cdot \cos \beta_1$ (3.8)

Dacă se pune condiția, într-un caz particular, ca $w_1 = w_{1'}$, atunci într-o primă aproximație se poate scrie: $w_1 = w_{1'} = \sqrt{v_{1'r}^2 + (u_1 - v_{1'u})^2}$ (3.9)

Dacă lipsesc organele de deviere la intrarea aerului în rotor, când $\varphi_1 = 0$, atunci $v_{1'u} = 0$ și $v_{1'r} = v_1$ (3.10)
 în care v_1 este viteza de intrare a aerului în rotor și se calculează cu relația:

$$v_1 = \frac{Q_B}{S} = \frac{Q_B}{\pi \cdot D_e^2} = \frac{4 \cdot Q_B}{\pi \cdot D_e^2} \quad (3.11)$$

în care: - Q_B este debitul ventilatorului corespunzător canalului de aspirație;
 - D_e este diametrul echivalent al canalului de aspirație.

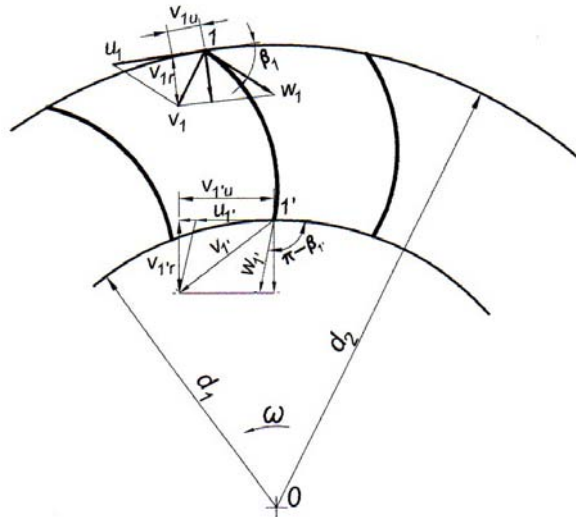


Figura 3.20. Triunghiurile vitezelor în treapta de aspirație a ventilatorului transversal

În aceste condiții se poate nota $w_1 = w_{1'} = \sqrt{v_1^2 + u_1^2}$ (3.12)

După înlocuirea lui $w_{1'}$ și v_1 în relația 3.8 se obține:

$$v_{1'u} = u_1 + \cos \beta_1 \cdot \sqrt{v_1^2 + u_1^2} \quad (3.13)$$

$$v_{1'u} = u_1 + \cos \beta_1 \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot Q_B^2}{\pi^2 \cdot D_e^4} + u_1^2} \quad (3.14)$$

Valoarea lui φ_1 este: $\varphi_1 = \frac{v_{1'u}}{u_1} = \frac{u_1 + \cos \beta_1 \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot Q_B^2}{\pi^2 \cdot D_e^4} + u_1^2}}{u_1}$ (3.15)

Înlocuind valoarea lui φ_1 , în relația 3.6 se obține:

$$p = \rho \cdot u_1 \cdot \left(u_1 + \cos \beta_1 \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot Q_B^2}{\pi^2 \cdot D_e^4} + u_1^2} \right) \quad (3.16)$$

După înlocuirea vitezelor periferice u_1 și u_1' cu valorile lor, $u_1 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60}$ și

$u_1' = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60}$, presiunea reală dezvoltată de ventilator în treapta de aspirație se

poate calcula cu ajutorul relației:

$$p = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60} + \cos \beta_1 \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot Q_B^2}{\pi^2 \cdot D_e^4} + \frac{\pi^2 \cdot d_2^2 \cdot n^2}{3600}} \right) - \Sigma \Delta p \quad (3.17)$$

în care $\Sigma \Delta p \cong (0,1-0,3)p$ sunt pierderi de presiune în rotor și carcasă.

După cum rezultă din relația (3.17), valoarea presiunii p este funcție de Q_B , n și pierderile $\Sigma \Delta p$.

Această dependență se numește caracteristica $p=f(Q)$ a ventilatorului și pentru obținerea unor date riguroase, de obicei se determină experimental.

4. STUDII ȘI CERCETĂRI, PRIN INTERMEDIUL MODELĂRII PE CALCULATOR, A PROFILULUI CURGERII AERULUI PRIN VENTILATORUL TRANSVERSAL

4.1. Studii și cercetări privind modelarea numerică a ventilatoarelor transversale

Tehnologiile de modelare numerică în domeniul curgerii fluidelor sunt folosite tot mai intens pe plan mondial, datorită în primul rând eficienței și acurateții predictive a rezultatelor. Pentru proiectarea în domeniul curgerii fluidelor s-a utilizat software-ul CFD (Dinamica Fluidelor asistată de Calculator) și în paralel cu aceasta software-ul CAD (Computed Aided Design; proiectarea asistată de calculator).

Modelarea geometrică s-a obținut utilizând software-ul AutoCAD, iar analiza curgerii implică utilizarea software-ului specific TascFlow.

Pentru modelul geometric virtual de ventilator transversal modelat cu ajutorul programelor CAD s-a folosit software-ul care a generat mediul matematic virtual GRID.

Generarea rețelelor de elemente finite structurate s-a realizat separat pentru fiecare parte componentă a ventilatorului transversal.

Pentru a genera GRID-ul domeniului staționar al carcasi ventilatorului transversal s-au utilizat un număr de 749657 elemente, din care în număr de 473605 au fost de formă tetraedrică, 1246 au fost de formă piramidală, iar celelalte de alte forme, cu un număr de 233316 noduri, iar ordinul poligoanelor fiind 5.

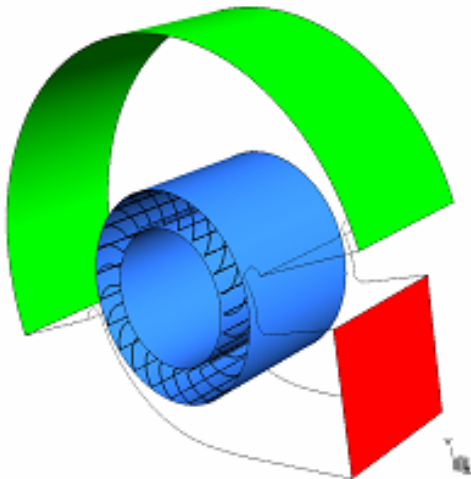


Figura 4.1. GRID-ul generat pentru ventilatorul transversal

În figura 4.1. este prezentat un exemplu de GRID pentru ventilatorul transversal în care suprafața verde, reprezintă zona de intrare a fluidului în domeniul staționar al carcasi, zonele albastre reprezintă frontierele dintre cele două domenii staționare și domeniul rotativ, iar suprafața roșie, reprezintă zona de ieșire a fluidului din ventilator.

În cadrul structurilor paletate cu geometrie periodică, domeniul rotativ, s-au utilizat un număr de 1532952 elemente, din care în număr de 1132440 au fost de formă tetraedrică, iar celelalte de alte forme, cu un număr de 463824 noduri, iar ordinul poligoanelor fiind 3.

Un model de grid generat pentru un rotor cu 24 palete este prezentat în figura 4.2.

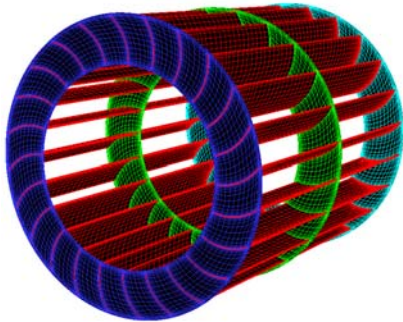


Figura 4.2. GRID-ul generat pentru componente paletate

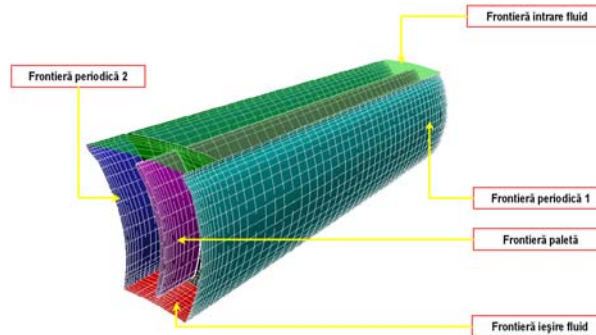


Figura 4.3. Tipurile de frontiere definite pe pasajul paletar

În scopul asigurării periodicității fizice și topologice s-au creat frontierele periodice pentru pasajul paletar prezentate în figura 4.3.

Pentru generarea GRID-ului din interiorul nepaletat al rotorului s-au utilizat un număr de 71201 elemente, din care în număr de 52021 au fost de formă tetraedrică, 1246 au fost de formă piramidală, iar celelalte de alte forme, cu un număr de 19483 noduri, iar ordinul poligoanelor fiind 5.

Analiza CFD s-a realizat în prezența modelului geometric virtual modelat cu ajutorul programelor CAD, fiind necesar software-ul care a generat mediul matematic virtual GRID.

Programul de analiza curgerii, format din trei componente principale: Preprocesorul, Solverul și Postprocesorul, este prezentat schematic în figura 4.4.



Figura 4.4. Fluxul informațional destinat analizei CFD

În scopul rulării analizei numerice de curgere a fluidelor s-au parcurs următorii pași:

1. Modelarea geometrică în mediul CAD;
2. Exportul modelului geometric, către programul de generare Grid;
3. Corectarea eventualelor erori și generarea Grid;
4. Încărcare grid și geometrie în scopul pregătirii condițiilor de contur și a efectuării analizei;
5. Soluționarea cazului;
6. Vizualizarea rezultatelor;

Modelele generate în mediul CAD în vederea analizei CFD au respectat următoarele condiții:

- precise din punct de vedere geometric;
- corecte în ce privește entitățile folosite în desenare;
- „curate”, adică să nu conțină elemente ce nu prezintă importanță pentru fenomenul analizat (raze de racordare mici în raport cu entitățile racordate, interstiții între elementele care ar trebui să fie în contact, etc.).

Rezultatele obținute au fost prezentate folosindu-se diverse moduri de vizualizare din care cel mai concludent este prezentat în figura 4.5.

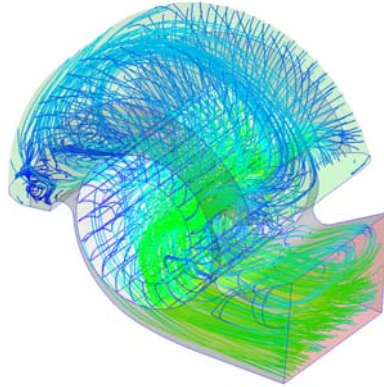


Figura 4.5. Obiect de vizualizare tip "STREAK LINE" calculul prin integrare al liniilor de curent.

4.2. Particularitățile constructive ale modelelor de ventilatoare transversale supuse modelării

4.2.1. Construcția rotoarelor ventilatoarelor transversale supuse modelării

Pentru modelarea ventilatorului transversal s-a luat în considerare rezultatele teoretice și experimentale oferite de literatura de specialitate atât cea din țară cât și cea din străinătate. Pe baza acestor rezultate s-a efectuat modelarea numerică a variantelor de ventilatoare transversale a căror schemă și simbolizare a principalilor parametrii constructivi se prezintă în figura 4.6, iar valorile acestora sunt centralizate în tabelul 4.1.

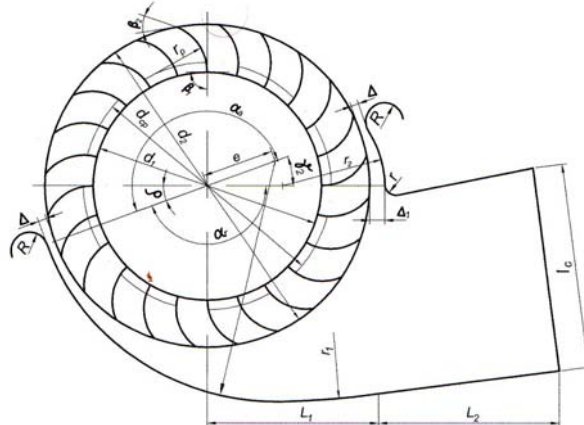


Figura 4.6. Schema constructivă a unei variante de ventilator transversal supus modelării

Tabelul 4.1.

Varianta ventilatorului	d_2 mm	Dimensiunile în % din d_2					β_2 rad	β_1 rad	Nr. de palete Z_p
		d_1 (mm)	d_{cp} (mm)	r_p (mm)	δ (mm)	l (mm)			
I	320	70 (224)	75,6 (242)	14,7 (47)	0,5 (1,6)	156,2 (500)	0,52 (30°)	1,57 (90°)	24, 28
II	280	71,4 (200)	77,8 (218)	12,80 (36)	0,57 (1,6)	178,5 (500)	0,49 (28°)	1,65 (95°)	16, 32

În figurile 4.7, 4.8 și 4.9 sunt prezentate exemple de modelare geometrică a variantelor de rotoare ale ventilatoarelor transversale ce au fost modelate.

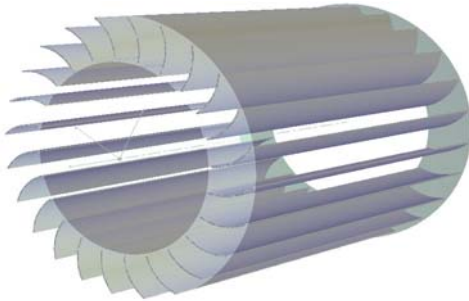


Figura 4.7: Modelare rotor ventilator transversal; Varianta 24 palete

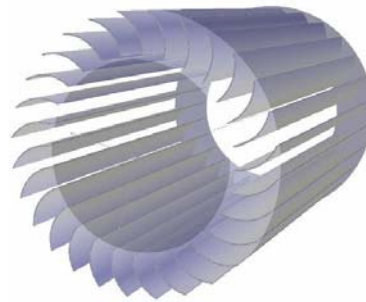


Figura 4.8: Modelare rotor ventilator transversal; Varianta 28 palete

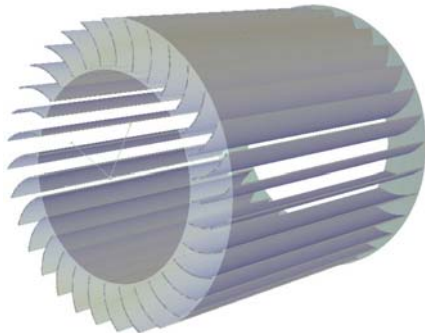


Figura 4.9: Modelare rotor ventilator transversal; Varianta 32 palete

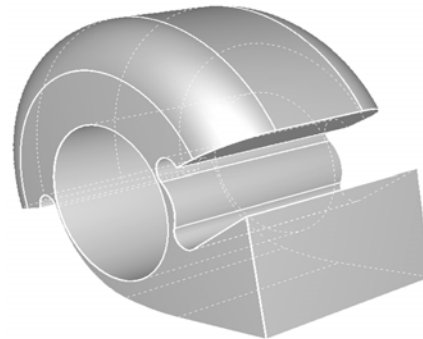


Figura 4.10: Modelare geometrică domeniu staționar

4.2.2. Construcția carcaselor ventilatoarelor transversale supuse modelării

La ventilatoarele transversale, diferențele între diferitele variante de rotoare sunt în general minime, însă principalele deosebiri constructive apar la carcase, impuse de realizarea unei eficiențe maxime, în condițiile unor gabarite cât mai reduse și tehnologii de fabricație simplificate.

Valorile parametrilor constructivi ai variantelor de carcase ale ventilatoarelor transversale supuse modelării și prezentate în figura 4.6 sunt centralizate în tab 4.2.

În figura 4.10 se prezintă un exemplu de modelare geometrică a domeniului staționar (carcasa ventilatorului transversal).

Tabelul 4.2.
Valorile parametrilor constructivi ai variantelor de carcase ale ventilatoarelor supuse modelării

Varianta ventilatorului	d ₂ mm	Dimensiunile în % din d ₂								
		r _c (mm)	r ₁ (mm)	r ₂ (mm)	r (mm)	R (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)	I _c (mm)	B _c (mm)
I	320	75 (240)	250 (800)	31,2 (100)	3,1 (10)	6,2 (20)	50 (160)	56,2 (180)	68,7 (220)	156,2 (500)
II	280	80,3 (225)	217,7 (610)	21,4 (60)	3,57 (10)	7,14 (20)	58,9 (165)	71,4 (200)	71,4 (200)	178,5 (500)

Tabelul 4.2. (continuare)

Varianta ventilatorului	d ₂ mm	Dimensiunile în % din d ₂			α _a rad	α _r rad	δ rad	γ ₁ rad	γ ₂ rad
		Δ (mm)	Δ ₁ (mm)	e (mm)					
I	320	3,1 (10)	5,6 (18)	21,8 (70)	3,05 (175 ⁰)	2,80 (160 ⁰)	0,34 (20 ⁰)	0 (0 ⁰)	0,43 (25 ⁰)
II	280	1,78 (5)	5,3 (15)	28,5 (80)	2,88 (165 ⁰)	2,80 (160 ⁰)	0,34 (20 ⁰)	0,26 (15 ⁰)	0,34 (20 ⁰)

4.3. Rezultatele modelării programate pe calculator

4.3.1. Rezultatele modelării pentru varianta I de ventilator transversal

Modelarea variantelor de ventilatoare transversale prezentate în acest capitol s-a realizat pentru condiții normale de temperatură și presiune, ca parametri de stare a aerului la intrarea în ventilator, respectiv pentru diverse valori a turației rotorului ventilatorului transversal echipat cu 24, 28 și 32 palete.

În cazul variantei I de ventilator transversal supus modelării cu rotorul echipat cu 24 palete și turația de 1200 rot/min, rezultatele sunt vizualizate într-un plan perpendicular pe axa rotorului și prezentate în figurile 4.11 și 4.12.

La această variantă de ventilator transversal s-a modificat forma carcasei superioare de la r₂=100 mm la r₂=70 mm și unghiul de aspirație de la α_a=175⁰ la α_a=165⁰ obținându-se:

- rezultatele din figurile 4.13 și 4.14 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 24 palete și turația de 1000 rot/min
- rezultatele din figurile 4.15 și 4.16 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 24 palete și turația de 1200 rot/min

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu $\alpha_a=175^\circ$, rotorul echipat cu 24 palete și turația de 1200 rot/min

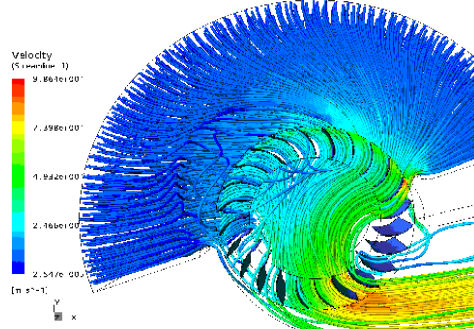


Figura 4.11. Vizualizare linii curent

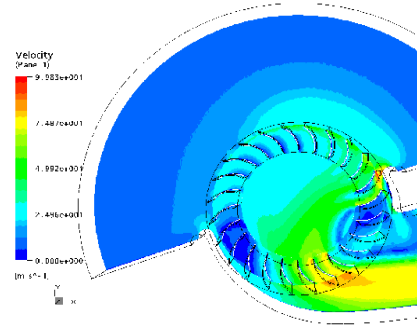


Figura 4.12. Vizualizare viteză totală

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu $\alpha_a=165^\circ$, rotorul echipat cu 24 palete și turația de 1000 rot/min

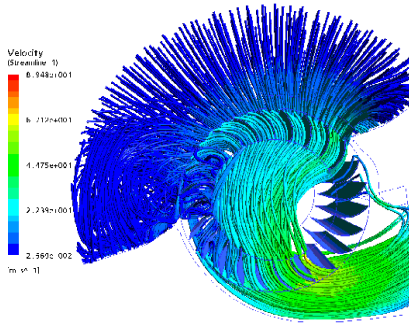


Figura 4.13 Vizualizare linii curent

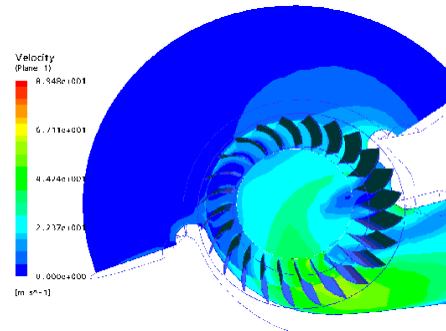


Figura 4.14 Vizualizare viteză totală

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu $\alpha_a=165^\circ$, rotorul echipat cu 24 palete și turația de 1200 rot/min

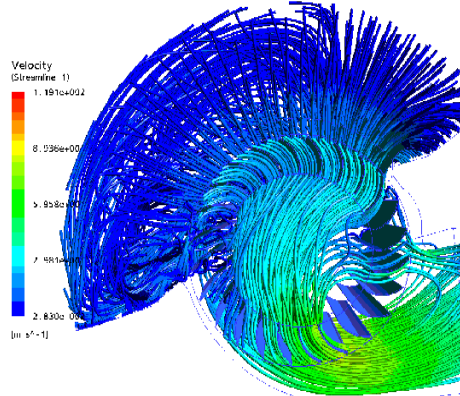


Figura 4.15 Vizualizare linii curent

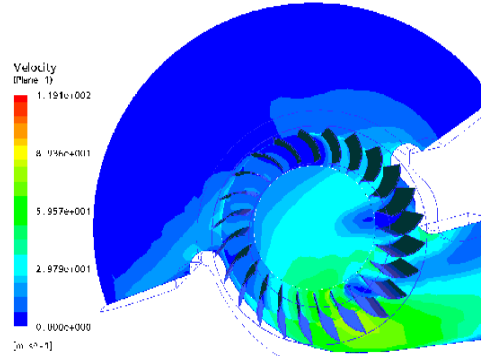


Figura 4.16 Vizualizare viteză totală

În urma vizualizării câmpului de viteze într-un plan paralel cu axul rotorului și perpendicular pe carcasa inferioară a ventilatorului în porțiunea finală a difuzorului s-au obținut mai multe rezultate dintre care cele mai reprezentative, pentru această variantă a ventilatorului transversal supus modelării, sunt prezentate în figura 4.17 și figura 4.18.

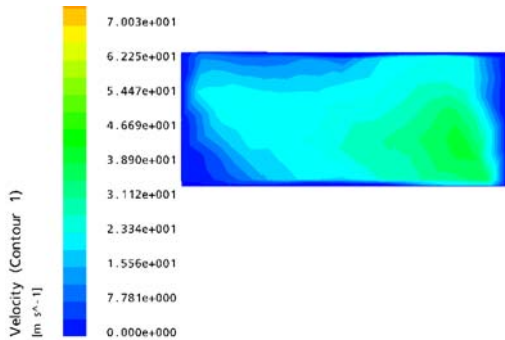


Figura 4.17. Pentru 24 palete și 1000 rot/min

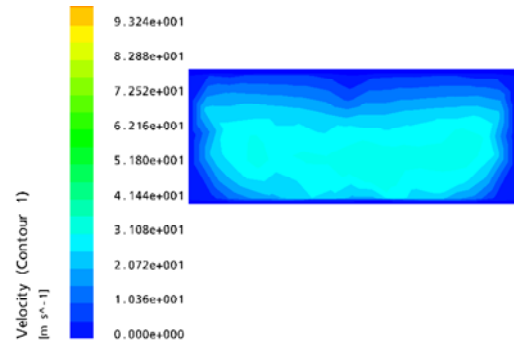


Figura 4.18. Pentru 24 palete și 1200 rot/min

La varianta I de ventilator transversal supus modelării cu modificările arătate mai sus s-a schimbat numărul de palete de la 24 la 28 abținându-se:

- rezultatele din figurile 4.19 și 4.20 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 28 palete și turația de 1000 rot/min
- rezultatele din figurile 4.21 și 4.22 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 28 palete și turația de 1200 rot/min

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu $\alpha_a=165^\circ$, rotorul echipat cu 28 palete și turația de 1000 rot/min

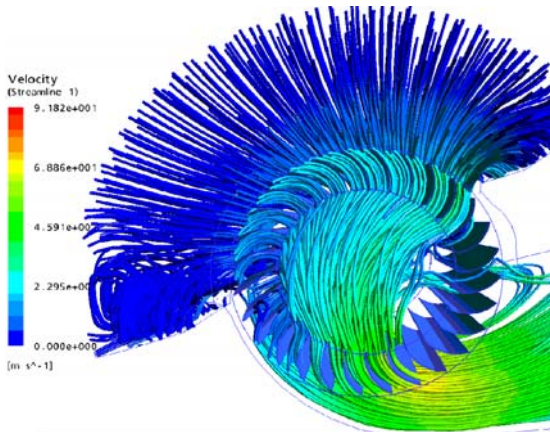


Figura 4.19 Vizualizare linii curent

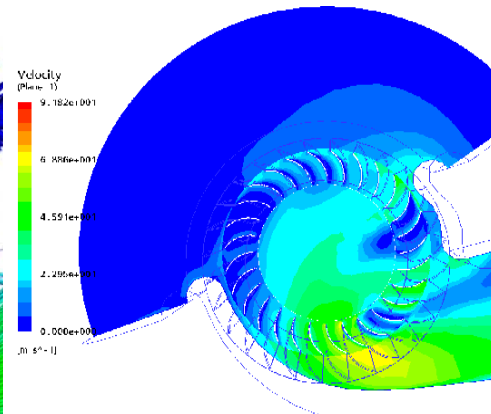


Figura 4.20 Vizualizare viteză totală

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu $\alpha_a=165^\circ$, rotorul echipat cu 28 palete și turația de 1200 rot/min

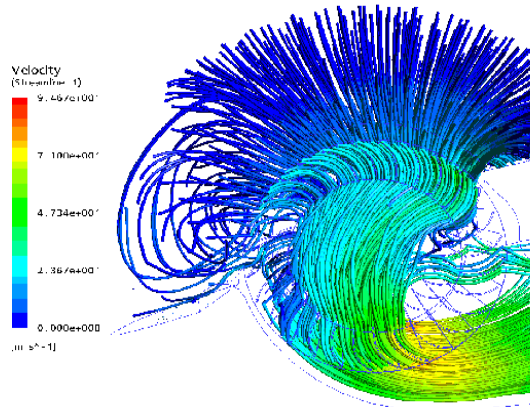


Figura 4.21 Vizualizare linii curent

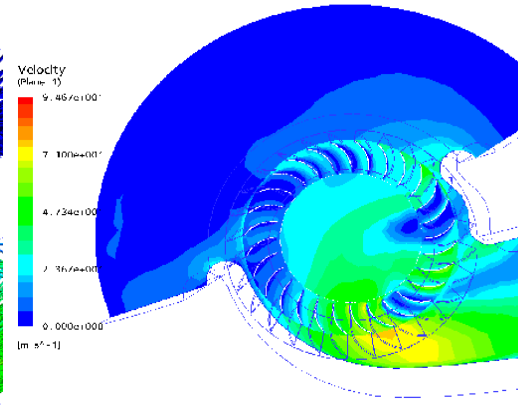


Figura 4.22. Vizualizare viteză totală

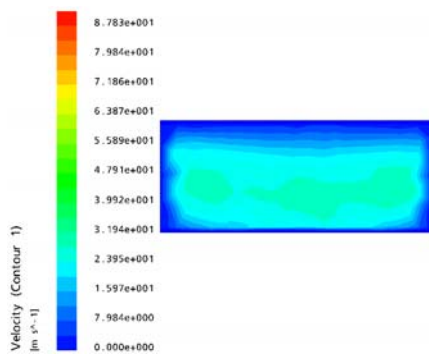


Figura 4.23. Pentru 28 palete și 1000 rot/min

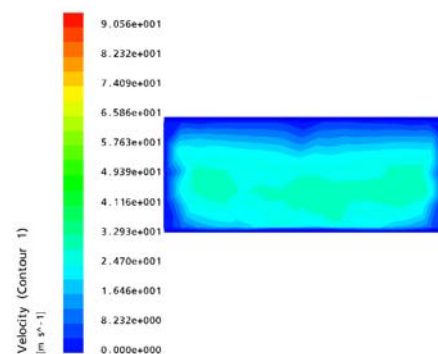


Figura 4.24 Pentru 28 palete și 1200 rot/min

În urma vizualizării câmpului de viteze într-un plan paralel cu axul rotorului și perpendicular pe carcasa inferioară în porțiunea finală a difuzorului s-au obținut rezultate dintre care cele mai reprezentative sunt prezentate în figurile 4.23 și 4.24.

În urma analizei figurilor 4.17, 4.18, 4.23 și 4.24 se constată că cea mai acceptabilă distribuție a câmpului de viteze în această secțiune aparține ventilatorului transversal cu 28 palete la turația de 1000 rot/min.

4.3.2. Rezultatele modelării pentru varianta a II-a de ventilator transversal

Pentru varianta a II-a de ventilator transversal supus modelării s-au obținut:

- rezultatele din figurile 4.25 și 4.26 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 16 palete și turația de 1000 rotații pe minut
- rezultatele din figurile 4.27 și 4.28 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 16 palete și turația de 1200 rotații pe minut

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 16 palete și turația de 1000 rot/min

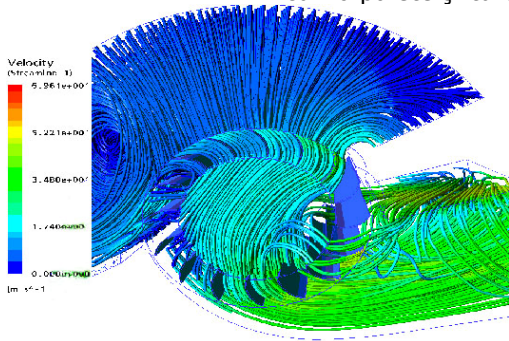


Figura 4.25 Vizualizare linii curent

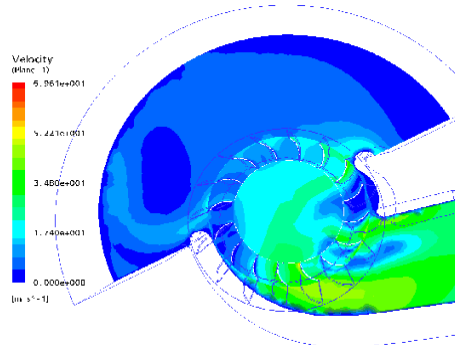


Figura 4.26 Vizualizare viteză totală

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 16 palete și turația de 1200 rot/min

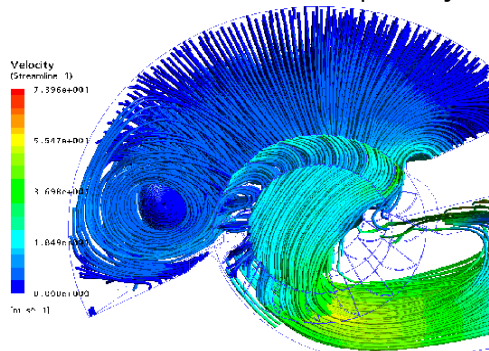


Figura 4.27 Vizualizare linii curent

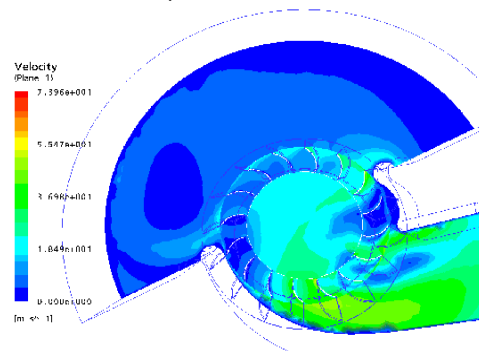


Figura 4.28 Vizualizare viteză totală

În urma vizualizării câmpului de viteze într-un plan paralel cu axul rotorului și perpendicular pe carcasa inferioară, în porțiunea finală a difuzorului s-au obținut mai multe rezultate dintre care cele mai reprezentative, pentru varianta a-II-a de ventilator transversal supus modelării cu 16 palete, sunt prezentate în figura 4.29 și figura 4.30.

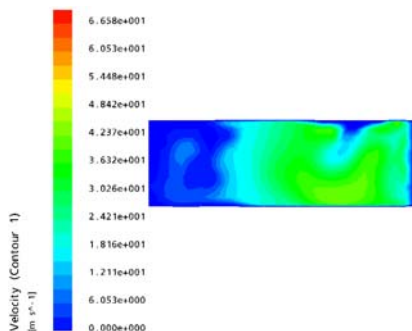


Figura 4.29. Pentru 16 palete și 1000 rot/min

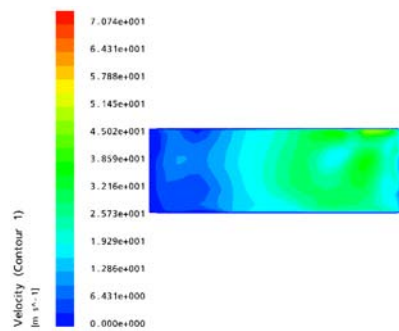


Figura 4.30 Pentru 16 palete și 1200 rot/min

În urma schimbării numărului de palete de la 16 la 32, pentru varianta a II-a de ventilator transversal supus modelării s-au obținut:

- rezultatele din figurile 4.31 și 4.32 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 32 palete și turația de 1000 rotații pe minut
- rezultatele din figurile 4.33 și 4.34 pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 32 palete și turația de 1200 rotații pe minut

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 32 palete și turația de 1000 rot/min

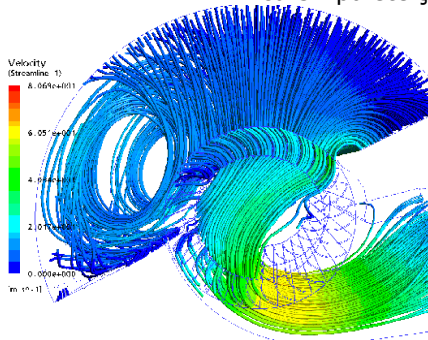


Figura 4.31 Vizualizare linii curent

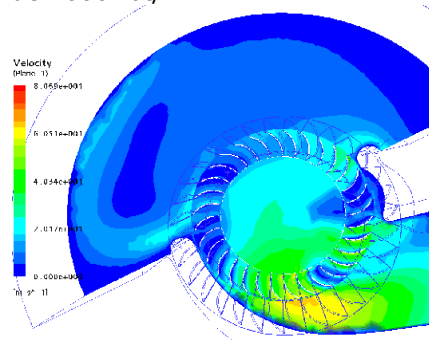


Figura 4.32 Vizualizare viteză totală

Rezultatele modelării pentru un ventilator transversal cu rotorul echipat cu 32 palete și turația de 1200 rot/min

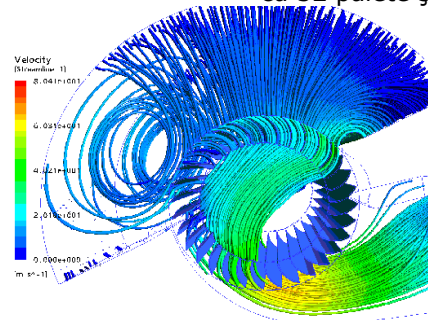


Figura 4.33 Vizualizare linii curent

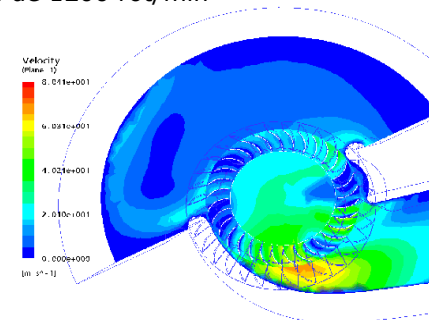


Figura 4.34 Vizualizare viteză totală

În urma vizualizării câmpului de viteze într-un plan paralel cu axul rotorului și perpendicular pe carcasa inferioară a ventilatorului în porțiunea finală a difuzorului s-au obținut mai multe rezultate dintre care cele mai reprezentative, pentru varianta a II-a de ventilator transversal supus modelării cu 32 palete, sunt prezentate în figurile 4.35 și 4.36.

În urma analizei figurilor 4.29, 4.30, 4.35 și 4.36 se constată că distribuția câmpului de viteze în această secțiune a ventilatorului cu 16 palete este mult mai neuniformă decât a ventilatorului cu 32 palete.

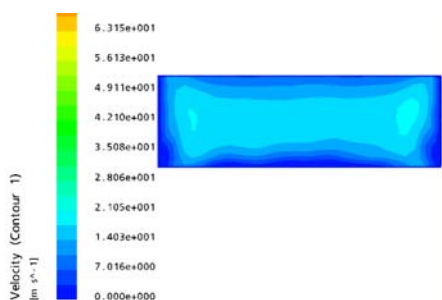


Figura 4.35. Pentru 32 palete și 1000 rot/min

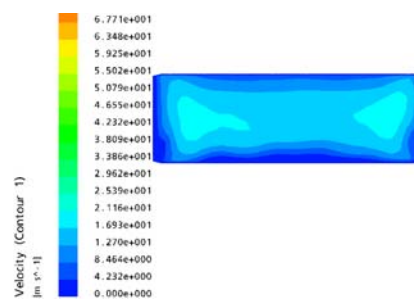


Figura 4.36. Pentru 32 palete și 1200 rot/min

4.4. Analiza rezultatelor obținute prin modelare pe calculator

Vizualizând schemele aerodinamice și diversele reprezentări ale desfășurării fazelor procesului de curgere a aerului prin ventilatorul transversal de la nivelul ferestrei de aspirație până la ultima secțiune a canalului de refulare, se constată că, din toate schemele prezentate în acest capitol, cea care se referă la vizualizarea liniilor de curent este și cea mai consistentă în stabilirea unor concluzii privind funcționarea ventilatorului transversal.

Astfel, se confirmă că suprafața de aspirație a ventilatorului transversal este mult mai mare decât suprafața activă a secțiunii finale de refulare pe care se resimte curgerea aerului.

Ventilatorul transversal lucrează ca o pompă multietajată la care paletele rotorului sunt încărcate aproximativ egal și complet cu fascicule de linii de curent pe toată zona de deschidere a ferestrei de aspirație. În schimb, zona efectivă de lucru în treapta de refulare a rotorului se reduce considerabil, aerul fiind obligat să iasă în canalul difuzorului printr-un număr mult mai mic de palete. În aceste condiții pentru a se respecta legea fundamentală a curgerii gazelor și anume legea continuității debitului, aerul este refulat de aceste palete cu o viteză mult mai mare, diferența ce apare în procesul de curgere în figura 4.11 reprezentând un salt de la valoarea $2,54e^{-5}$ la valoarea mai mare sau egală cu $7,39e^{+1}$ [m/s].

Tot din figura 4.11 se confirmă ceea ce literatura de specialitate a evidențiat ca particularitate funcțională a rotorului acestui tip de ventilator și anume apariția unei zone de recirculare a unui anumit procent de aer ce formează un turbion activ și care guvernează legea de curgere a aerului în spațiul gol al rotorului și anume legea curgerii potențiale plane.

Având în vedere faptul că cercetările ce se reprezintă în acest capitol urmăresc elucidarea particularităților funcționale ale ventilatorului transversal în cazul când faza activă a procesului de lucru se desfășoară pe aspirația ventilatorului, simularea pe calculator pune în evidență faptul că distribuția câmpului aerodinamic în zona de aspirație a ventilatorului este incomparabil mai uniformă decât la refulare. În schimb, viteza de curgere este mult mai mică la aspirație, motiv pentru care se impun cercetări privind optimizarea atât a construcției cât și a stabilirii condițiilor funcționale optime, cu precădere în ceea ce privește numărul de palete al rotorului și turația acestuia.

Realizarea unei încărcări uniforme a paletelor ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație, impune studii și cercetări experimentale în legătură cu configurația capului de racordare a tubulaturii de aspirație la fereastra de aspirație a ventilatorului.

Urmărind evoluția parametrilor reprezentați în celelalte figuri (de la 4.12 până la 4.24 pentru varianta I, respectiv de la 4.25 până la 4.36 pentru varianta a II-a de ventilator transversal supus modelării), se poate afirma că indiferent de parametru a cărui evoluție este reprezentată în figurile respective, raporturile de transformare a acestora pe parcursul fazelor de trecere de la aspirație către spațiul gol al rotorului, respectiv de la spațiul gol al rotorului către refularea în difuzorul ventilatorului sunt în general aceleași ca cele prezentate pentru figura 4.11.

În finalul acestei analize a rezultatelor se face precizarea că valoarea vitezelor câmpului aerodinamic este mai mică la aspirație dar este de o uniformitate desăvârșită, limitele de variație a vitezelor în secțiunea de aspirație fiind între 1 și 3,5 m/s, pe când în cazul când ventilatorul lucrează pe refulare, limitele de variație a vitezelor în secțiunea de refulare fiind între 6 și 18 m/s.

De aici concluzia fundamentală că acolo unde ni se cere o uniformitate desăvârșită se preferă ca procesul să fie plasat pe aspirația ventilatorului, iar valoarea mai mică a vitezei câmpului aerodinamic ce apare la aspirație în comparație cu refularea se poate recupera prin funcționarea ventilatorului la o turație mai mare.

4.5. Concluzii

Modul de abordare a cercetărilor prin modelare programată pe calculator a ventilatorului transversal este destinat obținerii unor rezultate mai detaliate asupra câmpului aerodinamic.

Aplicarea metodelor de modelare numerică poate duce la rezultate aplicabile practic și care generează economii importante de bani și timp [42].

Modelarea numerică se realizează prin utilizarea unor programe specializate care permit studierea și evaluarea parametrilor și caracteristicilor ventilatorului cu o anumită precizie.

Aceste programe specializate se utilizează datorită avantajelor pe care le prezintă:

- rezultatele se obțin rapid și cu costuri reduse față de încercările experimentale pe modele.
- permit înțelegerea aprofundată a fenomenelor care apar în câmpul aerodinamic.
- există posibilitatea studiului a diferiți parametri semnificativi ai ventilatorului transversal cum ar fi viteza, linii de curent, presiune, etc.

În același timp însă modelarea numerică a fenomenelor aerodinamice realizate de ventilatoarele transversale este condiționată de existența unor resurse materiale adecvate cum ar fi: calculatoare performante, posibilitatea finanțării pachetului de programe de modelare, resurse financiare necesare implementării propriu zise, precum și existența resurselor umane adecvate, adică specialiști în utilizarea calculatoarelor și care să cunoască foarte bine procesele aerodinamice studiate.

Metodele de modelare numerică necesită validare pe baza încercărilor experimentale și totodată există incertitudini legate de posibilitatea apariției erorilor.

În aceste condiții se poate afirma că, tehnicile de modelare nu înlocuiesc încercările experimentale în standuri precise și performante, dar reduc volumul lor și implicit costurile aferente [42].

5. CERCETĂRI PRIVIND STRUCTURA ȘI REALIZAREA STANDULUI EXPERIMENTAL

5.1. Cerințe față de conceperea standului experimental

În comparație cu celelalte tipuri de ventilatoare, standul destinat experimentării modelelor de ventilator transversal ridică o serie de probleme specifice, care depind de destinația modelului și de particularitățile funcționale ale acestui tip de ventilator.

În aceste condiții principalele cerințe față de conceperea standului experimental sunt:

- dotarea standului cu variator de turație în vederea optimizării regimurilor de funcționare a ventilatorului;
- asigurarea posibilităților de măsurare a vitezelor câmpului aerodinamic după trecerea aerului prin prima treaptă a rotorului ventilatorului;
- obținerea unui câmp aerodinamic uniform pe toată rețeaua de aspirație a ventilatorului;
- crearea condițiilor de variație a debitului în vederea ridicării caracteristicii energetice, cu condiția păstrării continuității de curgere la turație constantă, dar la suprafața de aspirație variabilă;
- crearea condițiilor de vizualizare a curgerii câmpului aerodinamic în vederea depistării apariției fenomenului de desprindere a liniilor de curgere în cazul unei proiectări necorespunzătoare a peretelui inferior al carcasi ventilatorului;
- dirijarea prin diverse metode a turbionului rotitor care influențează condițiile de curgere a aerului în spațiul liber al rotorului.
- crearea condițiilor de aspirație a ventilatorului atât dintr-o cameră de sedimentare cât și direct dintr-o tubulatură, prin intermediul unui cap de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirație a ventilatorului.
- standul experimental să permită încercarea diverselor variante constructive de ventilatoare transversale, prevăzute cu sau fără tubulatură de aspirație.

5.2. Contribuții la proiectarea standului experimental în vederea optimizării procesului de aspirație realizat de ventilatorul transversal

5.2.1. Structura standului pentru experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație

Crearea condițiilor pentru a răspunde problemelor specifice enumerate mai sus, impune respectarea unor cerințe care țin pe de o parte de ceea ce constituie dotarea minimă a standului și concepția acestei dotări, iar pe de altă parte,

structura standului trebuie concepută astfel încât, în timpul experimentărilor, să se poată interveni comod pentru modificarea parametrilor săi funcționali.

Coroborând aceste modificări cu adaptarea parametrilor funcționali ai dispozitivelor și aparatelor ce echipează standul, se creează condiții pentru punerea în evidență a parametrilor funcționali și a indicilor cantitativi și de calitate, specifici ventilatoarelor în general, respectiv a celor transversale, în particular.

În figura 5.1 se prezintă standul experimental pentru experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație, iar în figura 5.2 se prezintă o vedere a zonei de aspirație a variantei I de ventilator transversal experimentat.

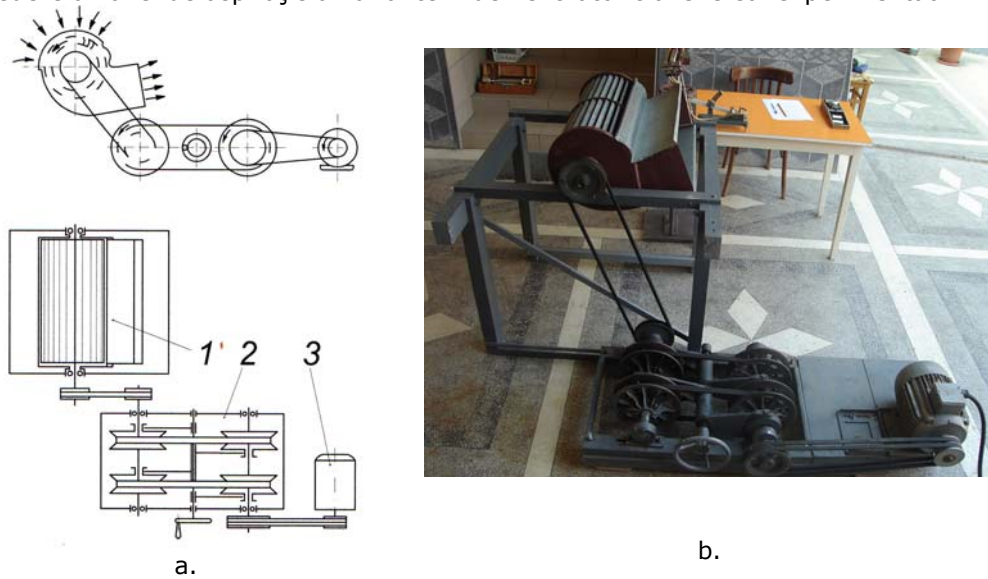


Figura 5.1. Standul pentru experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație

- a. Schema componentei standului,
 1- ventilator transversal; 2- variator de turație; 3- motor electric,
 b. Vedere de ansamblu a standului

Pentru ca pe același stand să se poată experimenta modele de ventilatoare transversale cu lățimi de lucru diferite, se impune ca rama de bază a standului să fie construită într-o variantă care să asigure schimbarea comodă a unui model de ventilator cu altul.



Figura 5.2 Vedere a zonei de aspirație a ventilatorului transversal experimentat, varianta I

Antrenarea variantelor experimentale în cadrul standului se face cu ajutorul unui motor electric asincron cu rotorul în scurtcircuit, cu puterea suficient de mare care să asigure păstrarea vitezei unghiulare a rotorului ventilatorului la valori constante în timpul măsurărilor.

Pentru crearea condițiilor de experimentare la diferite turații, între motorul de acționare și ventilator trebuie amplasat un variator continuu de turație ca în figura 5.3.



Figura 5.3. Intercalarea variatorului de turație în cadrul standului experimental

Transmiterea mișcării de la motor la ventilator se face prin intermediul curelelor trapezoidale. Alegerea rapoartelor de transmitere s-a făcut astfel încât, în timpul încercărilor, să se asigure acoperirea domeniului de funcționare stabilă a ventilatoarelor experimentate, domeniu în care se încadrează de obicei turația generatoarelor de câmp aerodinamic în procesul prelucrării primare a amestecurilor de cereale proaspăt recoltate.

5.2.2. Structura standului pentru experimentarea ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație

În cazul mașinilor de precurățit și curățit semințe ventilatorul transversal a fost implementat astfel încât realizează procesul tehnologic pe aspirație, fie dintr-o cameră de sedimentare, figura 1.31, fie printr-o tubulatură de aspirație, figura 1.32.

Modelele de ventilatoare transversale experimentate sunt dotate cu tubulatură de aspirație în care se măsoară viteza câmpului aerodinamic într-un plan perpendicular pe direcția de curgere a aerului.

În aceste cazuri, se impune ca standurile să permită amplasarea tubului Pitot-Prandtl în tubulatura de aspirație la distanțele minime prevăzute în figura 5.4. [28].

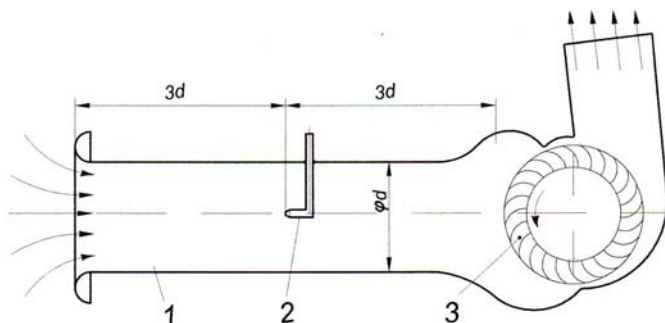


Figura 5.4. Schema de amplasare a tubului Pitot-Prandtl în tubulatura de aspirație
1-conducta de aspirație, 2-tub Pitot-Prandtl, 3-ventilator transversal

Având în vedere aceste condiții, s-a conceput și realizat atât standul prevăzut cu tubulatură și cameră de sedimentare, figura 5.5, cât și cel cu tubulatură și zonă de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirare a ventilatorului transversal, ca și în figura 5.6.



Figura 5.5. Vedere de ansamblu a standului destinat experimentării ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație și cameră de sedimentare



Figura 5.6. Vedere de ansamblu a standului destinat experimentării ventilatorului transversal cu tubulatură și zonă de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirație

În cazul în care câmpul aerodinamic realizat de ventilator antrenează, din amestecul de semințe, impuritățile ușoare acestea nu trebuie să treacă prin ventilator și de aceea s-a realizat o cameră de sedimentare între ventilator și tubulatura de aspirație a acestuia, iar pentru cazul în care prin tubulatură se aspiră numai impurități fine, care pot trece prin ventilator, atunci este necesară o zonă de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirație a ventilatorului.

5.3. Instrumente și aparate de măsură

5.3.1 Construcția dispozitivului coordonator al tubului Pitot-Prandtl

Explorarea câmpurilor de viteze, create de ventilatorul experimentat, trebuie făcută cu multă exactitate. Aceasta presupune crearea condițiilor de amplasare a tubului Pitot-Prandtl în puncte bine precizate.

Realizarea acestei cerințe în cadrul experimentelor efectuate a fost satisfăcută prin conceperea și execuția coordonatorului tubului Pitot-Prandtl prezentat în figura 5.7.

Dispozitivul coordonator al tubului Pitot-Prandtl este alcătuit dintr-un cadru, sprijinit pe placa de bază în care sunt fixate șuruburile pentru reglarea orizontalității și care permite reglarea atât a înălțimii poziției tubului cât și deplasarea pe orizontală a acestuia cu ajutorul dispozitivelor cu șurub prezentate în figura 5.7 respectiv în figura 5.8.

Realizarea unui curent de aer plan de către ventilatoarele transversale permite folosirea tubului Pitot-Prandtl pentru stabilirea structurii câmpului aerodinamic în suprafața de măsurare, atât la refulare, figura 5.7 cât și în tubulatura de aspirație figura 5.8. Un astfel de tub utilizat pentru stabilirea valorii presiunii dinamice în punctele de măsurare ale secțiunii explorate este racordat la un micromanometru tip I.A.U.P.S.-București, așa cum se poate observa în figura 5.7 și figura 5.8.

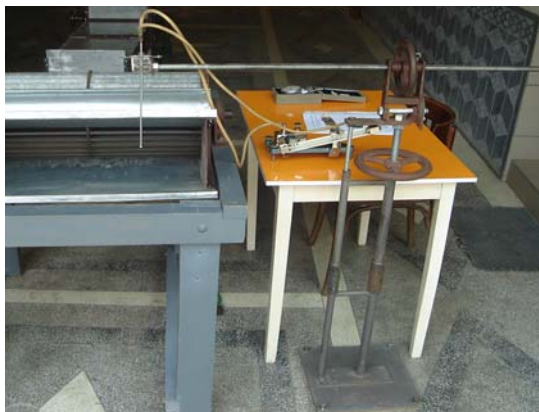


Figura 5.7. Vedere de ansamblu a dispozitivului coordonator al tubului Pitot-Prandtl în timpul măsurătorilor în secțiunea finală de refulare a ventilatorului transversal varianta I



Figura 5.8. Vedere de ansamblu a dispozitivului coordonator al tubului Pitot-Prandtl în timpul măsurătorilor în tubulatura de aspirație a ventilatorului transversal varianta a IV-a

Coordonatorul tubului Pitot-Prandtl a fost conceput astfel încât să poată roti tubul în plan vertical și orizontal cu ajutorul dispozitivelor prezentate în figurile 5.9.a și 5.9.b.



a.



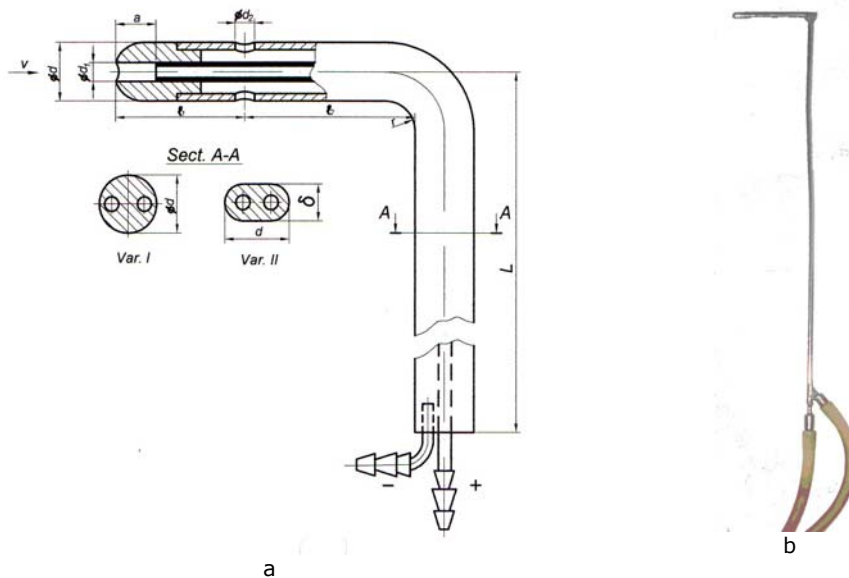
b.

Figura 5.9. Detalii constructive ale dispozitivului coordonator al tubului Pitot-Prandtl
 a. pentru coordonarea tubului în plan vertical,
 b. pentru coordonarea tubului în plan orizontal.

5.3.2. Particularități constructiv-funcționale ale tubului Pitot-Prandtl folosit la măsurarea vitezei curentului de aer

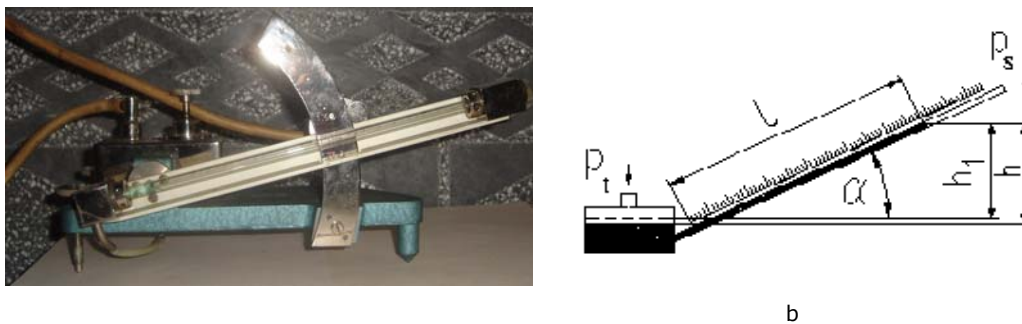
Realizarea unui curent de aer plan de către variantele de ventilatoare transversale experimentate a permis folosirea tubului Pitot-Prandtl pentru stabilirea structurii câmpului aerodinamic în secțiunea de măsurare a acestuia.

Măsurarea vitezei curentului de aer realizat de ventilatorul transversal se face indirect prin măsurarea presiunii dinamice.



a
Figura 5.10. Tubul Pitot-Prandtl
a. Schema tubului, b. Vedere de ansamblu

În acest caz, a fost folosit tubul Pitot-Prandtl prezentat în figura 5.10, cu care s-a stabilit valoarea presiunii dinamice în secțiunea de măsurare, utilizând un micromanometru cu tub înclinat din figura 5.11.a, a cărui schemă este prezentată în figura 5.11.b



a
Figura 5.11. Micromanometru cu tub înclinat
a. vedere de ansamblu, b. schema micromanometrului

Datele pentru etalonarea sondei Pitot –Prandtl sunt prezentate în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1.

Datele pentru etalonarea sondei Pitot-Prandtl

Nr, crt,	L ajutoraj	K ajutoraj	P1 – P2	V	ζ	L sonda	K sonda	P dinamic
1	0,001	0,20	0,22	0,63	0,48	0,005	0,20	1,09962
2	0,004	0,20	0,88	1,25	0,75	0,008	0,20	1,759392
3	0,007	0,20	1,54	1,66	0,85	0,011	0,20	2,419164
4	0,011	0,20	2,42	2,08	0,91	0,015	0,20	3,29886
5	0,015	0,20	3,30	2,43	0,92	0,02	0,20	4,39848
6	0,017	0,20	3,74	2,58	0,94	0,022	0,20	4,838328
7	0,021	0,20	4,62	2,87	0,98	0,025	0,20	5,4981
8	0,025	0,20	5,50	3,13	1,01	0,028	0,20	6,157872
9	0,029	0,20	6,38	3,37	1,05	0,03	0,20	6,59772
10	0,033	0,20	7,26	3,60	1,07	0,033	0,20	7,257492
11	0,038	0,20	8,36	3,86	1,08	0,037	0,20	8,137188
12	0,042	0,20	9,24	4,06	1,07	0,042	0,20	9,236808
13	0,046	0,20	10,12	4,25	1,06	0,047	0,20	10,33643
14	0,054	0,20	11,88	4,61	1,11	0,05	0,20	10,9962
15	0,059	0,20	12,98	4,81	1,10	0,056	0,20	12,31574
16	0,068	0,20	14,95	5,17	1,12	0,062	0,20	13,63529
17	0,083	0,20	18,25	5,71	1,11	0,077	0,20	16,93415
18	0,094	0,20	20,67	6,08	1,08	0,092	0,20	20,23301
19	0,107	0,20	23,53	6,48	1,07	0,106	0,20	23,31194
20	0,11	0,20	24,19	6,57	1,07	0,11	0,20	24,19164
21	0,121	0,20	26,61	6,89	1,08	0,119	0,20	26,17096
22	0,126	0,20	27,71	7,03	1,08	0,124	0,20	27,27058
23	0,142	0,20	31,23	7,47	1,08	0,139	0,20	30,56944
24	0,158	0,20	34,75	7,88	1,10	0,15	0,20	32,9886
25	0,178	0,20	39,15	8,36	1,08	0,175	0,20	38,4867
26	0,078	0,50	42,89	8,75	1,07	0,078	0,50	42,88518
27	0,084	0,50	46,18	9,08	1,08	0,082	0,50	45,08442
28	0,09	0,50	49,48	9,40	1,07	0,089	0,50	48,93309
29	0,096	0,50	52,78	9,71	1,07	0,096	0,50	52,78176
30	0,101	0,50	55,53	9,96	1,07	0,101	0,50	55,53081
31	0,107	0,50	58,83	10,25	1,08	0,105	0,50	57,73005
32	0,114	0,50	62,68	10,58	1,08	0,112	0,50	61,57872
33	0,118	0,50	64,88	10,76	1,07	0,117	0,50	64,32777

Etalonarea sondei Pitot-Prandtl a fost realizată în tunelul aerodinamic al Catedrei de Mașini Hidraulice din Universitatea Politehnica Timișoara în următoarele condiții:

$t_{aer} = 28^{\circ}\text{C}$	$\rho_{alcohol\ etalonat} = 803\ \text{Kg/m}^3$
$P_{atm} = 1,120 \cdot 10^5\ \text{Pa}$	$\rho_{H_2O} = 1000\ \text{Kg/m}^3$
$X = 0,46\ \%$ - umiditatea relativa	$D = 0,8\ \text{m}$
$P_{vcs} = 3779\ \text{Pa}$	$d = 0,4\ \text{m}$
$R = 287\ \text{J}/(\text{kg}\ \text{K})$	$T = 273,1 + t$
$\rho_{alcohol\ utilizat} = 883\ \text{Kg/m}^3$	

Având la dispoziție aceste date putem calcula următoarele mărimi :

$$\rho_{aer} = \frac{P_{atm}}{RT} \left(1 - X \frac{P_{vas}}{P_{atm}} \right) \quad (5.1.)$$

$$v = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{aer}}} \quad (5.2)$$

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \rho_{H_2O} \cdot K_{aj} \cdot L_{aj} \cdot \frac{\rho_{alcohol\ utilizat}}{\rho_{alcohol\ etalonat}} \quad (5.3)$$

$$V = \zeta \sqrt{\frac{2P_{dinamic}}{\rho_{aer}}} \quad (5.4)$$

$$P_{dinamic} = \rho_{H_2O} \cdot K_s \cdot L_s \cdot \frac{\rho_{alcohol\ utilizat}}{\rho_{alcohol\ etalonat}} \quad (5.5)$$

Pe parcursul etalonării sondei, viteza curentului de aer v a evoluat conform curbei prezentată în figura 5.12. iar coeficientul de corelație ζ are variația arătată în figura 5.13.

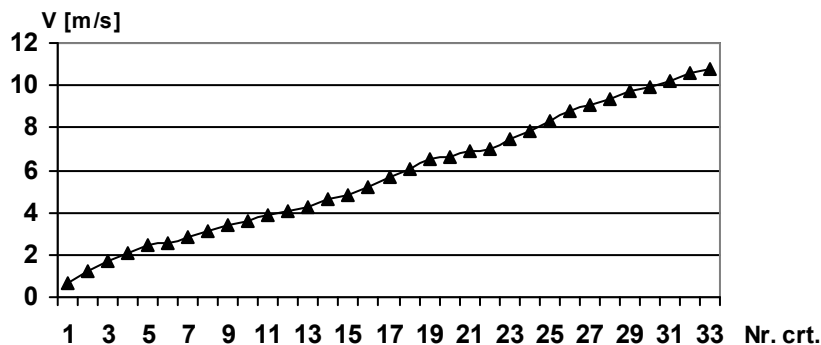
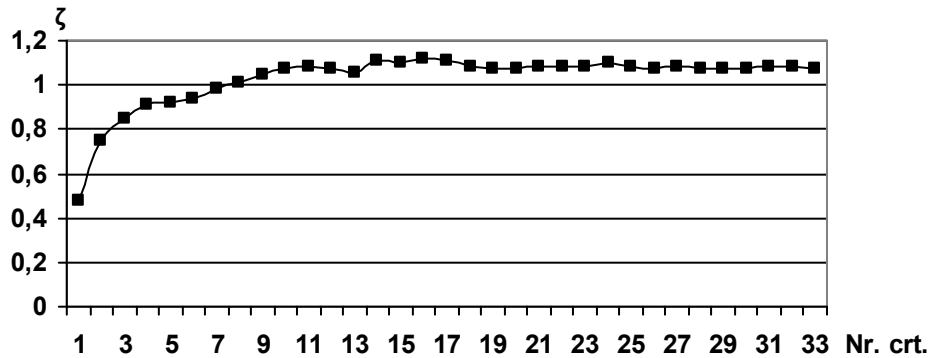


Figura 5.12. Evoluția vitezei V în timpul etalonării sondei

Figura 5.13. Variația coeficientului ζ în timpul etalonării sondei

Coeficientul de corelație ζ al sondei Pitot-Prandtl a fost stabilit în urma etalonărilor în tunelul aerodinamic la valoarea de 1,02.

În urma stabilirii valorii coeficientului de corecție ζ a fost posibilă stabilirea valorilor presiunii dinamice și a vitezei curentului de aer în funcție de lungimea coloanei de lichid din tubul micromanometrului, prezentate în tabelele 5.2 și 5.3.

Tabelul 5.2.
Valorile presiunii dinamice și a vitezei curentului de aer în funcție de lungimea coloanei de lichid din tubul micromanometrului pentru $K_s=1/5$

L_s (mm)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
P_d (mm H ₂ O)	0	1,1	2,20	3,30	4,40	5,50	6,60	7,70	8,80	9,90	11
V (m/s)	0	1,35	1,91	2,34	2,70	3,02	3,31	3,58	3,82	4,05	4,27

Tabelul 5.2. continuare

L_s (mm)	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
P_d (mm H ₂ O)	12,1	13,2	14,3	15,39	16,49	17,59	18,69	19,79	20,89	21,99
V (m/s)	4,487	4,687	4,878	5,062	5,24	5,412	5,578	5,74	5,897	6,051

Tabelul 5.2. continuare

L_s (mm)	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
P_d (mm H ₂ O)	23,09	24,19	25,29	26,39	27,49	28,59	29,69	30,79	31,89	32,99
V (m/s)	6,2	6,346	6,489	6,628	6,765	6,899	7,03	7,159	7,286	7,41

Tabelul 5.2. continuare

L_s (mm)	155	160	165	170	175	180	185	190	195	200
P_d (mm H ₂ O)	34,09	35,19	36,29	37,39	38,49	39,59	40,69	41,79	42,89	43,99
V (m/s)	7,533	7,653	7,772	7,889	8,004	8,118	8,23	8,34	8,449	8,557

Tabelul 5.3.

Valorile presiunii dinamice și a vitezei curentului de aer în funcție de lungimea coloanei de lichid din tubul micromanometrului pentru $K_s=1/2$

L_s (mm)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
P_d (mm H ₂ O)	0	2,7	5,5	8,2	11	13,7	16,5	19,2	22,0	24,7	27,5
V (m/s)	0	2,13	3,02	3,70	4,27	4,78	5,24	5,66	6,05	6,41	6,76

Tabelul 5.3. continuare

L_s (mm)	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
P_d (mm H ₂ O)	30,2	32,9	35,74	38,49	41,24	43,99	46,73	49,48	52,23	54,98
V (m/s)	7,09	7,41	7,713	8,004	8,285	8,557	8,82	9,076	9,325	9,567

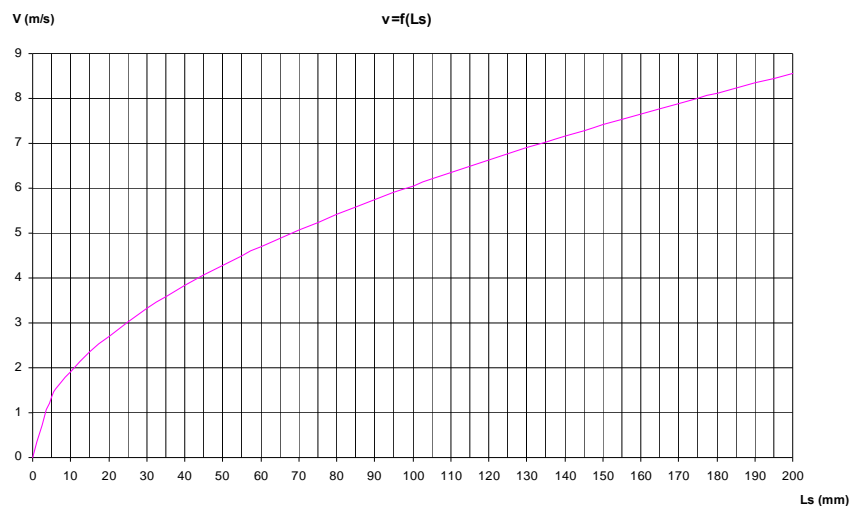
Tabelul 5.3. continuare

L_s (mm)	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
P_d (mm H ₂ O)	57,73	60,48	63,23	65,98	68,73	71,48	74,22	76,97	79,72	82,47
V (m/s)	9,803	10,03	10,26	10,48	10,7	10,91	11,12	11,32	11,52	11,72

Tabelul 5.3. continuare

L_s (mm)	155	160	165	170	175	180	185	190	195	200
P_d (mm H ₂ O)	85,24	87,97	90,72	93,47	96,22	98,97	101,7	104,5	107,2	110
V (m/s)	11,91	12,1	12,29	12,47	12,66	12,84	13,01	13,19	13,36	13,53

Cu ajutorul tabelor 5.2 și 5.3 s-au trasat curbele de variație a vitezei curentului de aer din figurile 5.14 și 5.15, funcție de lungimea coloanei de lichid L_s , pentru $K_s=1/5$ și respectiv $K_s=1/2$.

Figura 5.14. Curba de variație a vitezei curentului de aer pentru $K_s=1/5$

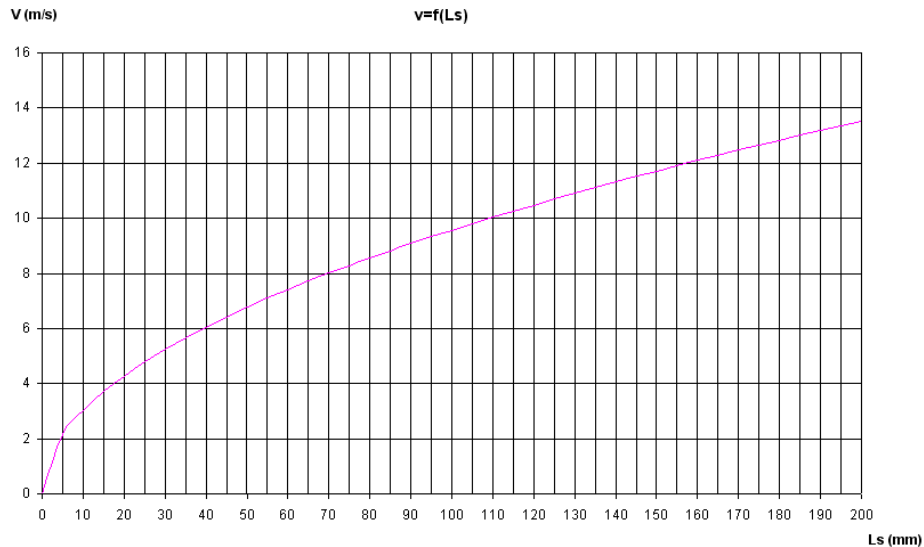


Figura 5.15. Curba de variație a vitezei curentului de aer pentru $K_s=1/2$

5.3.3. Aparate pentru măsurarea parametrilor de stare a aerului

Presiunea atmosferică s-a măsurat cu ajutorul barometrului aneroid, prezentat în figura 5.16, care se utilizează pentru măsurarea presiunii cuprinse între 80 și 106 KPa.

Temperatura aerului, din încăperea standului experimental, s-a măsurat cu termometrul cu mercur prezentat în figura 5.17, care se poate utiliza pentru măsurarea temperaturii cuprinse în intervalul de la -40°C la 50°C .

Pentru măsurarea umidității relative a aerului s-a folosit psihrometrul Asmann, prezentat în figura 5.18.



Figura 5.16. Barometru aneroid

Psihrometrul utilizat este de tipul cu aspirație, iar metoda de măsurare o constituie diferența psihometrică „ Δp ”, rezultată din citirile la cele două termometre ale aparatului, care în prealabil au fost aerisite 4-5 minute cu ajutorul unui dispozitiv de ventilare acționat cu un mecanism de ceasornic. $\Delta p = t - t'$ în care:

- t este temperatura termometrului uscat, care este aceeași cu temperatura încăperii;
- t' este temperatura termometrului umed.

Pe baza diferenței psihometrice rezultate s-au citit, în tabelele care însoțesc aparatul, valoarea umidității relative a aerului din încăperea în care s-au făcut măsurătorile.



Figura 5.17. Termometrul cu mercur

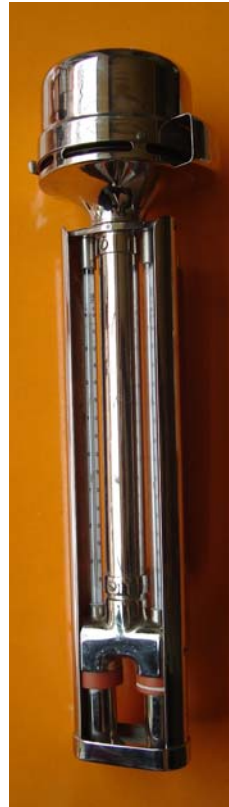


Figura 5.18. Psihrometrul Asmann Ba 432.101

5.3.4. Aparate pentru măsurarea turației și puterii la arborele ventilatorului transversal

Măsurarea turației arborelui ventilatorului și verificarea menținerii ei constante în timpul experimentărilor s-a făcut folosind tahometrul mecanic portabil din figura 5.19, al cărui principiu funcțional este prezentat în figura 5.20.

Tahometrul mecanic portabil prezentat a permis măsurarea turației în intervalul de la 40 la 48000 rot/min, cu ajutorul a șase trepte de viteze. Pentru măsurătorile efectuate la standul experimental, s-a folosit treapta a treia de viteză care a permis măsurarea turației de la 400 la 1600 rot/min.

Puterea consumată de motorul electric pentru antrenarea ventilatoarelor în timpul încercărilor s-a stabilit folosind wattmetrul prezentat în figura 5.21, care are un domeniu de măsurare de la 0 la 4 kW.

În cazul în care puterea absorbită de motorul electric a fost mai mare de 4kW s-a scos din circuit wattmetrul și s-a măsurat consumul de energie electrică cu ajutorul contorului electric trifazat, la care 120 rotații ale discului reprezintă 1kWh



Figura 5.19 Tahometru mecanic

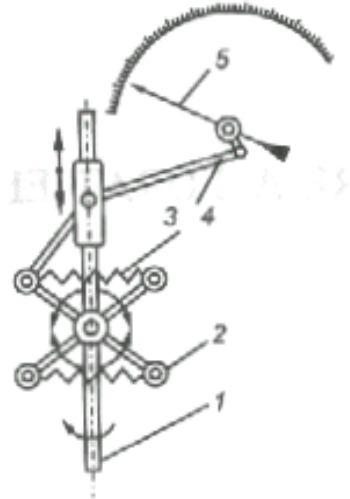


Figura 5.20. Schema de principiu a tahometrului mecanic cu traductor centrifugal
 1-axul tahometrului, 2-contragreutăți, 3-resort, 4-pârghie, 5-ac indicator

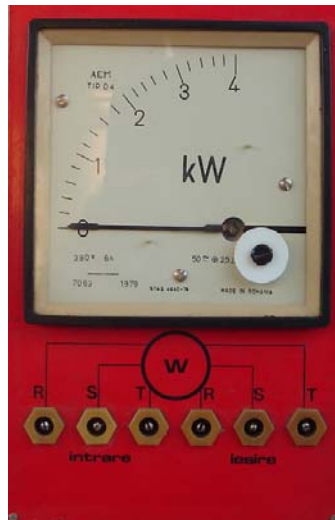


Figura 5.21. Wattmetru

Pentru aceasta s-a cronometrat timpul în care discul contorului a făcut un anumit număr de rotații „z”. În acest caz, puterea absorbită s-a determinat cu

$$\text{relația: } P_a = \frac{z}{120} \cdot \frac{3600}{t} [kW] \quad (5.6)$$

în care: z reprezintă numărul de rotații ale discului de la contorul electric trifazat
 t – timpul cronometrat în secunde în care s-au efectuat cele „z” rotații.

5.4. Construcția ventilatoarelor transversale experimentate

5.4.1. Construcția rotoarelor ventilatoarelor transversale

Rotorul ventilatorului transversal are în toate cazurile forma unei tobe limitată pe ambele părți de câte un disc pe care sunt fixate capetele paletelor. Diferențele între diferitele variante de rotoare sunt în general minime și constau în alegerea geometriei, unghiurilor de așezare și numărului de palete.

Principalii parametri constructivi și simbolizarea acestora pentru rotorul unui ventilator transversal sunt prezentați în figura 5.22, a căror semnificație este următoarea:

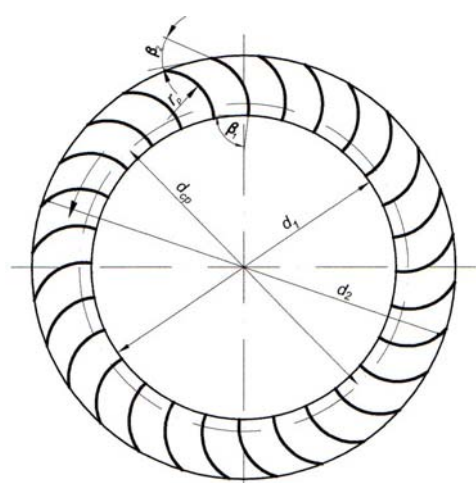


Figura 5.22. Schema și principalii parametri constructivi pentru rotorul unui ventilator transversal experimentat

d_2 – diametrul exterior al rotorului este parametrul de bază al ventilatorului;
 d_1 – diametrul interior al rotorului;
 d_{cp} – diametrul centrelor paletelor;
 r_p – raza medie a paletelor;
 δ – grosimea paletelor;
 l – lungimea paletelor;
 β_2 – unghiul de așezare exterior al paletelor;
 β_1 – unghiul de așezare interior al paletelor;
 Z_p – numărul de palete.

Pe baza rezultatelor obținute din modelarea numerică a ventilatoarelor transversale s-au realizat variantele de rotoare ale ventilatorului transversal a căror vederi de ansamblu sunt prezentate în figura 5.23, iar valorile parametrilor constructivi în tabelul 5.4.

În scopul evidențierii pe cale experimentală a influenței pe care o are mărimea spațiului interpaletar asupra

structurii câmpurilor de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal, s-a realizat varianta a II-a de ventilator transversal care, are același diametru $d_2=280$ mm ca și prima variantă, dar cu un număr de 28 de palete iar, ceilalți parametri constructivi sunt aceiași ca și la varianta I, cu excepția lățimii de lucru care, în acest caz, este de 280 mm, după cum se observă în tabelul 5.4.

Varianta a III-a de ventilator transversal a fost concepută în scopul efectuării unor studii care să ofere posibilitatea de măsurare a unor parametri privind variația structurii câmpului aerodinamic în spațiul gol al rotorului și prin aceasta să se poată stabili o concluzie, atestată experimental, în legătură cu influența pe care o are turbionul activ ce ia naștere în mod natural prin recircularea unei anumite cantități de aer pe de o parte, iar pe de alta, măsurarea intensității câmpului aerodinamic după ce acesta a trecut prin faza de aspirație, evidențiind cu această ocazie, modificarea valorii intensității câmpului la trecerea aerului prin spațiul interpaletar cu un anumit profil geometric.

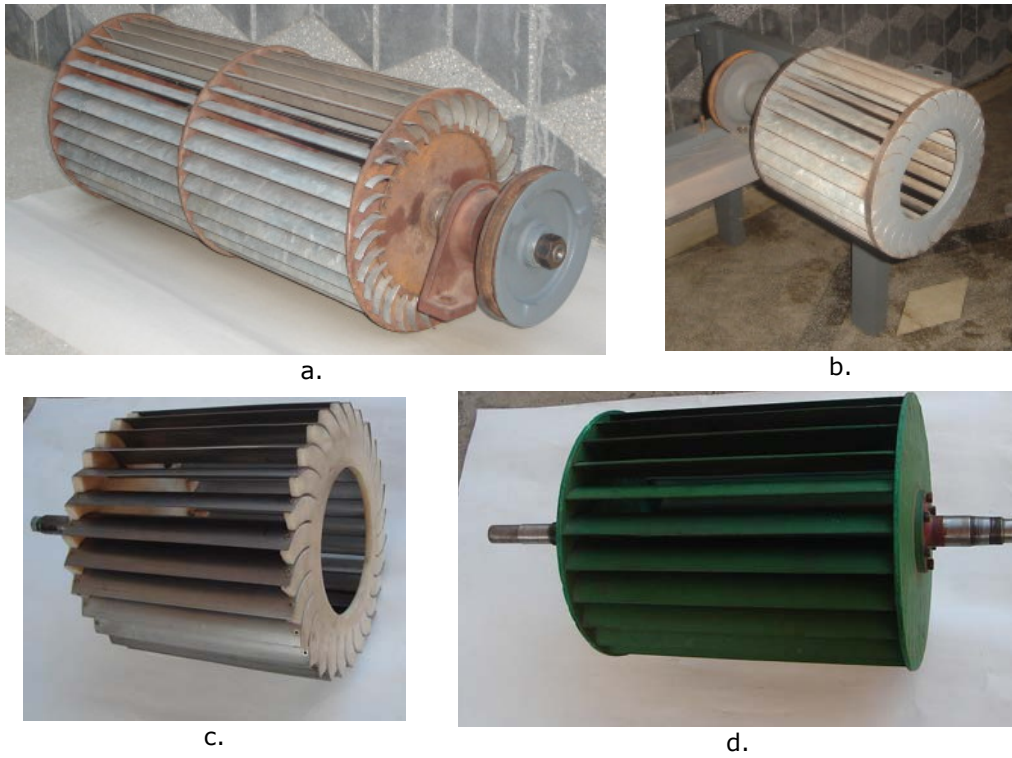


Figura 5.23. Vederi de ansamblu ale rotoarelor experimentate

- a. varianta I, cu $d_2=280$ mm și $Z_p=32$ palete
- b. varianta a II-a cu $d_2=280$ mm și $Z_p=28$ palete
- c. varianta a III-a, cu $d_2=320$ mm și $Z_p=28$ palete
- d. varianta a IV-a, cu $d_2=340$ mm și $Z_p=24$ palete

Tabelul 5.4.

Valorile parametrilor constructivi ai rotoarelor experimentate

Varianta rotorului	Dimensiuni în % din d_2							β_2 rad	β_1 rad	Nr. de palete Z_p
	d_2 (mm)	d_1 (mm)	d_{cp} (mm)	r_p (mm)	δ (mm)	r_4 (mm)	l (mm)			
I	280	71,4 (200)	77,8 (218)	12,8 (36)	0,57 (1,6)	28,6 (80)	221,3 (620)	0,49	1,65	32
II	280	71,4 (200)	77,8 (218)	12,8 (36)	0,57 (1,6)	28,6 (80)	100 (280)	0,49	1,65	28
III	320	70 (224)	75,6 (242)	14,7 (47)	0,5 (1,6)	26,6 (85)	87,2 (280)	0,52	1,57	28
IV	340	70 (238)	75,6 (258)	14,7 (50)	0,74 (2,5)	-	117,6 (400)	0,52	1,57	24

Făcând explorări asupra intensității și repartiției acesteia în cadrul câmpurilor aerodinamice, înainte de intrarea în prima treaptă, respectiv, după ieșirea din prima treaptă, cât și după ieșirea din cea de-a doua treaptă de palete, s-au obținut date care oferă posibilitatea să apreciem evoluția valorii intensității câmpului aerodinamic de-a lungul traseelor liniilor de curgere de la intrarea aerului în prima treaptă a rotorului, până la ieșirea aerului din treapta a doua a rotorului.

Pentru a putea realiza măsurători în interiorul rotorului s-a realizat cea de-a II-a și a III-a variantă a rotorului ventilatorului transversal, prezentate în figurile 5.23.b și 5.23.c. În acest scop s-au modificat parametrii constructivi conform tabelului 5.4, renunțându-se la un lagăr cu rostogolire și montând rotorul în consolă, iar discul de susținere a capetelor paletelor este practic un disc de rigidizare a paletelor rotorului, care a permis introducerea sondei în interiorul rotorului.

În cazul rotoarelor ventilatoarelor transversale la care lățimea relativă a ventilatorului, definită prin raportul dintre lățimea ventilatorului și diametrul exterior al rotorului, este mai mare sau egală cu 1,5, se impune ca, spre mijlocul rotorului, paletetele acestuia să se contrafixeze printr-un disc de rigidizare. O vedere generală a acestui disc se prezintă în figura 5.24.a, iar schema cu notațiile parametrilor constructivi se prezintă în figura 5.24.b, a căror semnificație este următoarea:

$$r_1 = \frac{d_1}{2}, r_2 = \frac{d_2}{2}, r_3 = \frac{d_{cp}}{2}, r_3 = \sqrt{r_2^2 + r_p^2 - 2 \cdot r_2 \cdot r_p \cdot \cos \beta_2} \quad (5.7)$$

$$\text{Pasul paletelor este } t = \frac{\pi \cdot d_2}{z_p} \quad (5.8)$$

$$r_{p1} = r_p - \frac{\delta}{2} \text{ și } r_{p2} = r_p + \frac{\delta}{2} \quad (5.9)$$

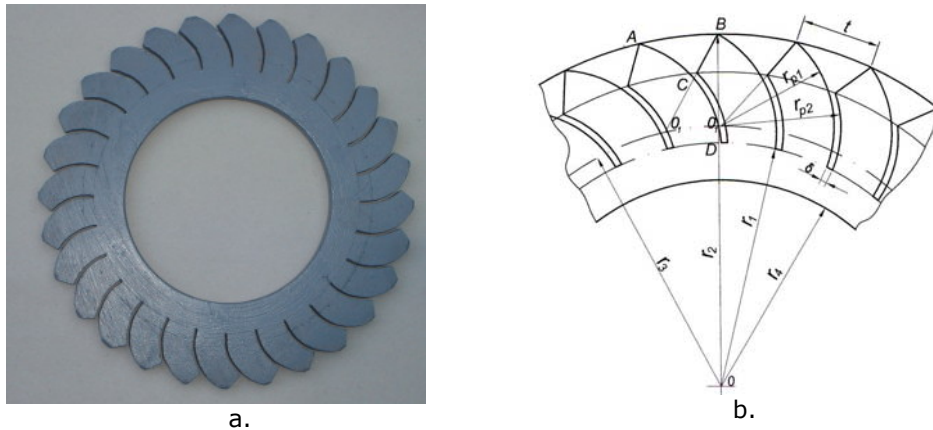


Figura 5.24. Discul de rigidizare a paletelor rotorului ventilatorului transversal
a. vederea discului în plan transversal pe axul rotorului, b. schema discului

Pentru a reduce masa rotorului se recomandă ca acesta să fie executat din materiale ușoare, iar discul de rigidizare să fie inelar cu raza interioară r_4 astfel aleasă încât să asigure o rezistență suficientă a acestuia în timpul funcționării ventilatorului.

Pentru varianta a III-a de rotor s-au construit atât discul de susținere cât și discul de rigidizare a paletelor din poliamidă (PA6.6), care are densitatea de două ori

mai mică față de aluminiu și de 7 ori mai mică față de oțelul carbon. Prin această măsură constructivă s-a redus mult momentul de inerție al rotorului și implicit, consumul de energie în timpul funcționării ventilatorului.

În ceea ce privește utilizarea la încercările experimentale a rotorului din figura 5.23. (varianta a IV-a), se face precizarea că acesta a fost preluat din laboratorul disciplinei de specialitate din cadrul Catedrei de Ingineria Transporturilor și care a fost realizat în baza unor ample studii și cercetări cu ocazia întocmirii unei alte teze de doctorat [86] în acest domeniu. Rezultatele experimentale obținute la încercările anterioare actualei teze au confirmat că este o variantă la care tipul, numărul de palete, unghiurile de fixare a acestora, reprezintă soluția optimizată pentru rotorul unui ventilator transversal destinat să lucreze în cadrul unei mașini de curățit semințe.

Cu ocazia încercărilor efectuate în cadrul tezei de doctorat, amintite mai sus, acest rotor a funcționat stabil ceea ce a determinat un plus de încredere asupra valorilor parametrilor constructivi și funcționali luați în considerare cu ocazia actualelor cercetări.

5.4.2. Construcția carcaselor ventilatoarelor transversale

Principalii parametri funcționali ai ventilatorului transversal sunt influențați în cea mai mare măsură de parametrii constructivi ai carcasei.

Profilul peretelui inferior al carcasei ventilatorului transversal experimentat

este dat de relația: $r_c = \Delta + \frac{d_2}{2} + e$, (5.10.)

în care: Δ reprezintă valoarea interstițiului dintre carcasă și rotor în secțiunea de început a spiralei;

d_2 diametrul exterior al rotorului;

e este excentricitatea originii razei de curbură față de axul rotorului.

Schema carcaselor ventilatoarelor transversale experimentate se prezintă în figura 5.25 iar valorile acestor parametri constructivi sunt arătate în tabelul 5.5, având ca bază diametrul exterior al rotorului d_2 .

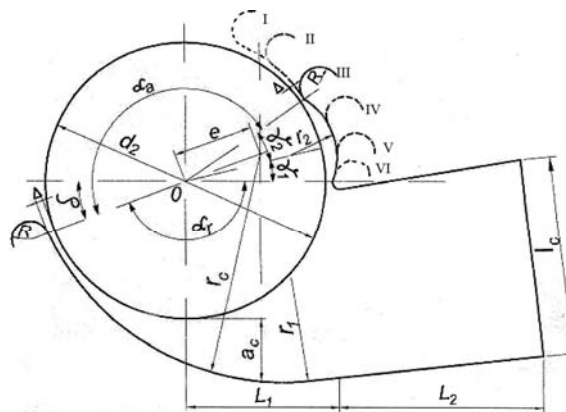


Figura 5.25 Schema carcaselor ventilatoarelor transversale experimentate, cu diferite unghiuri α_a de aspirație

Tabelul 5.5.

Valorile parametrilor constructivi ai carcaselor ventilatoarelor transversale experimentate

d_2 mm	Dimensiuni în % din d_2										
	r_c mm	Δ mm	e mm	r_1 mm	r_2 mm	L_1 mm	L_2 mm	I_c mm	B_c mm	R mm	r mm
280	80,3 (225)	3,6 (10)	28,6 (80)	217,7 (610)	21,4 (60)	58,9 (165)	71,4 (200)	71,4 (200)	221,3 (620)	7,14 (20)	5,6 (10)
320	75 (240)	3,1 (10)	21,8 (70)	250 (800)	31,2 (100)	50 (160)	56,2 (180)	62,5 (200)	87,5 (280)	6,2 (20)	3,1 (10)
340	70,6 (240)	2,9 (10)	17,6 (60)	235 (800)	25 (85)	57,4 (195)	64,7 (220)	70,6 (240)	117,6 (400)	7,3 (25)	4,4 (15)

Tabelul 5.5. continuare

d_2 mm	α_a rad	α_r rad	δ rad	Y_1 rad	Y_2 rad
280	2,88 165°	2,80 160°	0,34 20°	0,26 15°	0,34 20°
320	3,05 175°	2,8 160°	0,34 20°	-	0,43 25°
340	3,05 175°	2,61 150°	0,34 20°	0,17 10°	0,43 25°

Dintre mijloacele de modificare a coeficientului de debit, s-a luat în considerare profilarea limbului carcasei superioare a ventilatorului transversal, care la modelul experimentat are raza r_2 și posibilitatea modificării unghiului de aspirație α_a , conform figurii 5.25. Prin lungirea sau scurtarea peretelui superior al carcasei ventilatorului transversal experimentat s-au obținut mai multe valori ale unghiului de aspirație α_a cuprinse între $\alpha_{a1}=120^\circ$ și $\alpha_{a6}=195^\circ$.

În scopul creării condițiilor de analiză a influenței pe care o are poziționarea ferestrei de aspirație în raport cu carcasa ventilatorului, profile asemănătoare ale limbului carcasei superioare au fost atașate și la peretele inferior al carcasei. S-a permis în acest fel ca, pentru același unghi α_a , poziționarea ferestrei de aspirație să se modifice conform figurii 5.26.

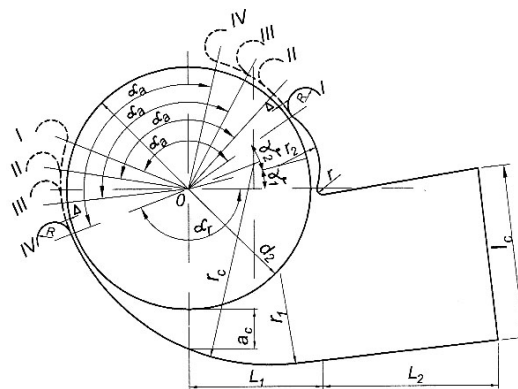


Figura 5.26. Schema de poziționare a ferestrei de aspirație pentru același unghi α_a de aspirație

În baza studiilor teoretice efectuate în cadrul paragrafului 2.7. conform celor prezentate în figura 2.27 rezultă că cu cât linia de curgere este mai apropiată de turbion cu atât valoarea rezultantei V_1 este mai mare contribuind la creșterea debitului de aer aspirat.

În perspectiva confirmării acestei concluzii stabilite teoretic prin cercetările experimentale efectuate se consideră că respectarea acestei cerințe nu trebuie să fie neglijată de către proiectanți.

5.5. Contribuții la stabilirea formei capului tubulaturii de aspirare în zona de racordare la fereastra de aspirare a ventilatorului transversal

Există multiple situații în care ventilatorul transversal realizează procesul de lucru pe aspirație ca, de exemplu, în cazul mașinii de precurățat semințe folosind sită cilindrică și ventilator transversal [92], prezentat în figura 5.27 la care se impune stabilirea formei optime a capului tubulaturii de aspirare 3 în zona de racordare la fereastra de aspirare a ventilatorului transversal.

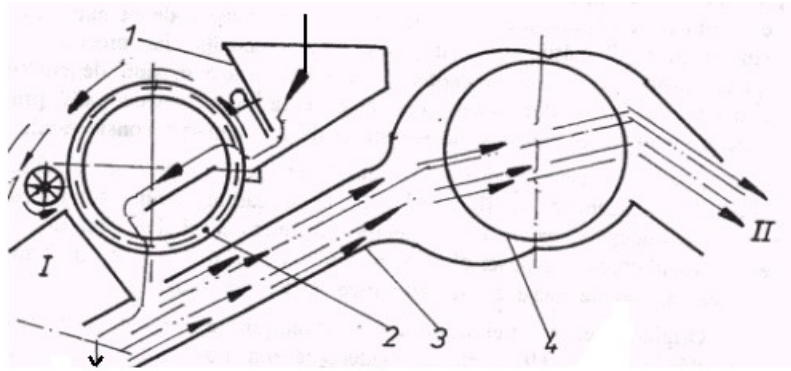


Figura 5.27. Mașină de precurățat semințe cu sită cilindrică și ventilator transversal ce lucrează pe aspirație

1. buncăr alimentare cu amestec; 2. sită cilindrică cu dublă trecere;
 3. zona de aspirație a ventilatorului transversal; 4. rotorul ventilatorului
- I zonă separare impurități mari (paie, pleavă);
II. zonă refulare impurități aspirate de ventilator.

Capul tubulaturii de aspirare în zona de racordare la fereastra de aspirare a ventilatorului transversal folosit la determinările experimentale, s-a construit conform schemei din figura 5.28 în care pentru poziția 1 a carcusei ventilatorului transversal s-a folosit, pentru racordarea tubulaturii de aspirare T în zona de racordare la fereastra de aspirare a ventilatorului V, razele de racordare R_1 și R_2 . În condițiile păstrării unghiului de aspirație α_a , prin rotirea cu unghiul β se obține poziția 2 a carcusei ventilatorului, caz în care, pentru racordarea tubulaturii T, am realizat forma capului tubulaturii de aspirare cu razele de racordare R_1 , R'_1 și R_2 .

Valorile parametrilor constructivi ai capului tubulaturii de aspirare, notați în schema din figura 5.28, pentru cele două poziții ale ventilatorului față de tubulatura de aspirație, sunt prezentate în tabelul 5.6.

Tabelul 5.6.

Valorile parametrilor constructivi ai variantelor capului tubulaturii de aspirare

Pozitia	d_2 mm	Dimensiunile în % din d_2					α_a rad	β rad
		I_t mm	B_t mm	R_1 mm	R'_1 mm	R_2 mm		
1	280	71,4 (200)	221,3 (620)	35,7 (100)	---	71,4 (200)	2.88 165°	0 0°
2	280	71,4 (200)	221,3 (620)	35,7 (100)	57,1 (160)	71,4 (200)	2.88 165°	0,348 20°

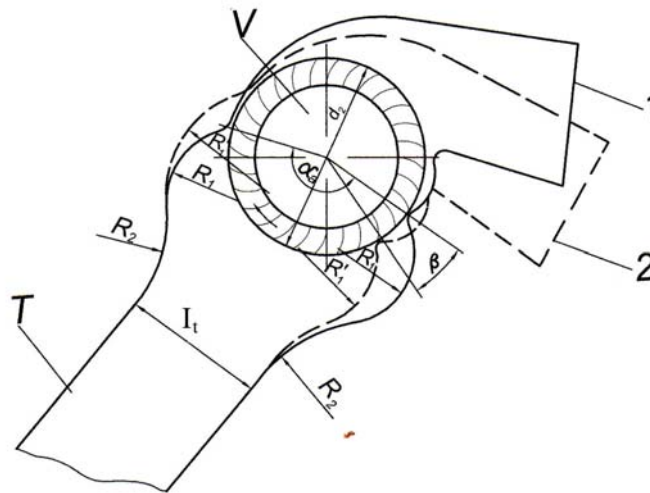


Figura 5.28. Schema capului tubulaturii și profilul acestuia în cazul aspirării fără cameră de sedimentare

T- tubulatura de aspirare; V- rotorul ventilatorului; R_1 , R'_1 , R_2 - raze de racordare a capului tubulaturii; I_t - înălțimea tubulaturii; 1,2- poziții ale ventilatorului

Întrucât tubulatura de aspirare are lățimea B_t egală cu lățimea de lucru a ventilatorului transversal, face ca aerul să-și păstreze direcția de curgere ceea ce contribuie la obținerea unui câmp aerodinamic uniform pe întreaga lățime a secțiunii de intrare a tubulaturii de aspirare.

Ventilatorul transversal, varianta I, cu tubulatură de aspirație și cap de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirație a ventilatorului, cu parametrii constructivi prezentați în tabelul 5.6 echipează standul experimental prezentat în figura 5.6.

6. METODICA EXPERIMENTALĂ

6.1. Considerații generale

Metodica generală de încercare și experimentare a ventilatoarelor transversale a fost adaptată scopurilor urmărite și impuse de rezolvarea problemelor care au apărut în timpul determinărilor experimentale.

Printre considerațiile generale de măsurare a căror respectare s-a urmărit în mod deosebit, au fost acelea legate de stabilirea prealabilă a unui regim staționar de funcționare, la care presiunea să nu varieze cu mai mult de $\pm 1,5\%$, turația ventilatorului transversal cu mai mult de $\pm 0,5\%$ și eliminarea influențelor exterioare care pot modifica parametrii mășurați. Înainte de începerea mășuraților s-a verificat:

- reglarea corectă a punctului de zero al aparatelor;
- etanșeitatea tuburilor de legătură;
- evitarea prezenței unor picături de lichid pe traseul de circulație al aerului.

S-a urmărit ca în fiecare punct de măsură, axa sondei să fie paralelă cu direcția de curgere care a fost vizualizată cu fire textile și apoi stabilită după găsirea valorii maxime a presiunii dinamice. La același regim de funcționare s-au efectuat mai multe citiri pentru fiecare punct luându-se în considerare media citirilor.

În scopul obținerii unor date primare, cât mai apropiate de realitate privind măsurarea câmpului de viteze realizat de ventilatorul transversal, se impun studii privind accesul sondei de la tubul Pitot-Prandtl astfel încât precizia de măsurare să fie cât mai mare și în același timp să se respecte distanțele minime față de rotorul ventilatorului și pereții laterali ai acestuia. În vederea ridicării datelor pentru stabilirea vitezei curentului de aer, secțiunea în care se efectuează mășurațiile este împărțită într-un număr de suprafețe echivalente conform figurii 6.1.

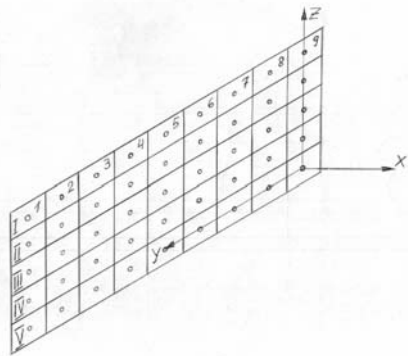


Figura 6.1. Împărțirea secțiunii de măsurare în suprafețe echivalente

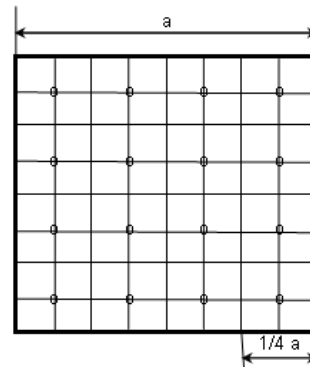


Figura 6.2. Schema distribuției punctelor de măsurare într-o secțiune pătrată

Sonda de măsurare este plasată în centrul acestor suprafețe și dirijată după direcția liniilor de curgere a aerului cu precizie și multă ușurință, datorită construcției adecvate a dispozitivului coordonator al sondei.

Literatura de specialitate nu prezintă recomandări concrete cu privire la stabilirea numărului minim de puncte de măsură în secțiunea de măsurare a ventilatoarelor, astfel încât să se obțină o precizie cât mai mare a măsurătorilor.

În lucrarea [11] se recomandă ca acest număr, în cazul curgerii apei prin canalele dreptunghiulare, să satisfacă următoarea condiție:

$$14 \cdot \sqrt{A} \leq n \leq 25 \cdot \sqrt{A}, \quad (6.1)$$

în care: n este numărul punctelor de măsurare;

A este secțiunea canalului de curgere în m^2 .

De asemenea, se recomandă împărțirea unei secțiuni pătrate a canalului ventilatorului [48] așa cum este prezentată în figura 6.2.

6.2. Metodica împărțirii secțiunilor de măsură

6.2.1. Împărțirea secțiunii finale de refulare a ventilatorului

În cazul experimentării ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație se efectuează un număr cât mai mare de măsurători în secțiunea finală a difuzorului ventilatorului experimentat.

Numărul de măsurători fiind limitat de condițiile impuse de literatura de specialitate și de posibilitățile de amplasare a tubului în interiorul suprafeței de măsurare, s-au efectuat schemele de repartizare a punctelor de măsură conform figurilor 6.3 ÷ 6.5.

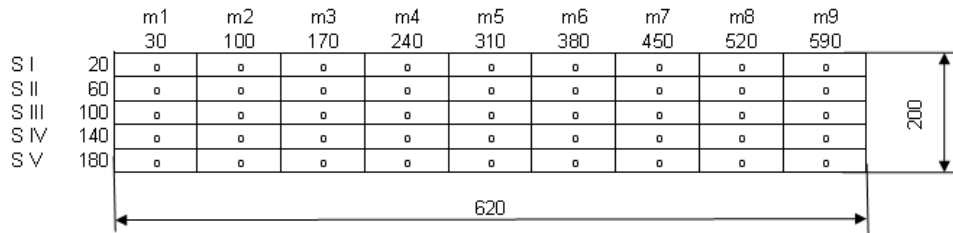


Figura 6.3. Schema de repartizare a punctelor de măsură în secțiunea finală a difuzorului pentru ventilatorul transversal, varianta I

Numărul punctelor în care s-au efectuat măsurătorile în secțiunea finală a difuzorului ventilatorului experimentat varianta I a fost de 45, la care

$$B_c/I_c = 620/200$$

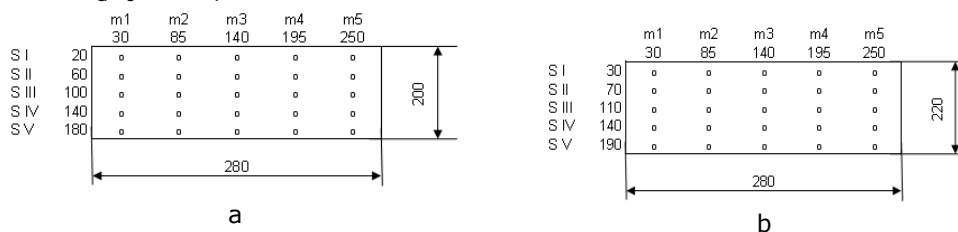


Figura 6.4. Schema de repartizare a punctelor de măsură în secțiunea finală a difuzorului

a. pentru ventilatorul transversal, varianta a II-a

b. pentru ventilatorul transversal, varianta a III-a

Numărul punctelor în care s-au efectuat măsurătorile în secțiunea finală a difuzoarelor ventilatoarelor experimentate varianta a II-a și a III-a au fost de 25, la care $B_c/I_c = 280/200$ pentru varianta a II-a respectiv $B_c/I_c = 280/220$ pentru varianta a III-a.

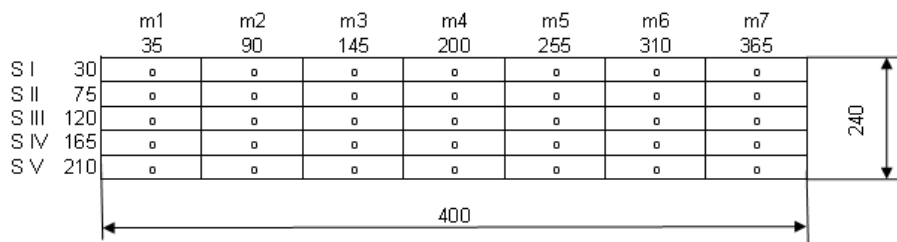


Figura 6.5. Schema de repartizare a punctelor de măsură în secțiunea finală a difuzorului pentru ventilatorul transversal, varianta a IV-a

Numărul punctelor în care s-au efectuat măsurătorile în secțiunea finală a difuzorului ventilatorului experimentat varianta a IV-a a fost de 35, la care $B_c/I_c = 400/240$

6.2.2. Împărțirea secțiunii de măsurare din interiorul rotorului

În cazul experimentării ventilatorului transversal, varianta a III-a, fără tubulatură de aspirație se efectuează un număr cât mai mare de măsurători în interiorul nepaletat al rotorului ventilatorului, pe o suprafață în care punctele de măsură sunt repartizate conform schemei din figura 6.6.

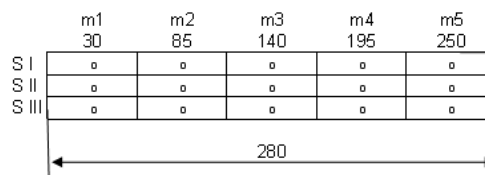


Figura 6.6. Schema de repartizare a punctelor de măsură în interiorul rotorului

Numărul punctelor în care s-au efectuat măsurătorile au fost de 15 în interiorul nepaletat al rotorului, avându-se în vedere că diametrul interior al discului de rigidizare prin care s-a amplasat tubul în punctele de măsurare este de 170 mm iar lățimea rotorului este de 280 mm.

6.2.3. Împărțirea secțiunii de măsurare din tubulatura de aspirație

În cazul experimentării ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație se efectuează un număr cât mai mare de măsurători într-un plan perpendicular pe direcția de curgere a aerului din tubulatura de aspirație.

Acest număr de măsurători este limitat de condiția ca distanța minimă dintre axa tubului de măsură și peretele canalului să fie de 5 ori mai mare decât diametrul tubului. După ce se respectă această cerință se impune să se efectueze scheme de repartizare a punctelor de măsură în interiorul tubulaturii de aspirație, conform figurilor 6.7. și 6.8.

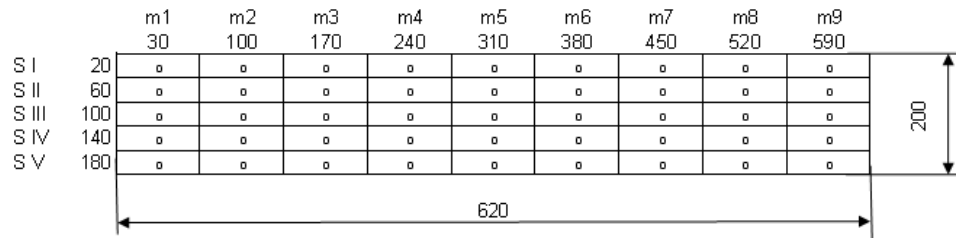


Figura 6.7. Schema de repartizare a punctelor de măsură în secțiunea tubulaturii de aspirație a primei variante de ventilator transversal

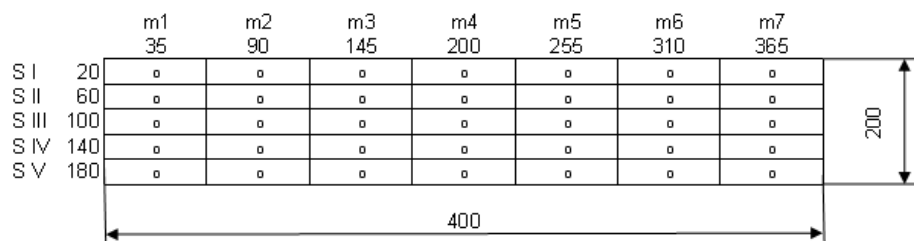


Figura 6.8. Schema de repartizare a punctelor de măsură în secțiunea tubulaturii de aspirație a celei de a IV-a variantă de ventilator transversal

Numărul de puncte în care s-au efectuat măsurătorile a fost de 45 în secțiunea tubulaturii de aspirație a primei variante de ventilator transversal la care $B_v/I_t=620/200$ și de 35 în secțiunea tubulaturii de aspirație a celei de a IV-a variantă de ventilator transversal la care $B_v/I_t=400/200$.

6.3. Metodica efectuării măsurătorilor

6.3.1. Metodica efectuării măsurătorilor în secțiunea finală de refulare

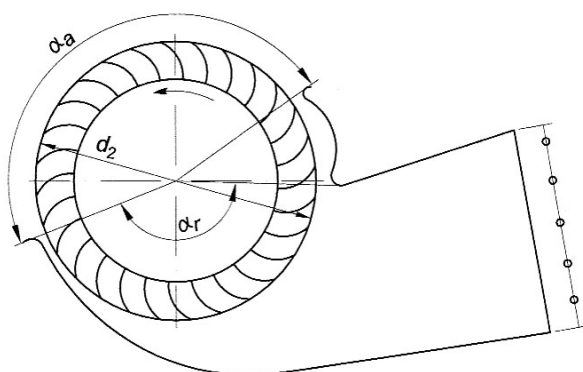


Figura 6.9. Schema distribuției punctelor în care se efectuează măsurătorile

În cazul experimentării ventilatorului transversal care are aspirația, liberă, nederijată se efectuează un număr cât mai mare de măsurători în secțiunea finală de refulare a difuzorului ventilatorului. Într-un plan perpendicular pe arborele ventilatorului punctele în care se fac măsurătorile sunt distribuite conform schemei din figura 6.9.

O vedere de ansamblu a primei variante de ventilator transversal este prezentată în figura 6.10 în care se observă poziționarea tubului Pitot-Prandtl în timpul efectuării măsurătorilor în secțiunea finală de refulare.



Figura 6.10. Vedere de ansamblu a primei variante a ventilatorului în timpul efectuării măsurătorilor în secțiunea finală de refulare

În mod similar s-au efectuat măsurători și în secțiunea finală de refulare a celorlalte variante de ventilatoare transversale experimentate.

6.3.2. Metodica efectuării măsurătorilor la curgerea aerului prin cele trei zone caracteristice ale rotorului ventilatorului

Pentru a evidenția evoluția intensității câmpului de viteze la curgerea aerului prin rotorul ventilatorului, s-a realizat varianta a III-a a rotorului. Acesta a permis măsurarea vitezei câmpului aerodinamic în interiorul nepaletat al rotorului într-o suprafață generată de un arc de cerc corespunzător razei $d_1/2 - l$ și unghiului α_a , paralelă cu arborele rotorului. De asemenea, s-au efectuat măsurători, atât înainte de prima treaptă de palete a rotorului, într-o suprafață generată de un arc de cerc corespunzător razei $d_2/2 + l$ și unghiului α_a de aspirație, cât și după cea de-a doua treaptă de palete a rotorului într-o suprafață generată de un arc de cerc corespunzător razei $d_2/2 + l$ respectiv α_r de refulare, suprafețe paralele cu arborele ventilatorului. Într-un plan perpendicular pe axa arborelui ventilatorului, punctele în care se fac măsurătorile, sunt distribuite conform schemei din figura 6.11.

Peretele lateral al carcasei ventilatorului transversal, varianta a III-a, a fost conceput și realizat astfel încât, tubul Pitot-Prandtl să poată fi poziționat în interiorul rotorului așa cum se observă în figura 6.12. În acest mod este posibil să se măsoare valoarea vitezei câmpului aerodinamic și să se facă aprecieri asupra mărimii și structurii câmpului, după trecerea aerului prin prima treaptă a paletelor.

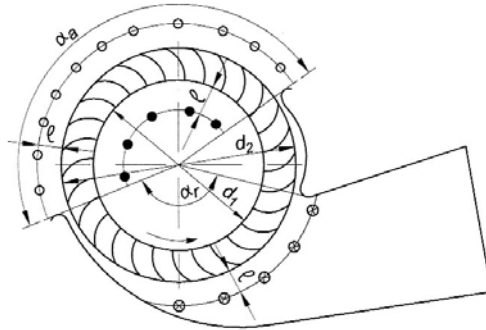


Figura 6.11. Schema distribuției punctelor în care se efectuează măsurătorile la curgerea aerului prin rotorul ventilatorului
 O - la aspirarea aerului în rotor;
 • - în interiorul rotorului;
 ⊗ - la refularea aerului din rotor.

În figura 6.12 au fost marcate locașurile prin care se introduce tubul Pitot-Prandtl pentru măsurarea câmpurilor de viteze la intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație, în interiorul rotorului și la ieșirea aerului din zona paletelor de la refulare.



Figura 6.12. Fragment din peretele lateral al carcasei cu fereastra de acces a tubului Pitot-Prandtl în interiorul nepaletat al rotorului
 1- orificiu pentru accesul sondei la aspirația aerului în rotor;
 2- orificiu pentru accesul sondei în spațiul nepaletat al rotorului;
 3- orificiu pentru accesul sondei la refularea aerului din rotor;
 4- placă obturantă transparentă

6.3.3. Metodica efectuării măsurătorilor în tubulatura de aspirație

Măsurătorile în tubulatura de aspirație s-au efectuat atât pentru ventilatorul transversal varianta I, echipat cu tubulatură și zonă de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirație a ventilatorului, cât și pentru varianta a IV-a a ventilatorului, prevăzut cu tubulatură și cameră de sedimentare. În ambele cazuri, măsurătorile s-au făcut în tubulatura de aspirație într-un plan A-A perpendicular pe direcția de curgere a aerului, tubul Pitot-Prandtl fiind racordat la un micromanometru, conform figurii 6.13.

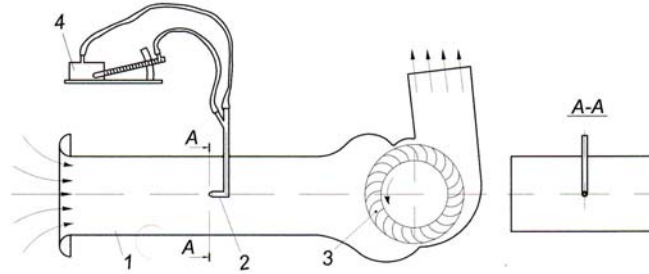


Figura 6.13. Schema de măsurare a vitezei curentului de aer în tubulatura de aspirație
1-conducta de aspirație, 2-tub Pitot-Prandtl, 3-ventilator transversal, 4-micromanometru



Figura 6.14. Vedere de ansamblu a standului în timpul efectuării măsurătorilor în tubulatura de aspirație

În figura 6.14 se prezintă o vedere de ansamblu a standului în timpul efectuării măsurătorilor în tubulatura de aspirație, în cazul în care este echipat cu varianta a IV-a de ventilator prevăzut cu tubulatură și cameră de sedimentare.

Pentru a favoriza curgerea aerului din atmosferă în tubulatura de aspirație au fost construite și amplasate profile pentru dirijarea uniformă a aerului pe toate cele patru părți ale gurii de aspirație a tubulaturii, conform figurii 6.15.b.

În figura 6.15. sunt arătate detaliile constructive ale gurii de aspirație a tubulaturii ventilatorului transversal varianta a IV-a pentru cazul în care tubulatura este fără profile pentru dirijarea aerului, figura 6.15.a, respectiv pentru cazul în care sunt montate profile pentru dirijarea uniformă a aerului în tubulatură, figura 6.15.b.



a.
b.
Figura 6.15 Detalii constructive ale gurii de aspirație a tubulaturii
a. fără profile pentru dirijarea aerului
b. cu profile pentru dirijarea aerului

6.3.4. Metodica efectuării măsurătorilor în vederea ridicării datelor pentru construirea caracteristicii energetice a ventilatorului

Crearea condițiilor pentru ridicarea datelor în vederea trasării caracteristicii energetice a ventilatorului transversal ce lucrează pe aspirație, impune dotarea standului cu posibilități de modificare progresivă a debitului ventilatorului de la valoarea zero la valoarea maximă. În acest scop s-au utilizat obloane cu poziție reglabilă și profil care să favorizeze curgerea uniformă a aerului aspirat prin tubulatură, montate ca în figura 6.16.



Figura 6.16. Detaliu constructiv privind echiparea tubulaturii de aspirație pentru ridicarea caracteristicii energetice a ventilatorului



Figura 6.17. Vedere de ansamblu a standului în timpul efectuării măsurătorilor necesare construirii caracteristicii energetice a ventilatorului

Cu această ocazie se verifică condițiile de curgere a aerului astfel încât să fie evitat fenomenul de pompaj și se evidențiază în acest fel turajia minimă care trebuie menținută constantă în timpul experimentărilor.

În vederea trasării curbei de evoluție a presiunii statice, pentru asigurarea preciziei citirilor se impune realizarea unui circuit de măsurare exclusivă a acestui parametru cu un tub manometric în formă de „U” și amplasat conform figurii 6.17.

6.4. Expresii analitice folosite pentru calculul rezultatelor experimentale

6.4.1. Calculul parametrilor măsurăți la experimentarea pe stand

Valoarea vitezei curentului de aer în punctele în care se fac măsurătorile se stabilesc pe baza indicațiilor micromanometrului cu tub înclinat.

Stabilirea relației de calcul a valorii vitezei, redusă la condițiile de stare standard ale aerului, se face pe baza indicațiilor din lucrările de specialitate [6], pornind de la egalitatea:

$$p_t - p_s = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = (h - h_0) \cdot \xi \cdot \gamma \cdot \sin \alpha = \xi \cdot k \cdot l \quad (6.1)$$

în care:

p_t = presiunea totală;

p_s = presiunea statică;

ρ = densitatea aerului în condițiile de măsurare, în Kg/m^3 ;

v = viteza curentului de aer, în m/s ;

h = înălțimea finală a coloanei de lichid în tubul micromanometrului, în mm ;

h_0 = înălțimea inițială a coloanei de lichid în tubul micromanometrului, în mm ;

ξ = constanta de etalonare a tubului Pitot -Prandtl;

$k = (h - h_0) \cdot \xi \cdot \gamma \cdot \sin \alpha = l \cdot \gamma \cdot \sin \alpha$ = constanta micromanometrului;

l = lungimea coloanei de lichid în tub, în mm ;

α = unghiul de înclinare al tubului, în grade.

Din egalitatea de mai sus, rezultă pentru calculul vitezei curentului de aer:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \xi \cdot k \cdot l}{\rho}} \quad [\text{m/s}] \quad (6.2)$$

Pentru a reduce valoarea vitezei curentului de aer la condițiile atmosferei standard ($t_0=15^\circ\text{C}$, $p_0=760$ mm col. Hg, $\rho_0=1,25$ Kg/m^3), relația de mai sus a vitezei

$$\text{este corectată folosind raportul: } \Delta = \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{p \cdot T_0}{p_0 \cdot T} = \frac{p \cdot 288}{760 \cdot (273 + t)} \quad (6.3)$$

în care:

p - presiunea atmosferică în timpul încercărilor;

t - temperatura aerului în încăperea;

În aceste condiții a rezultat pentru calculul vitezei curentului de aer:

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho_0 \cdot \Delta}} \cdot \xi \cdot k \cdot l = c_m \cdot \sqrt{k \cdot l} = c_m \cdot \sqrt{p_d} \quad [\text{m/s}] \quad (6.4)$$

în care: c_m - constanta măsurării; p_d - presiunea dinamică.

Odată cu citirile la tubul micromanometrului, se fac citiri de poziție a sondei în cadrul dispozitivului coordonator, stabilind valorile unghiurilor δ și φ .

Conform celor prezentate în figura 6.18 în câmpurile aerodinamice este reprezentată grafic variația componentei v_x după direcția perpendiculară pe secțiunea de măsurare, a cărei valoare este stabilită cu ajutorul relației:

$$v_x = v \cdot \cos \delta \cdot \cos \varphi$$

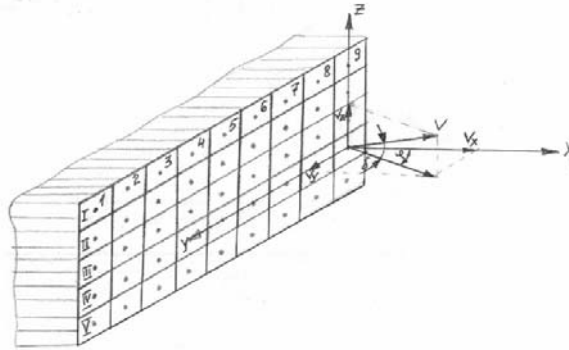


Figura 6.18. Reprezentarea grafică a componentelor vitezei

Debitul ventilatoarelor se poate stabili, fie direct prin măsurarea cantităților de aer care se scurg în unitatea de timp, fie indirect, măsurând distribuția de viteze în secțiunea aleasă.

La ventilatoare cea mai mare răspândire a căpătat-o metoda indirectă. În cazul de față, când în primul rând se urmărește distribuția vitezelor în secțiunea de măsurare pentru calculul debitului, se va folosi relația:

$$Q = V_{mg} \cdot I_c \cdot B_c \quad [m^3 / s] \quad (6.5)$$

în care: v_{mg} - viteza medie generală pe secțiune, în m/s;

I_c, B_c - înălțimea, respectiv lățimea secțiunii, în m.

Datele primare obținute, la același regim de funcționare, în urma măsurărilor efectuate la stand sunt rezultatul mai multor citiri, la aparatele de măsură. Pentru fiecare punct de măsură s-a efectuat media aritmetică a citirilor, cu

relația $\bar{x} = \frac{1}{7} \cdot \sum_{i=1}^7 x_i$, care s-a luat în considerare și s-a calculat abaterea medie

pătratică „s” cu formula
$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^7 (x_i - \bar{x})^2}{7}}$$

Valorile citite, pentru fiecare punct de măsură, au avut o distribuție normală deoarece aria lor de răspândire în jurul valorii medii s-a încadrat între valorile $\bar{x} \pm 3 \cdot s$.

Datele primare astfel obținute sunt prezentate în capitolul „Cercetări experimentale” al acestei lucrări.

6.4.2. Erori la măsurarea presiunilor și vitezelor

Pentru a putea stabili precizia pe care se poate conta la interpretarea valorilor numerice obținute, se prezintă în continuare calculul de erori care se consideră că au afectat rezultatele finale la stabilirea presiunilor și vitezelor curentului de aer.

Întrucât ventilatoarele transversale experimentale fac parte din categoria ventilatoarelor de joasă presiune, s-a utilizat pentru măsurarea presiunilor micromanometrul cu tub înclinat cu un anumit unghi α față de orizontală prin această înclinare se pot obține deplasări mari ale lichidului în tub la variații mici ale presiunii.

Relația de calcul a presiunii măsurate cu aceste aparate este următoarea:

$$p = \gamma \cdot h \cdot \left(1 + \frac{d^2}{D^2} \right), \quad (6.6)$$

unde: γ - este greutatea specifică a lichidului din micromanometru;

$$h = l \cdot \sin \alpha;$$

l - este lungimea coloanei de lichid din tub față de reperul zero;

d - diametrul tubului înclinat;

D diametrul rezervorului.

Deoarece pentru aceste aparate raportul $d/D < 1/25$ relația presiunii se poate scrie:

$$p = \gamma l \sin \alpha \quad (6.7)$$

Aplicând relația de calcul a erorilor se obține:

$$\frac{\Delta p}{p} = \pm \left(\frac{\Delta \gamma}{\gamma} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta \sin \alpha}{\sin \alpha} \right) \quad (6.8)$$

Pentru stabilirea greutății specifice a alcoolului utilizat în acest micromanometru se folosesc tabele de specialitate în care valorile sunt date cu un număr mare de zecimale, astfel că eroarea relativă maximă ce se poate face nu depășește valoarea de 0,01%.

$$\text{În aceste condiții se poate considera } \frac{\Delta \gamma}{\gamma} \cong 0. \quad (6.9)$$

Eroarea Δl de măsurare a deplasării lichidului în tub se datorează în special erorii de citire a nivelului lichidului.

Evaluând această eroare la 0,5 mm, rezultă pentru eroarea relativă

$$\frac{\Delta l}{l} = \pm \frac{0,5}{200} \cdot 100 = \pm 0,25\% \quad (6.10)$$

Eroarea $\frac{\Delta \sin \alpha}{\sin \alpha}$ poate proveni dintr-o așezare defectuoasă a aparatului

deoarece eroarea datorită fabricației este eliminată cu ocazia operației de etalonare.

Eroarea relativă la determinarea termenului $\sin \alpha$ este:

$$\frac{\Delta \sin \alpha}{\sin \alpha} = \pm \Delta \alpha \cdot \operatorname{ctg} \alpha \quad (6.11)$$

Considerând înclinarea medie a tubului $\alpha=0,349$ rad (20^0) și admițând că $\Delta\alpha=10'$, rezultă pentru eroarea relativă

$$\frac{\Delta \sin \alpha}{\sin \alpha} = \pm 0,349 \cdot 2,74 \cdot 100 = 0,7\% \quad (6.12)$$

$$\text{În aceste condiții: } \frac{\Delta p}{p} = \pm(0,25 + 0,7) = \pm 0,95\% , \quad (6.13)$$

se încadrează în clasa de precizie de 1% a aparatului utilizat.

În ceea ce privește erorile la măsurarea vitezelor curentului de aer se observă că elementele componente ale relației cu ajutorul căreia s-a calculat viteza, sunt dependente direct de turație și temperatură.

Astfel presiunea dinamică variază direct proporțional cu pătratul turației rotorului ventilatorului și invers proporțional cu temperatura absolută.

Astfel dacă n și t sunt mărimile pentru care se calculează presiunea dinamică p_d la o variație a turației și temperaturii corespunzătoare valorilor n' și t' , rezultă:

$$p'_d = p_d \cdot \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \cdot \frac{273,14 + t}{273,14 + t'} \quad (6.14)$$

Rezultă că relația de calcul a vitezei poate fi scrisă sub forma funcției:

$v=f(p_d, n, t)$.

Eroarea absolută a unei măsurători este diferențiala totală a funcției ce exprimă măsurarea.

Calculând diferențiala totală a funcției de mai sus rezultă:

$$dV = \frac{\partial(c_m \cdot \sqrt{p_d})}{\partial p_d} \cdot dp_d + \frac{\partial(c_m \cdot \sqrt{p_d})}{\partial t} \cdot dt + \frac{\partial(c_m \cdot \sqrt{p_d})}{\partial n} \cdot dn \quad (6.15)$$

Folosind în locul infinitelor mici înseși mărimile ce exprimă erorile aparatelor și anume:

Δp_d - eroarea absolută la măsurarea presiunii dinamice

Δt - eroarea absolută la măsurarea temperaturii în 0C

Δn - eroarea absolută la măsurarea turației în rot/min,

rezultă în urma unor transformări:

$$\Delta V = \frac{1}{2} \cdot \frac{c_m^2}{V} \cdot \Delta p_d + V \cdot \frac{\Delta n}{n} + \frac{1}{2} \cdot V \cdot \frac{\Delta t}{273,14 + t} \quad [m/s] \quad (6.16)$$

de unde:

$$\frac{\Delta V}{V} = \pm \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{c_m^2}{V^2} \cdot \Delta p_d + \frac{\Delta n}{n} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta t}{273,14 + t} \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.17)$$

Exemplificând pentru varianta de ventilator transversal experimentat care a realizat la turația de 900 rot/min o viteză medie generală $V_{med}=7,2$ m/s, în condițiile unor erori absolute $\Delta p_d=0,05$, $\Delta n=5$ rot/min și $\Delta t=0,5^0C$ la $t=15^0C$ rezultă:

$$\frac{\Delta V}{V} = \pm \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{1,66}{51,84} \cdot 0,05 + \frac{5}{100} + \frac{1}{2} \cdot \frac{0,5}{288,14} \right) \cdot 100 = 0,72\% \quad (6.18)$$

Abateri mici ale valorii reale a vitezei medii generale au determinat calcularea unor valori ale debitului ventilatorului transversal cu abateri de asemenea foarte mici.

6.4.3. Stabilirea neuniformității câmpurilor aerodinamice

Analiza comparativă a câmpurilor aerodinamice realizate, sub aspectul uniformității acestor câmpuri, se face pe baza coeficientului neuniformității generale n_g care se stabilește cu expresia următoare:

$$n_g = \frac{\sigma}{v_{mg}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{\frac{\sum_1^n (v_i - v_{mg})^2}{n-1}}}{\sum_1^n \frac{v_i}{n}} \cdot 100\% \quad (6.19)$$

Coeficientul neuniformității pe lățimea canalului de refulare al ventilatorului se stabilește cu expresia următoare:

$$n_B = \frac{\sigma'}{v_{mg}} \cdot 100 = \frac{\sqrt{\frac{\sum_1^{n'} (v'_i - v_{mg})^2}{n'-1}}}{\sum_1^n \frac{v_i}{n}} \cdot 100\% \quad (6.20)$$

în care:

- v_i - viteza instantanee în punctul măsurat în secțiunea orizontală pe lățime;
- v'_i - viteza măsurată în punctul de pe secțiunea verticală pe înălțime;
- v_{mg} - viteza medie generală;
- n - numărul total de puncte de măsură distribuite pe secțiunea finală în care se fac măsurătorile;
- n' - numărul de puncte de pe secțiunile verticale.

Valorile acestor coeficienți de neuniformitate ai câmpurilor aerodinamice au fost calculate și prezentate în capitolul 8 al acestei lucrări.

Stabilirea abaterilor valorilor externe, în raport cu valoarea medie generală, s-a făcut cu ajutorul coeficienților de abatere în raport cu limita superioară respectiv inferioară, propuși de V.V. Botmanov.

Coeficientul de abatere a câmpului în raport cu limita superioară:

$$a_s = \left(\frac{v_{\max}}{v_{mg}} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (6.21)$$

iar abaterea în raport cu limita inferioară:

$$a_i = \left(1 - \frac{v_{\min}}{v_{mg}} \right) \cdot 100\% \quad (6.22)$$

în care: v_{\max} , v_{\min} , v_{mg} reprezintă viteza curentului de aer maximă, minimă și medie, în zona în care s-au efectuat măsurătorile.

Caracterizarea curentului cu ajutorul coeficientului de abatere superioară a_s , respectiv inferioară a_i se poate face dacă vectorii vitezelor în diferitele puncte ale secțiunii sunt paraleli.

În realitate, ventilatoarele realizează câmpuri aerodinamice în cadrul cărora vectorii viteze sunt neuniformi, atât ca mărime cât și ca direcție. De aceea, pentru determinarea abaterilor a_s și a_i trebuie să se cunoască valorile v_{\min} și v_{\max} din proiecțiile minimă și respectiv maximă a vectorilor viteze pe axa curentului, iar v_{mg} reprezintă media proiecției vectorilor viteze pe axa curentului.

Făcând apel la cele reprezentate în figura 6.18, coeficientul de abatere în planul vertical longitudinal poate fi exprimat sub forma:

$$a_{l_{\max}} = \left(1 - \frac{v \cdot \cos \delta_{\max}}{v} \right) \cdot 100 = (1 - \cos \delta_{\max}) \cdot 100\% \quad (6.23)$$

iar pentru abaterea în plan vertical transversal:

$$a_{t_{\max}} = \left(1 - \frac{v \cdot \cos \varphi_{\max}}{v} \right) \cdot 100 = (1 - \cos \varphi_{\max}) \cdot 100\% \quad 6.24$$

Se știe că ventilatorul transversal asigură o curgere plană, vectorii viteze fiind diferiți ca mărime în planul vertical longitudinal, însă totdeauna paraleli între ei. În aceste condiții, pentru caracterizarea câmpurilor aerodinamice realizate de aceste ventilatoare, se apelează doar la coeficienții a_s și a_i .

7. CERCETĂRI EXPERIMENTALE

7.1. Experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație

7.1.1. Cercetări privind influența mărimii unghiului de aspirație α_a asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal

În cazul experimentării ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație s-au efectuat cercetări privind influența mărimii unghiului de aspirație α_a asupra structurii câmpului de viteze realizat de ventilatorul transversal varianta I, în secțiunea de refulare.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor efectuate la stand asupra ventilatorului transversal, varianta I, cu unghiul de aspirație α_a variabil, conform figurii 5.25, la turația de 1000 rot/min. au fost sistematizate în tabelele 7.1 ÷ 7.6

Tabelul 7.1.

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=120^\circ$ la turația de 1000 rot/min, $V_{mg}=5,28$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,58	6,90	7,16	7,03	7,16	7,16	7,29	6,90	5,74
II	5,90	7,65	7,89	8,00	7,65	8,00	7,89	7,77	5,90
III	5,41	5,90	5,74	5,24	5,41	5,58	5,74	5,90	5,58
IV	3,58	4,06	3,58	3,83	3,83	3,58	3,83	3,83	3,58
V	2,71	3,03	3,31	2,71	2,34	2,71	3,03	3,31	3,03

Tabelul 7.2.

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=135^\circ$ la turația de 1000 rot/min, $V_{mg}=6,11$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	6,05	8,12	8,45	8,45	8,23	8,56	8,45	7,89	6,35
II	6,05	8,23	8,45	8,56	8,34	8,56	8,56	8,23	6,49
III	5,74	6,63	6,90	7,41	7,16	7,16	7,03	6,63	5,90
IV	4,06	5,06	4,28	4,49	4,69	4,69	4,88	5,06	3,83
V	3,03	4,28	3,83	3,03	3,03	3,31	4,28	4,06	2,71

Tabelul 7.3.

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=150^\circ$ la turația de 1000 rot/min, $V_{mg}=6,69$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	6,05	8,00	8,12	7,77	7,65	8,34	8,45	8,23	6,35
II	5,74	7,53	8,45	8,56	8,34	8,56	8,45	8,34	6,63
III	5,58	7,65	8,34	8,45	8,23	8,34	8,12	6,90	6,35
IV	4,28	5,41	6,05	6,63	6,49	6,63	6,35	5,41	4,69
V	3,83	4,69	5,24	5,06	4,88	4,69	4,88	4,28	4,06

Tabel 7.4.

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=165^\circ$ la turația de 1000 rot/min, $V_{mg}=6,90$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,90	7,16	7,65	7,53	6,90	7,41	7,65	7,41	6,05
II	6,20	8,34	8,45	8,56	8,23	8,34	8,45	8,34	6,20
III	6,05	7,77	8,23	8,45	8,34	8,56	8,45	8,12	6,05
IV	5,74	6,49	7,65	7,29	6,76	6,63	6,76	6,05	5,90
V	3,83	4,88	5,74	5,90	6,05	6,05	5,41	4,69	4,06

Tabelul 7.5.

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=180^\circ$ la turația de 1000 rot/min, $V_{mg}=7,37$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	0,00	3,03	6,42	6,05	5,66	6,05	5,24	2,14	0,00
II	3,71	6,05	9,08	8,82	9,32	9,57	9,08	5,24	4,28
III	6,42	7,71	10,03	9,80	9,57	9,80	9,57	8,00	6,05
IV	7,41	9,08	10,26	10,03	9,32	9,57	9,08	8,56	7,09
V	7,09	8,29	9,32	8,82	8,56	9,08	8,82	8,00	6,76

Tabelul 7.6.

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=195^\circ$ la turația de 1000 rot/min, $V_{mg}=6,46$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	0,00	0,00	5,24	4,78	5,24	6,05	6,76	0,00	0,00
II	0,00	2,14	6,42	6,76	7,71	8,00	9,57	3,03	0,00
III	0,00	3,03	8,56	10,03	9,08	9,57	10,48	5,24	0,00
IV	3,71	10,48	11,32	10,48	8,56	10,26	10,48	9,57	5,24
V	8,00	10,26	10,70	10,03	9,08	9,32	9,80	8,56	7,41

În scopul evidențierii cu ușurință a influențelor și particularităților care apar în modificarea structurii câmpurilor aerodinamice în figurile de la 7.1 ÷ 7.6 sunt reprezentările grafice ale acestor structuri pentru turația de 1000 rot/min.

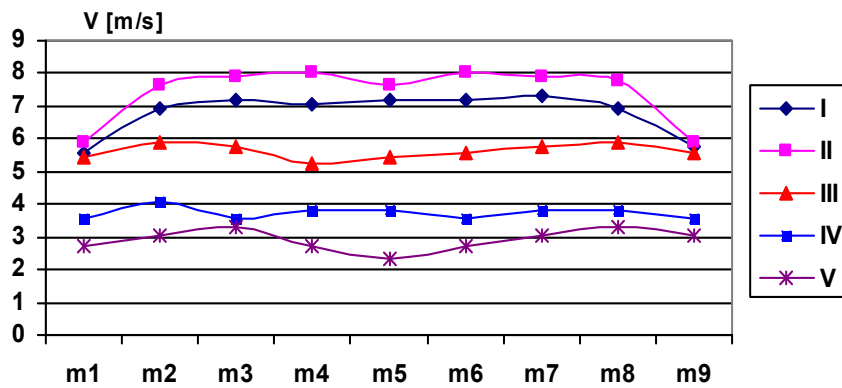


Figura 7.1. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=120^\circ$

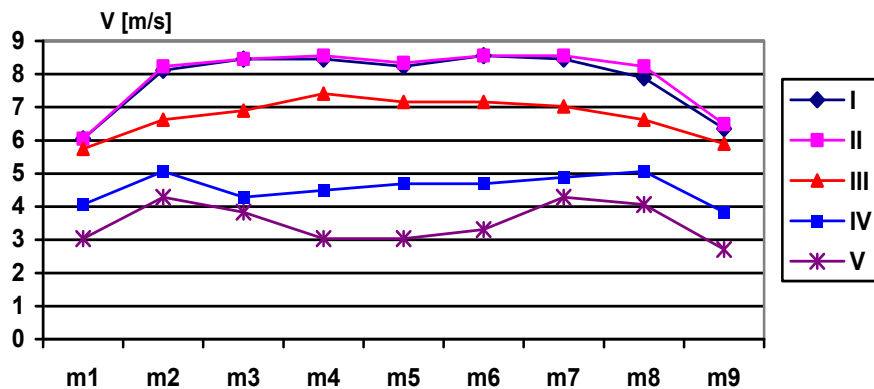


Figura 7.2 Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=135^\circ$

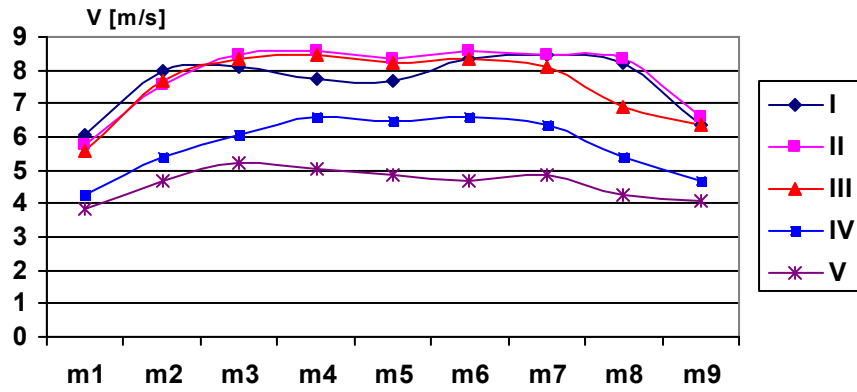


Figura 7.3 Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=150^\circ$

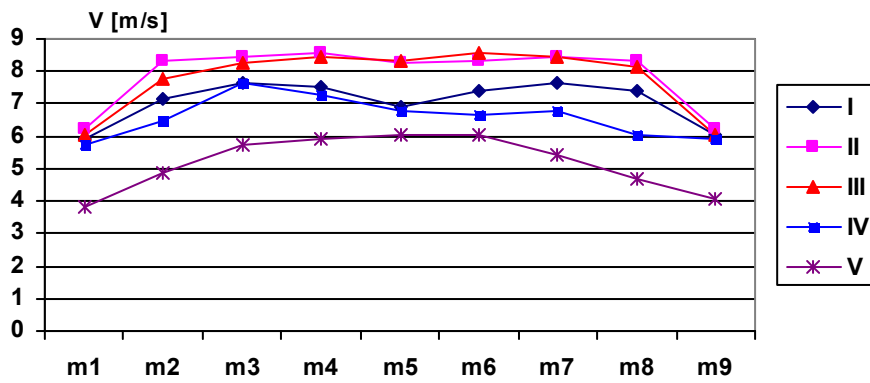


Figura 7.4. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=165^\circ$

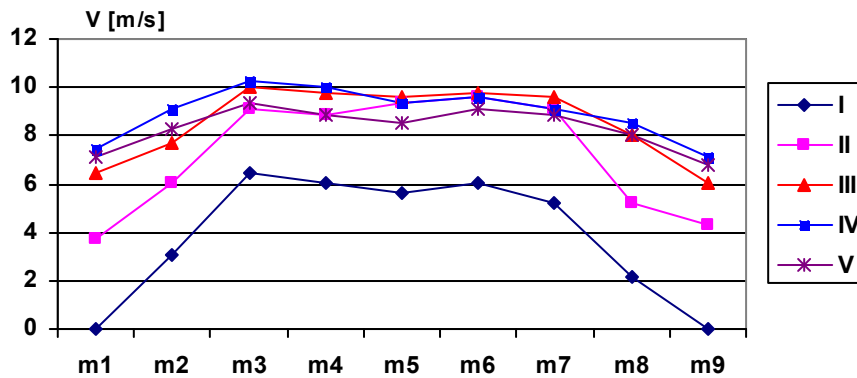


Figura 7.5. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=180^\circ$

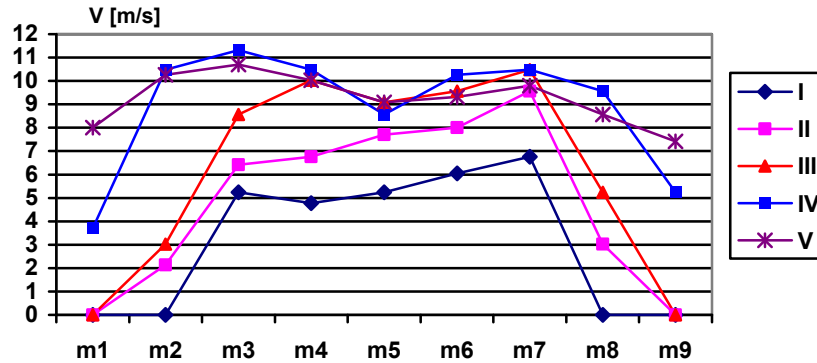


Figura 7.6. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $\alpha_a=195^\circ$

Având în vedere că unghiul de aspirație α_a are influență asupra structurii câmpului de viteze, atât în plan orizontal, cât și în plan vertical în figura 7.7 s-a reprezentat variația profilului câmpurilor de viteze pe înălțimea secțiunii de măsurare a acestora pentru diferite unghiuri de aspirație α_a , de la $\alpha_{a1}=120^\circ$ la $\alpha_{a6}=195^\circ$.

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale obținute la experimentarea ventilatorului transversal, varianta I cu diferite unghiuri de aspirație α_a , la turația 1000 rot/min sunt prezentate în tabelul 7.7.

Tabelul 7.7.

Valorile vitezelor medii V_{mi} [m/s] pe secțiunile orizontale pentru ventilatorul transversal, varianta I la turația 1000 rot/min

SO \ α_a	α_{a1}	α_{a2}	α_{a3}	α_{a4}	α_{a5}	α_{a6}
I	6,77	7,84	7,66	7,07	3,84	3,12
II	7,41	7,94	7,84	7,90	7,24	4,85
III	5,61	6,73	7,55	7,78	8,55	6,22
IV	3,74	4,56	5,77	6,59	8,93	8,90
V	2,91	3,50	4,62	5,18	8,31	9,24

Capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal este influențată de unghiul de aspirație α_a care în cazul nostru are valorile: 120° , 135° , 150° , 165° , 180° și 195° .

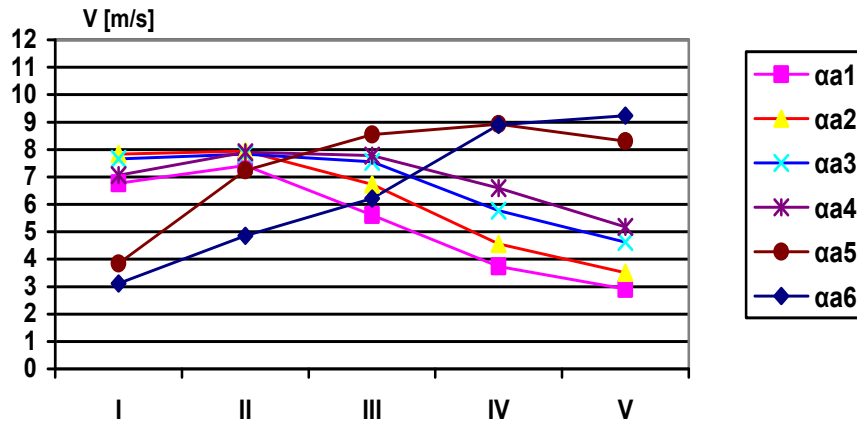


Figura 7.7. Variația profilului câmpurilor de viteze pe secțiunile orizontale pentru diferite unghiuri de aspirație α_a la turația de 1000 rot/min.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de unghiul de aspirație α_a pentru diferite turații n [rot/min] ale rotorului ventilatorului varianta I sunt prezentate în tabelul 7.8.

Tabelul 7.8.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de unghiul de aspirație α_a

n [rot/min] \ α_a	120^0	135^0	150^0	165^0	180^0	195^0
700	31,62	33,63	36,23	38,91	37,19	35,04
800	33,03	37,87	41,37	42,11	40,32	40,55
900	37,13	42,33	45,38	45,76	46,13	45,38
1000	39,28	45,46	49,77	51,34	52,91	48,06

Reprezentarea grafică a dependenței debitului Q față de unghiul de aspirație α_a pentru ventilatorul transversal varianta I la diferite turații este prezentată în figura 7.8.

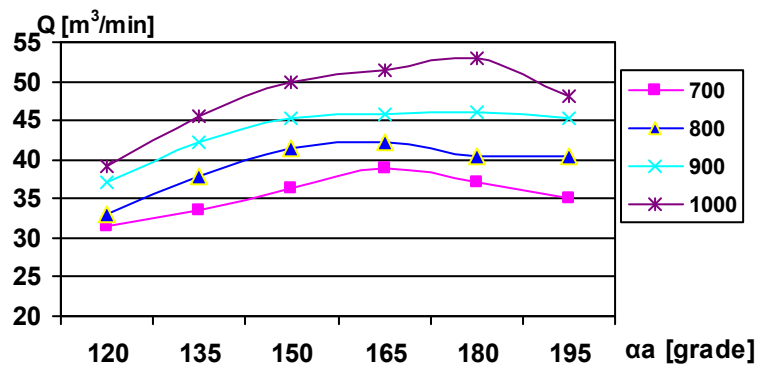


Figura 7.8. Dependența debitului Q funcție de unghiul de aspirație α_a

7.1.2. Cercetări privind influența zonei de amplasare a ferestrei de aspirație asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului

În cazul experimentării ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație s-au efectuat cercetări privind influența zonei de amplasare „Z” a ferestrei de aspirație asupra structurii câmpului de viteze realizat de ventilatorul transversal varianta I, în secțiunea de refulare.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor efectuate la stand asupra ventilatorului transversal, varianta I cu unghiul de aspirație α_a constant, dar cu zona de amplasare variabilă, conform figurii 5.26 la turația de 1000 rot/min. au fost sistematizate în tabelele 7.9 ÷ 7.12

Tabelul 7.9

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z I la turația de 1000 rot/min, $V_{mq}=7,00$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	3,03	3,71	6,76	6,42	5,66	6,05	6,42	4,28	3,71
II	3,71	5,66	8,56	8,00	7,71	8,29	8,56	4,78	3,71
III	5,24	6,42	9,57	9,32	9,08	9,08	9,57	7,41	5,66
IV	6,05	7,09	9,80	9,08	8,82	8,82	9,08	6,76	6,05
V	4,28	5,66	9,32	8,82	8,56	9,08	8,82	6,42	5,66

Tabelul 7.10

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z II la turația de 1000 rot/min, $V_{mq}=6,88$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,58	7,65	7,89	7,65	8,34	8,56	8,45	8,23	6,05
II	5,90	7,89	8,45	8,23	8,34	8,45	8,56	8,34	6,35
III	6,05	7,77	8,34	8,34	8,12	8,56	8,23	7,77	6,35
IV	5,90	6,49	7,65	6,76	6,49	6,76	6,63	6,20	5,90
V	4,06	4,88	5,41	5,24	4,69	4,88	5,06	4,28	3,83

Tabelul 7.11

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z III la turația de 1000 rot/min, $V_{mq}=6,80$ m/s

S.O. \ S.V.	m1	M2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,58	8,00	7,89	7,65	7,16	7,65	8,56	8,23	6,05
II	5,90	8,34	8,45	8,34	8,12	8,56	8,45	8,34	6,20
III	6,20	7,65	8,23	8,56	8,34	8,56	8,23	7,65	6,35
IV	5,74	6,35	7,65	7,16	6,63	6,49	6,35	6,05	5,74
V	3,83	4,49	5,24	5,06	4,69	4,49	4,69	4,06	3,83

Tabelul 7.12

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z IV la turația de 1000 rot/min, $V_{mq}=6,11$ m/s

S.O. \ S.V.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	6,05	8,12	8,45	8,45	8,23	8,56	8,45	7,89	6,35
II	6,05	8,23	8,45	8,56	8,34	8,56	8,56	8,23	6,49
III	5,74	6,63	6,90	7,41	7,16	7,16	7,03	6,63	5,90
IV	4,06	5,06	4,28	4,49	4,69	4,69	4,88	5,06	3,83
V	3,03	4,28	3,83	3,03	3,03	3,31	4,28	4,06	2,71

În scopul evidențierii cu ușurință a influențelor pe care le are zona de amplasare a ferestrei de aspirație asupra structurii câmpului de viteze realizat de ventilatorul transversal varianta I, în figurile de la 7.9 la 7.12 se reprezintă grafic aceste structuri ale câmpurilor de viteze.

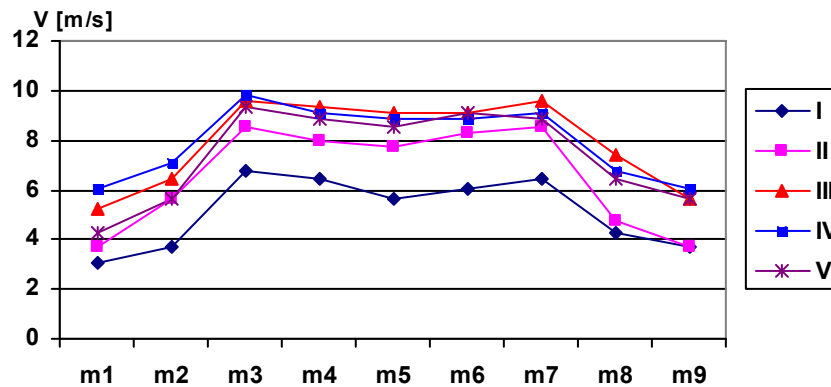


Figura 7.9. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z I

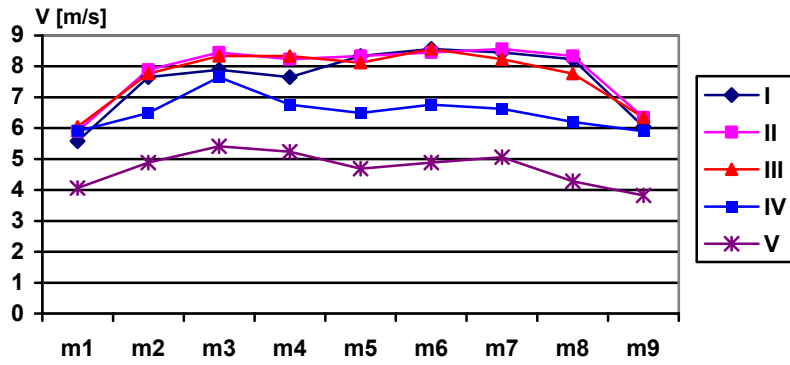


Figura 7.10. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z II

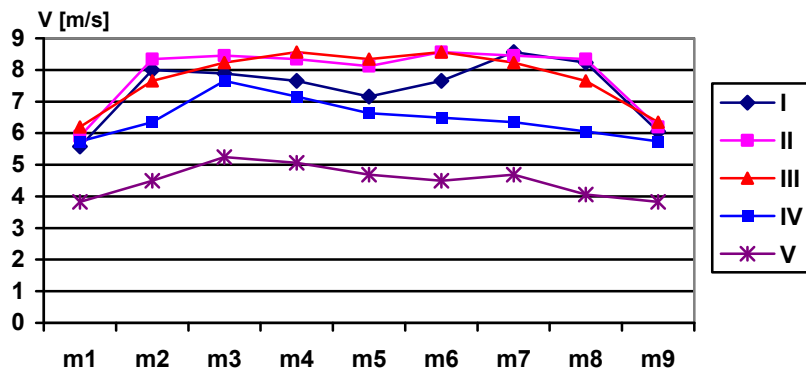


Figura 7.11. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z III

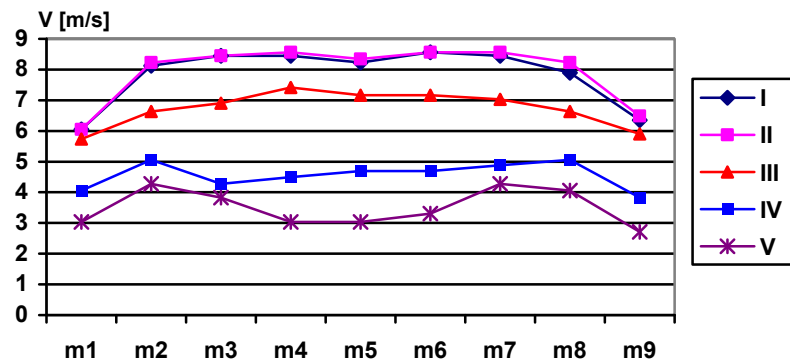


Figura 7.12. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu α_a în zona Z IV

Se face precizarea că zona de amplasare Z I a ferestrei de aspirație este situată lângă peretele superior, unde se formează turbionul activ, iar zona Z IV este cea mai depărtată de poziția turbionului activ al ventilatorului.

Întrucât zona de amplasare a ferestrei de aspirație are influență asupra structurii câmpului de viteză în figura 7.13 s-a reprezentat variația profilului câmpurilor de viteze pe înălțimea secțiunii de măsurare, de la I la V, pentru zonele Z I ÷ IV ale unghiului α_a .

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale I ÷ V obținute la experimentarea ventilatorului transversal, varianta I în zonele Z I ÷ IV ale unghiului α_a , la turația 1000 rot/min sunt prezentate în tabelul 7.13.

Tabelul 7.13.

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale pentru ventilatorul transversal, varianta I pentru zonele I-IV ale unghiului α_a la turația 1000 rot/min

Zona SO	Z I	Z II	Z III	Z IV
I	5,11	7,60	7,42	7,84
II	6,55	7,83	7,85	7,94
III	7,93	7,73	7,75	6,73
IV	7,95	6,53	6,46	4,56
V	7,40	4,70	4,48	3,50

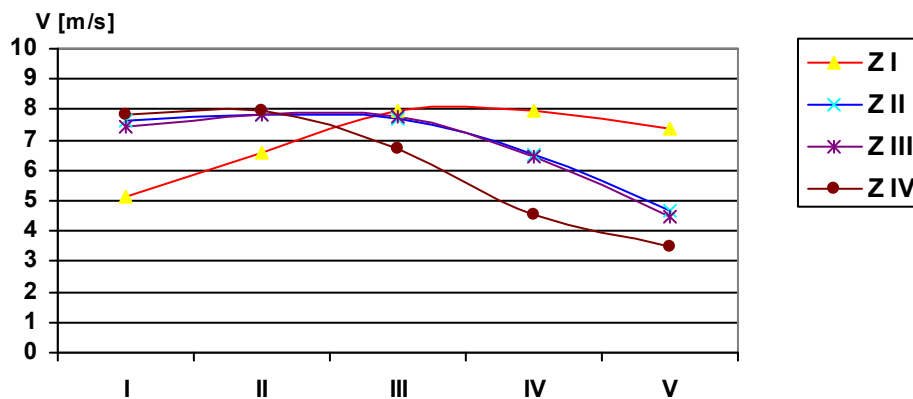


Figura 7.13. Variația profilului câmpurilor de viteze pentru zonele Z I ÷ Z IV ale ferestrei de aspirație, la turația de 1000 rot/min.

Tabelul 7.14.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de zona de amplasare a ferestrei de aspirație

Zona n [rot/min]	Z I	Z II	Z III	Z IV
800	42,56	42,18	41,89	37,87
900	48,66	47,24	46,13	42,33
1000	52,08	51,19	50,59	45,46

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de zona de amplasare a ferestrei de aspirație a ventilatorului pentru diferite turații n [rot/min] sunt prezentate în tabelul 7.14, iar reprezentarea grafică a dependenței debitului Q de zona de amplasare a ferestrei de aspirație a ventilatorului la diferite turații n este prezentată în figura 7.14

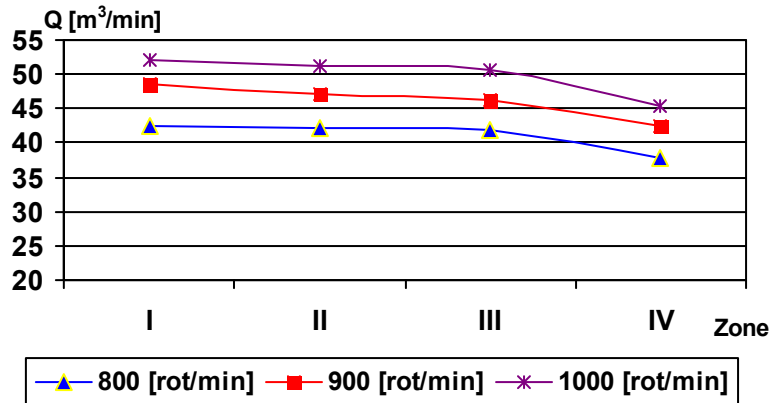


Figura 7.14. Dependența debitului Q în funcție de zona de amplasare a ferestrei de aspirație

7.1.3. Cercetări privind influența mărimii spațiului interpaletar asupra structurii câmpurilor aerodinamice și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal

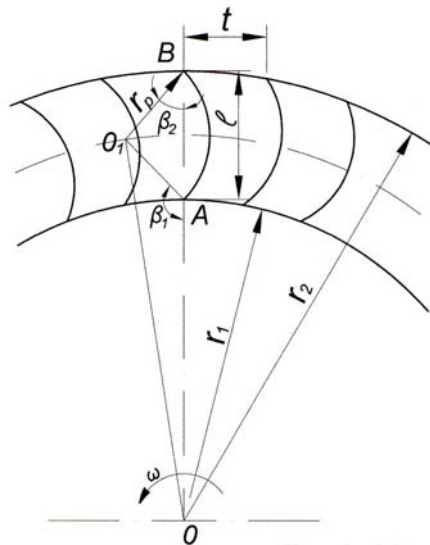


Figura 7.15. Simbolizarea parametrilor constructivi și de poziționare a paletelor rotorice

În scopul evidențierii influenței pe care o are mărimea spațiului interpaletar „ t ” asupra structurii câmpurilor aerodinamice și a capacității de aspirație a ventilatorului s-au efectuat experimentări asupra ventilatoarelor transversale varianta I și a II-a cu numărul maxim de palet și cu jumătate din acestea.

Particularitățile constructive și de montaj ale paletelor ce echipează rotoarele ventilatoarelor se prezintă în figura 7.15, iar valorile concrete pentru fiecare exemplar experimentat, caracterizat de numărul de palet „ z_p ” se prezintă în tabelul 7.15.

Semnificația parametrilor simbolizați în figura 7.15. este următoarea:

- r_2 – raza exterioară a rotorului;
- r_1 – raza interioară a rotorului;
- r_p – raza medie a paletei;
- l – lățimea paletei;
- t – mărimea interstițiului interpaletar (pasul paletei)
- β_2 – unghiul de așezare exterior al paletei;
- β_1 – unghiul de așezare interior al paletei;

Tabelul 7.15.

Valorile parametrilor constructivi și de poziționare a paletelor rotorice

Parametrii z_p	d_2 mm	d_1 mm	r_p mm	l mm	t mm	β_2 rad	β_1 rad
14	280	200	36	46	71,77	0,49	1,65
16	280	200	36	46	54,95	0,49	1,65
28	280	200	36	46	35,88	0,49	1,65
32	280	200	36	46	27,47	0,49	1,65

Rezultatele obținute în urma experimentărilor asupra ventilatoarelor transversale varianta I și a II-a din figura 5.23, la turația constantă de 900 rot/min, la un număr de 14, 16, 28 și 32 de palete în scopul evidențierii influenței mărimii spațiului interpaletar asupra structurii câmpurilor aerodinamice din secțiunea de refulare și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal se prezintă în tabelele de la 7.16 la 7.19.

Tabelul 7.16

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta a II-a cu $d_2=280$ mm, $z_p=14$ palete, $V_{m0}=5,14$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5
I	3,83	4,69	5,24	4,88	3,58
II	4,06	5,74	6,49	5,58	4,28
III	4,69	6,35	6,90	6,05	4,88
IV	4,28	6,20	6,63	5,74	4,28
V	4,06	5,06	5,90	5,24	3,83

Tabelul 7.17

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I cu $d_2=280$ mm, $z_p=16$ palete, $V_{m0}=5,48$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	3,58	4,06	5,06	4,49	4,28	4,69	5,06	4,49	3,58
II	3,83	4,69	6,05	5,58	5,41	5,41	5,58	5,74	4,28
III	4,28	6,05	6,90	6,63	6,49	6,76	6,63	5,90	4,49
IV	4,49	6,20	7,03	6,63	6,05	7,03	6,90	5,90	4,69
V	4,28	5,90	6,35	6,05	5,90	6,63	6,35	5,74	4,49

Tabelul 7.18
 Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație,
 varianta a II-a cu $d_2=280$ mm, $z_p=28$ palete, $V_{mq}=6,67$ m/s

S.V. \ S.O.	m1	m2	m3	m4	m5
I	6,05	7,16	7,65	7,03	6,20
II	6,76	8,00	8,34	7,89	6,35
III	6,35	7,53	8,12	7,65	6,05
IV	5,74	6,63	6,90	6,49	5,58
V	5,06	5,90	6,35	5,74	5,24

Tabelul 7.19
 Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație,
 varianta I cu $d_2=280$ mm, $z_p=32$ palete, $V_{mq}=6,15$ m/s

S.V. \ S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,24	6,05	7,16	6,63	6,35	7,03	6,90	6,63	5,41
II	5,41	7,65	8,00	7,89	7,65	8,12	7,89	7,65	5,58
III	5,24	7,41	7,89	7,65	7,41	7,89	7,77	7,16	5,41
IV	4,49	5,06	5,74	6,05	5,74	5,74	5,41	4,88	4,69
V	4,06	4,28	4,88	5,58	5,24	5,41	4,88	4,28	3,83

Pentru a putea analiza cu ușurință influența pe care o are mărimea spațiului interplanetar asupra structurii câmpurilor de viteze în figurile de la 7.16 la 7.19 sunt reprezentate grafic aceste structuri.

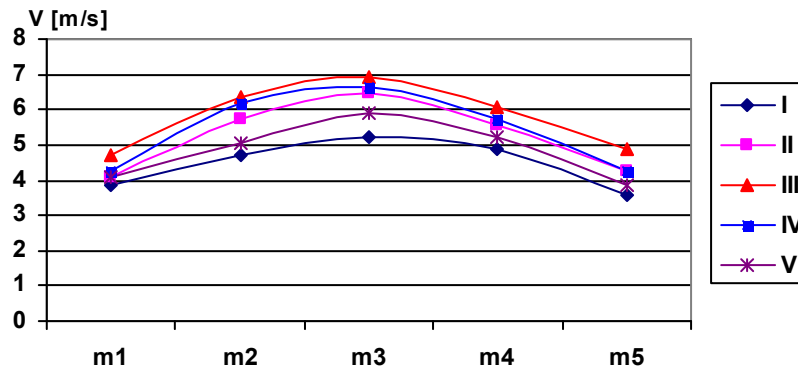


Figura 7.16 Structura câmpului de viteze realizată de ventilatorul transversal, varianta a II-a cu $d_2=280$ mm, $z_p=14$ palete

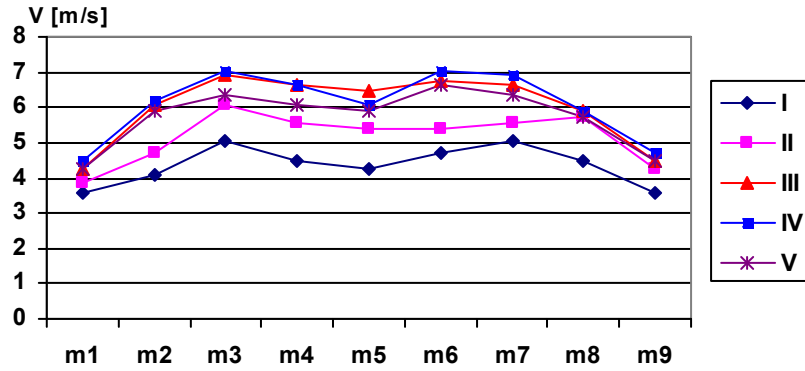


Figura 7.17 Structura câmpului de viteze realizată de ventilatorul transversal, varianta I, $d_2=280$ mm, $z_p=16$ palete

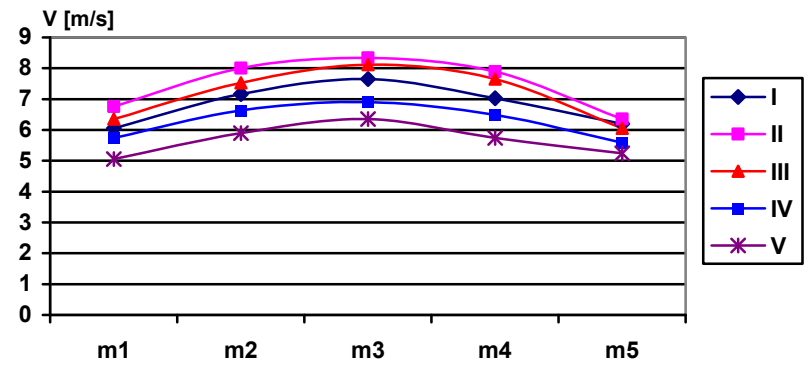


Figura 7.18 Structura câmpului de viteze realizată de ventilatorul transversal, varianta a II-a, $d_2=280$ mm, $z_p=28$ palete

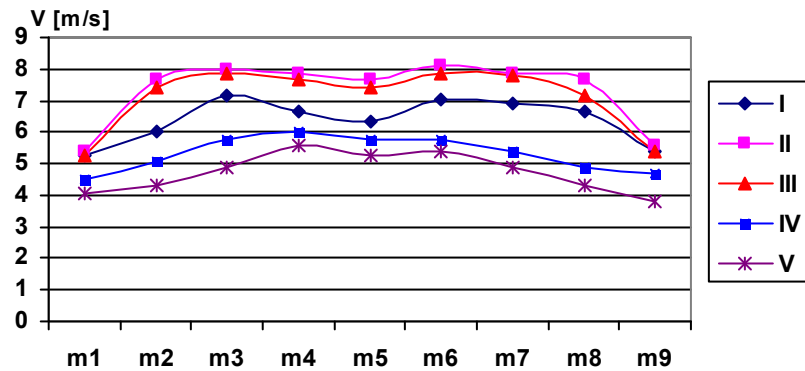


Figura 7.19 Structura câmpului de viteze realizată de ventilatorul transversal, varianta I, $d_2=280$ mm, $z_p=32$ palete

Valorile vitezelor medii V_{mi} pe secțiunile orizontale obținute în urma prelucrării rezultatelor experimentale prezentate în tabelele de la 7.16 la 7.19 sunt centralizate în tabelul 7.20

Tabelul 7.20

Valorile vitezelor medii V_{mi} [m/s] pe secțiunile orizontale					
t [mm] \ S0	I	II	III	IV	V
t_1	4,44	5,23	5,77	5,43	4,82
t_2	4,36	5,17	6,01	6,10	5,74
t_3	6,82	7,47	7,14	6,27	5,66
t_4	6,38	7,32	7,09	5,24	4,71

Reprezentarea grafică a variației profilului câmpurilor de viteze pe înălțimea secțiunii de măsurare, de la I la V, pentru mărimile spațiului interpaletar $t_1 \div t_4$, este arătată în figura 7.20.

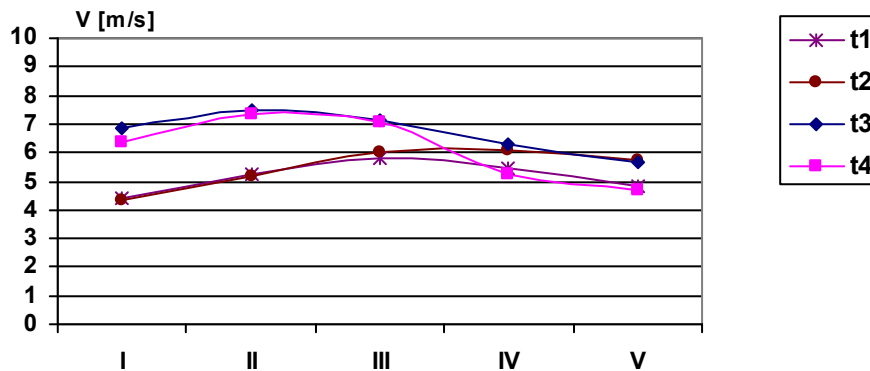
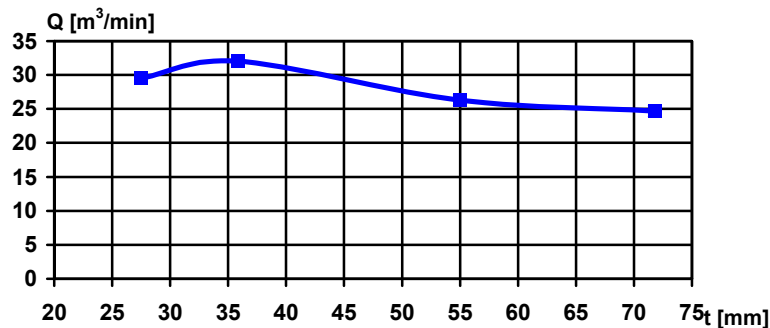


Figura 7.20 Variația profilului câmpurilor de viteze pentru mărimile spațiului interpaletar $t_1 \div t_4$

Valorile debitului Q [m^3/min] calculate pentru lățimea de lucru de 400 mm pentru varianta I și a II-a, care au același diametru $d_2=280$ mm, la turația de 900 rot/min sunt centralizate în tabelul 7.21

Tabelul 7.21

Valorile debitului Q funcție de mărimea spațiului interpaletar „t”				
t [mm]	27,47	35,88	54,95	71,77
z_p	32	28	16	14
Q [m^3/min]	29,52	32,02	26,30	24,67

Figura 7.21. Dependenta debitului Q functie de t

Reprezentarea grafică a dependenței debitului Q față de mărimea spațiului interpaletar „ t ” este arătată în figura 7.21.

7.1.4. Cercetări privind evoluția câmpului de viteze la curgerea aerului prin rotorul ventilatorului transversal

Cercetările experimentale efectuate asupra ventilatorului varianta a III-a au permis măsurarea câmpului de viteze la curgerea aerului prin rotorul ventilatorului, conform figurii 6.11, astfel: la intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație, în spațiul gol al rotorului și la ieșirea aerului din zona paletelor de la refulare.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor la intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație, au fost sistematizate în tabelul 7.22, iar reprezentarea grafică a structurii câmpului de viteze este arătată în figura 7.22.

Tabelul 7.22

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a III-a, la intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație, $V_{m0}=2,70 \text{ m/s}$

S.O. \ S.V.	m1	m2	m3	m4	m5
I	2,63	3,02	3,14	3,02	2,70
II	2,70	3,20	3,31	3,14	2,77
III	2,42	2,77	2,90	2,70	2,34
IV	2,26	2,63	2,77	2,56	2,26
V	2,26	2,63	2,83	2,63	2,26
VI	2,34	2,70	3,02	2,70	2,34

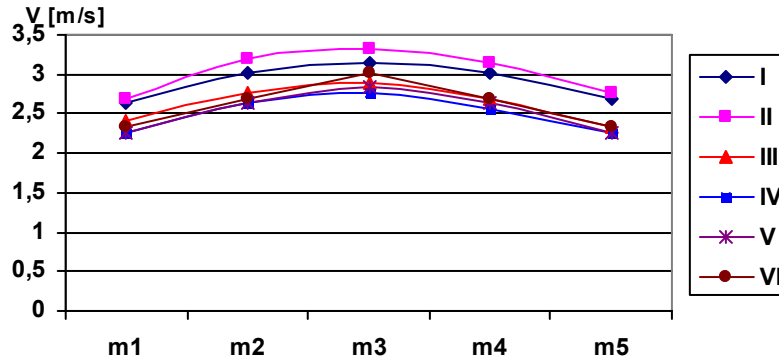


Figura 7.22. Structura câmpului de viteze la intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor în spațiul gol al rotorului au fost sistematizate în tabelul 7.23, iar reprezentarea grafică a structurii câmpului de viteze este arătată în figura 7.23.

Tabelul 7.23
Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a III-a, în spațiul gol al rotorului, $V_{m0}=7,34$ m/s

S.O. \ S.V.	m1	m2	m3	m4	m5
I	7,65	8,34	8,45	8,45	7,77
II	6,35	7,89	8,12	8,00	6,63
III	5,74	7,03	7,16	6,90	5,58

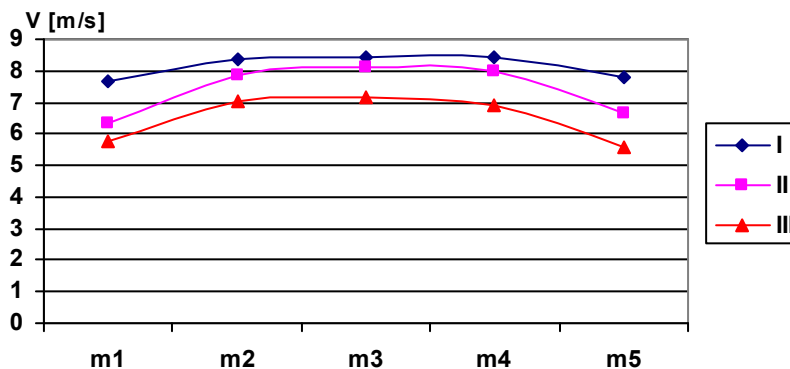


Figura 7.23. Structura câmpului de viteze în spațiul gol al rotorului

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor la ieșirea aerului din zona paletelor de la refulare, au fost sistematizate în tabelul 7.24, iar reprezentarea grafică a structurii câmpului de viteze este arătată în figura 7.24.

Tabelul 7.24
 Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a III-a,
 la ieșirea aerului din zona paletelor de la refulare, $V_{mg}=10,41$ m/s

S.O. \ S.V.	m1	m2	m3	m4	m5
I	7,09	7,41	8,00	7,71	6,76
II	10,70	11,32	11,72	11,12	10,48
III	12,29	13,01	13,36	13,19	12,10
IV	11,32	12,29	12,47	12,10	11,52
V	8,29	9,08	9,32	9,08	8,56

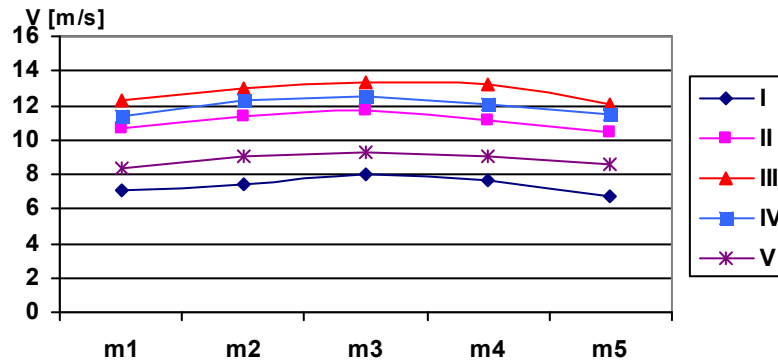


Figura 7.24. Structura câmpului de viteze la ieșirea aerului din zona paletelor de la refulare

7.1.5. Cercetări privind influența mărimii interstițiului dintre peretele inferior al carcasei și rotor asupra structurii câmpului de viteză și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal

În scopul evidențierii influenței pe care o are mărimea interstițiului Δ dintre peretele inferior al carcasei și rotor asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal s-au efectuat experimentări asupra ventilatorului transversal varianta I la turația de 800 rot/min.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor în secțiunea de refulare privind mărimea interstițiului Δ dintre peretele inferior al carcasei și rotor, conform figurii 3.19, la 3 și la 10 mm au fost sistematizate în tabelele 7.25 și 7.26.

Tabelul 7.25

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta I,
cu $\Delta_1=3$ mm, $V_{mq}=5,45$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	4,69	6,20	6,35	6,20	6,05	6,35	6,49	6,05	4,88
II	5,41	6,63	7,03	6,63	6,35	6,76	7,16	6,63	5,06
III	4,28	6,05	6,76	6,35	5,90	6,49	6,76	6,05	4,69
IV	3,83	5,24	5,41	6,05	5,58	5,90	5,24	4,69	3,83
V	3,31	3,83	4,49	4,28	3,83	4,06	4,28	3,83	3,58

Tabelul 7.26

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta I,
cu $\Delta_2=10$ mm, $V_{mq}=5,60$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	4,49	6,05	6,35	6,20	5,90	6,35	6,63	6,05	4,69
II	5,24	6,49	6,90	7,03	6,49	6,90	7,16	6,49	5,06
III	4,69	6,20	6,76	6,49	6,05	6,20	6,63	6,20	4,88
IV	4,28	5,41	5,90	6,05	5,58	6,05	5,74	4,88	4,49
V	3,58	4,28	4,69	4,88	4,69	4,69	4,49	4,06	3,58

În scopul evidențierii cu ușurință a influențelor și particularităților care apar în modificarea structurii câmpurilor de viteze în figurile 7.25 și 7.26 sunt reprezentările grafice ale acestor structuri pentru turația de 800 rot/min.

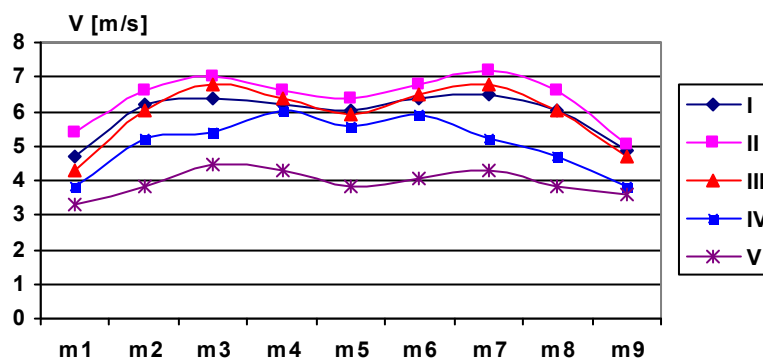


Figura 7.25 Structura câmpului de viteze realizată de ventilatorul transversal, varianta I, cu $\Delta_1=3$ mm

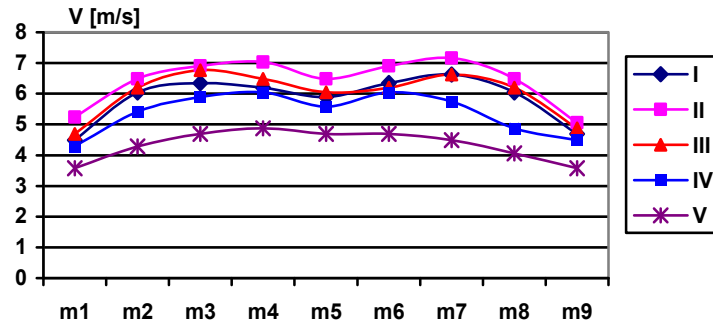


Figura 7.26 Structura câmpului de viteze realizată de ventilatorul transversal, varianta I, cu $\Delta_2=10$ mm

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale I-V obținute la experimentarea ventilatorului transversal, varianta I privind mărimea interstițiului Δ dintre peretele inferior al carcasei și rotor la turația 800 rot/min sunt prezentate în tabelul 7.27.

Tabelul 7.27

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale pentru ventilatorul transversal, varianta I pentru valorile interstițiului Δ , la turația de 800 rot/min

Δ \ SO	Δ_1	Δ_2
I	5,92	5,85
II	6,41	6,42
III	5,93	6,01
IV	5,08	5,37
V	3,94	4,32

Reprezentarea grafică a variației profilului câmpurilor de viteze pe înălțimea secțiunii de măsurare, de la I la V, pentru valorile Δ_1 și Δ_2 este arătată în figura 7.27.

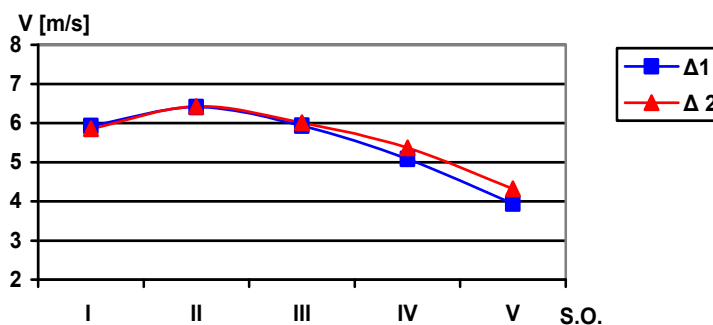


Figura 7.27 Variația profilului câmpurilor de viteze pentru valorile interstițiului Δ

Valorile debitului Q funcție de mărimea interstițiului Δ dintre peretele inferior al carcasei și rotor pentru diferite turații ale rotorului sunt prezentate în tabelul 7.28, iar reprezentarea grafică a dependenței debitului Q de mărimea interstițiului Δ dintre peretele inferior al carcasei și rotor este prezentată în figura 7.28.

Tabelul 7.28

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de mărimea interstițiului Δ

$\Delta \backslash n$ [rot/min]	700	800	900	1000
$\Delta 1$	37,50	40,55	44,12	49,18
$\Delta 2$	38,91	41,66	45,76	51,34

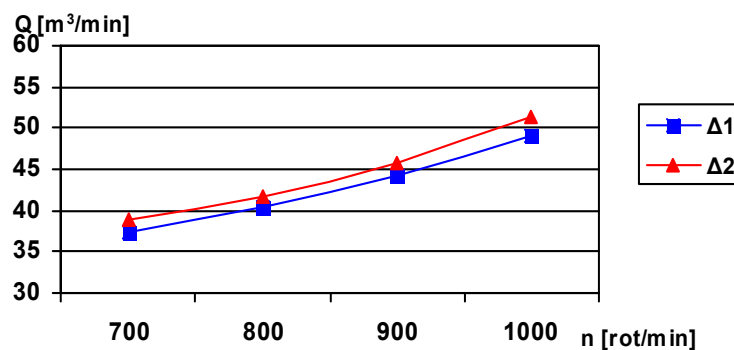


Figura 7.28. Dependența debitului Q funcție de turația rotorului cu mărimea interstițiului Δ ca parametru

7.1.6. Cercetări privind influența mărimii diametrului d_2 al rotorului asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal

În cazul experimentării ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație s-au efectuat cercetări privind influența mărimii diametrului d_2 al rotorului asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal pentru varianta I, a III-a și a IV-a din figura 5.23.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor efectuate la stand asupra ventilatoarelor transversale, varianta I, a III-a și a IV-a, în secțiunile de refulare a acestora, la turația de 900 rot/min. au fost sistematizate în tabelele 7.29 ÷ 7.31

Tabelul 7.29

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta I, cu $d_2=280$ mm, $V_{mg}=6,10$ m/s

S.V. \ S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,58	7,03	7,29	7,16	7,41	7,65	7,89	7,77	5,74
II	5,58	7,65	7,77	7,65	7,53	7,89	8,12	8,00	5,90
III	5,06	7,03	7,77	7,65	7,29	7,16	6,90	5,74	5,24
IV	4,28	4,88	5,90	5,74	5,74	5,90	6,05	5,06	4,69
V	3,31	3,83	4,49	4,88	4,69	4,88	3,83	3,58	3,31

Tabelul 7.30

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta a III-a, cu $d_2=320$ mm, $V_{mq}=7,47$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5
I	6,42	8,29	10,03	9,08	7,09
II	7,09	8,56	10,70	9,32	7,41
III	6,05	7,41	9,32	8,00	6,42
IV	5,66	7,09	8,00	7,09	6,05
V	5,24	6,76	7,71	6,76	5,24

Tabelul 7.31

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație, varianta a IV-a, cu $d_2=340$ mm, $V_{mq}=8,59$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	8,00	9,32	10,26	10,26	10,03	9,80	7,71
II	8,29	9,57	11,32	11,72	11,52	10,03	8,00
III	7,09	9,32	10,70	10,91	10,48	9,57	7,41
IV	6,05	8,29	8,56	8,82	8,56	8,00	5,66
V	5,66	6,42	7,09	7,09	7,41	6,42	5,24

În scopul evidențierii cu ușurință a influențelor și particularităților care apar în modificarea structurii câmpurilor aerodinamice în figurile de la 7.29 la 7.31 sunt reprezentările grafice ale acestor structuri pentru turația de 900 rot/min.

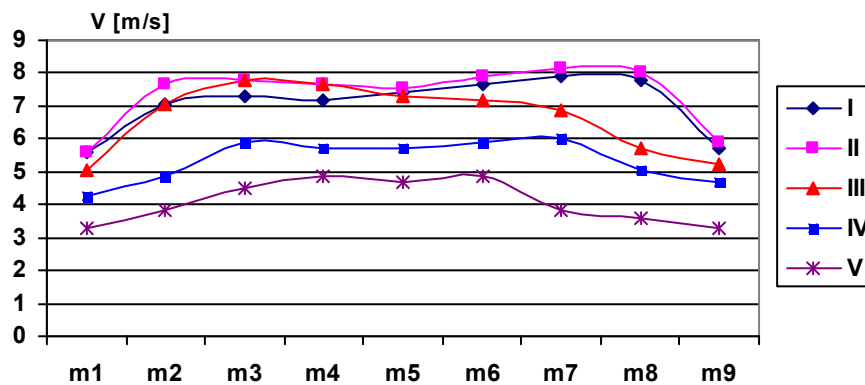


Figura 7.29. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal, varianta I, cu $d_2=280$ mm

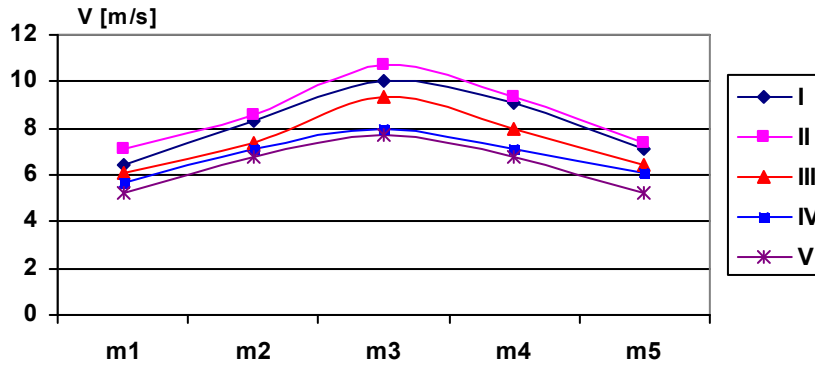


Figura 7.30. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal, varianta a III-a, cu $d_2=320$ mm

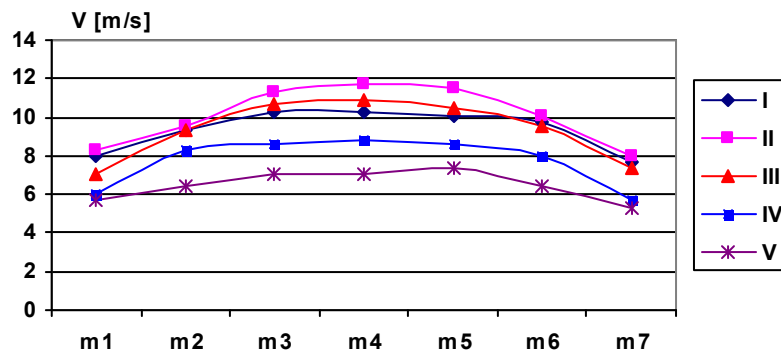


Figura 7.31. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal, varianta a IV-a, cu $d_2=340$ mm

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale obținute la experimentarea ventilatorului transversal, varianta I, a III-a și a IV-a, la turația de 900rot/min sunt prezentate în tabelul 7.32.

Tabelul 7.32
Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale pentru ventilatoarele transversale, varianta I, a III-a și a IV-a

d_2 [mm] \ S0	I	II	III	IV	V
280	7,06	7,34	6,65	5,36	4,09
320	8,18	8,62	7,44	6,78	6,34
340	9,34	10,06	9,35	7,70	6,48

Reprezentarea grafică a variației profilului câmpurilor de viteze pe înălțimea secțiunii de măsurare, de la I la V a ventilatoarelor transversale varianta I, a III-a și a IV-a este arătată în figura 7.32.

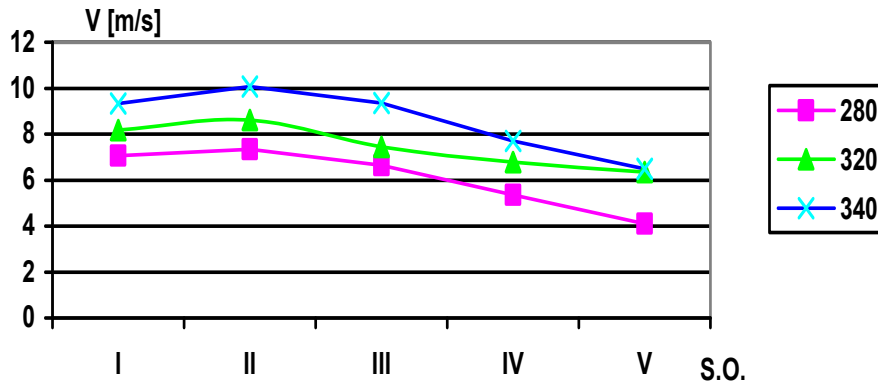


Figura 7.32. Variația profilului câmpurilor de viteze pe secțiunile orizontale pentru diferite diametre ale rotorului

Capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal este influențată de diametrul d_2 al rotorului care în cazul nostru are valorile de 280, 320 și 340 mm.

Valorile debitului Q [m³/min] funcție de diametrul d_2 pentru diferite turații n [rot/min] ale rotorului ventilatoarelor experimentate sunt prezentate în tabelul 7.33.

Tabelul 7.33.

Valorile debitului Q [m³/min] funcție de diametrul exterior d_2

n [rot/min] \ d_2 [mm]	700	800	900	1000
280	23,37	26,68	29,28	32,12
320	31,83	35,79	39,44	44,25
340	36,92	43,08	49,47	57,19

Reprezentarea grafică a dependenței debitului Q față de diametrul exterior d_2 pentru ventilatoarele transversale varianta I, a III-a și a IV-a la diferite turații ale rotorului este prezentată în figura 7.33.

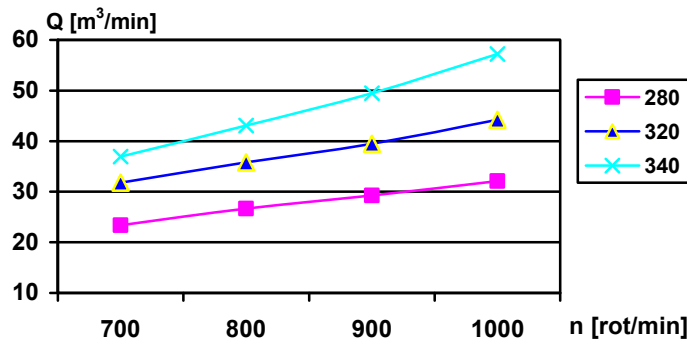


Figura 7.33. Dependența debitului Q funcție de turația rotorului cu diametrul exterior d_2 ca parametru

Debitul a fost calculat pentru lățimea de lucru de 400 mm pentru cele trei variante de rotoare experimentate la turațiile de 700, 800, 900 și 1000 rot/min.

7.2. Experimentarea ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație

7.2.1. Cercetări privind influența turației rotorului asupra structurii câmpului de viteză din tubulatura de aspirație cu cameră de sedimentare și a capacității de aspirație a ventilatorului

În cazul experimentării ventilatorului transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație cu cameră de sedimentare, conform figurii 6.14, s-au efectuat cercetări privind structura câmpului de viteză din tubulatură la diferite turații ale rotorului ventilatorului.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor efectuate la stand asupra ventilatorului transversal, varianta a IV-a au fost sistematizate în tabelele de la 7.34 la 7.38.

Tabelul 7.34

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a cu $d_2=340$ mm, la turația de 700 rot/min, $V_{mq}=6,55$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	6,49	6,49	6,76	6,49	6,49	6,35	6,20
II	6,63	6,76	6,76	6,63	6,63	6,63	6,63
III	6,49	6,63	6,76	6,76	6,76	6,63	6,49
IV	6,63	6,63	6,76	6,76	6,63	6,63	6,49
V	6,05	6,05	6,35	6,63	6,49	6,35	6,20

Tabelul 7.35

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a cu $d_2=340$ mm, la turația de 800 rot/min, $V_{mq}=7,25$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	6,76	6,90	7,29	7,29	7,29	7,16	7,03
II	7,29	7,41	7,53	7,41	7,65	7,29	7,16
III	7,41	7,41	7,53	7,41	7,41	7,41	7,16
IV	7,41	7,53	7,53	7,41	7,53	7,16	6,90
V	6,76	7,03	7,29	7,29	7,03	6,90	6,63

Tabelul 7.36

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a cu $d_2=340$ mm, la turația de 900 rot/min, $V_{mq}=7,96$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	7,53	7,65	7,77	7,89	8,00	7,65	7,53
II	8,00	8,12	8,12	8,12	8,12	8,12	7,89
III	8,12	8,12	8,23	8,12	8,23	8,12	8,12
IV	7,89	8,00	8,12	8,23	8,23	8,00	7,89
V	7,53	7,65	7,89	8,00	8,00	7,89	7,77

Tabelul 7.37

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a cu $d_2=340$ mm, la turația de 1000 rot/min, $V_{mq}=8,92$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	8,29	8,56	9,08	9,08	8,82	8,82	8,56
II	8,82	9,08	9,08	9,08	9,08	9,08	8,82
III	9,08	9,32	9,32	9,08	9,08	9,32	9,08
IV	8,82	9,08	9,08	9,08	9,08	9,08	8,82
V	8,29	8,56	8,82	8,82	8,82	8,82	8,56

Tabelul 7.38

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a cu $d_2=340$ mm, la turația de 1100 rot/min, $V_{mq}=10,18$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	9,80	10,03	10,03	10,03	10,03	10,03	9,80
II	10,03	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26	10,03
III	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26
IV	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26
V	10,03	10,26	10,26	10,26	10,26	10,26	10,03

În scopul evidențierii cu ușurință a influențelor și particularităților care apar în modificarea structurii câmpurilor aerodinamice, din tubulatura de aspirație, în figurile de la 7.34 la 7.38 sunt reprezentările grafice ale acestor structuri.

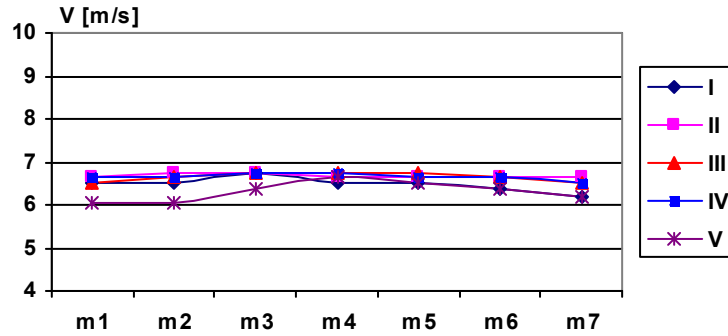


Figura 7.34. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a la turația de 700 rot/min

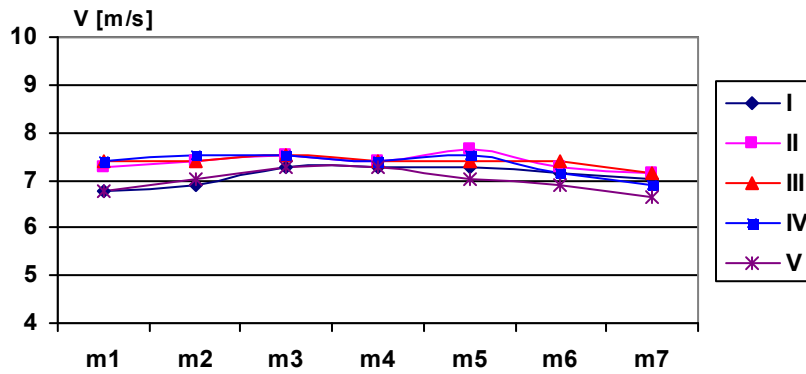


Figura 7.35. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a la turația de 800 rot/min

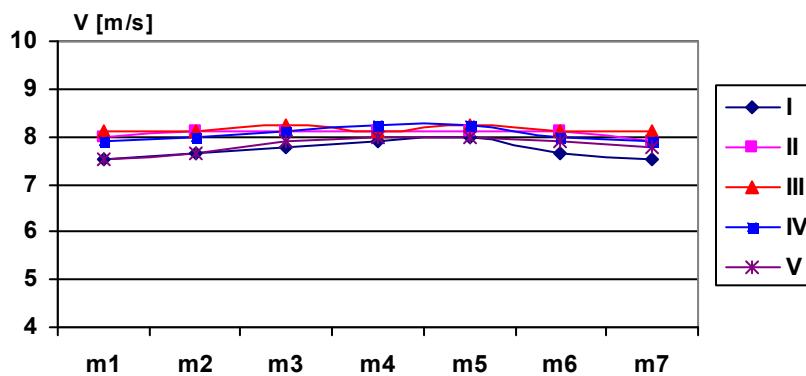


Figura 7.36. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a la turația de 900 rot/min

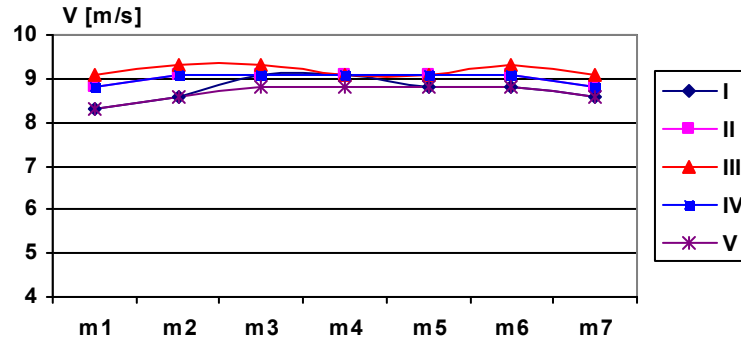


Figura 7.37. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a la turația de 1000 rot/min

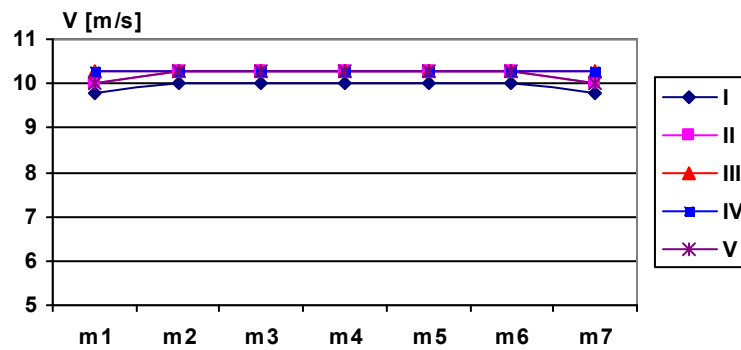


Figura 7.38. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a la turația de 1100 rot/min

Valorile vitezelor medii pe secțiunile orizontale obținute la experimentarea ventilatorului transversal, varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație la diferite turații sunt prezentate în tabelul 7.39.

Reprezentarea grafică a variației profilului câmpurilor de viteze la diferite turații pe secțiunile orizontale I-V ale tubulaturii de aspirație cu cameră de sedimentare este prezentată în figura 7.39.

Tabelul 7.39.
Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale pentru ventilatorul transversal, varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație

SO n [rot/min]	I	II	III	IV	V
700	6,46	6,47	6,65	6,65	6,30
800	7,10	7,39	7,39	7,35	6,99
900	7,72	8,07	8,15	8,05	7,82
100	8,72	9,00	9,18	9,00	8,67
1100	9,97	10,19	10,26	10,26	10,19

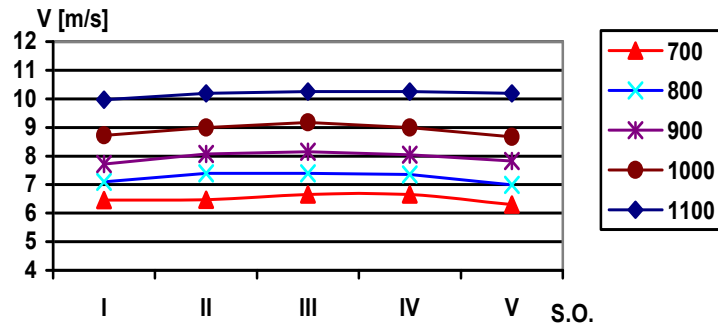


Figura 7.39. Variația profilului câmpurilor de viteze pe secțiunile orizontale ale tubulaturii de aspirație pentru diferite turații

Capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal este influențată de turația rotorului ventilatorului care în cazul nostru se încadrează între 700 rot/min și 1100 rot/min.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de turația n [rot/min] a rotorului ventilatorului, varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație și cameră de sedimentare sunt prezentate în tabelul 7.40, iar reprezentarea grafică este arătată în figura 7.40.

Tabelul 7.40.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de turația rotorului

n [rot/min]	700	800	900	1000	1100
Q [m^3/min]	31,44	34,80	38,20	42,80	48,86

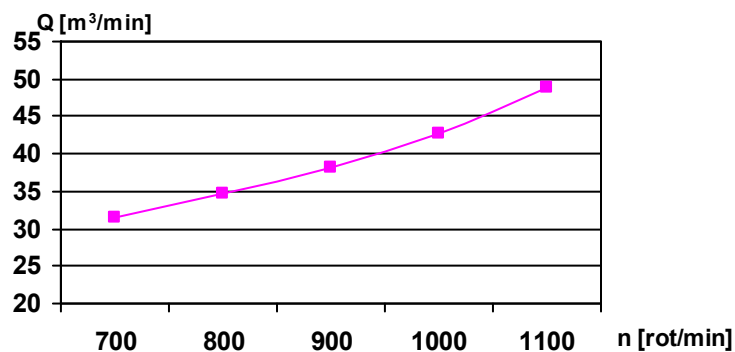


Figura 7.40. Dependența debitului Q funcție de turația rotorului

Debitul ventilatorului, varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație și cameră de sedimentare a fost calculat pentru cazul în care înălțimea tubulaturii a fost aceeași, de 200mm, la toate turațiile realizate.

7.2.2. Cercetări privind influența profilelor de uniformizarea dirijării aerului în tubulatură, asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului

În cazul experimentării ventilatorului transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație și cameră de sedimentare s-au efectuat cercetări privind structura câmpului de viteză din tubulatura de aspirație cu și fără profile pentru dirijarea aerului în tubulatură, conform figurii 6.15..

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurătorilor efectuate la stand asupra ventilatorului transversal, varianta a IV-a cu și fără profile pentru dirijarea aerului în tubulatura de aspirație au fost sistematizate în tabelele 7.41 și 7.42.

Tabelul 7.41

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a fără profile pentru dirijarea aerului, $V_{mq}=7,08$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	6,20	6,63	7,41	7,41	7,41	7,16	6,35
II	7,16	7,29	7,65	7,77	7,77	7,65	6,63
III	7,29	7,53	7,77	7,65	7,65	7,41	6,90
IV	6,90	7,53	7,65	7,65	7,29	7,16	6,49
V	5,90	6,20	6,63	6,90	6,63	6,49	5,74

Tabelul 7.42

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a cu profile pentru dirijarea aerului, $V_{mq}=7,25$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	6,76	6,90	7,29	7,29	7,29	7,16	7,03
II	7,29	7,41	7,53	7,41	7,65	7,29	7,16
III	7,41	7,41	7,53	7,41	7,41	7,41	7,16
IV	7,41	7,53	7,53	7,41	7,53	7,16	6,90
V	6,76	7,03	7,29	7,29	7,03	6,90	6,63

În scopul evidențierii cu ușurință a influențelor și particularităților care apar în modificarea structurii câmpurilor aerodinamice în figurile 7.41 și 7.42 sunt reprezentările grafice ale acestor structuri.

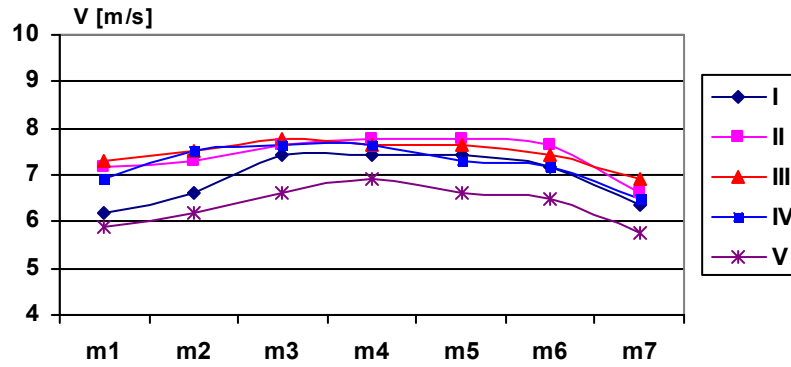


Figura 7.41. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a fără profile pentru dirijarea aerului

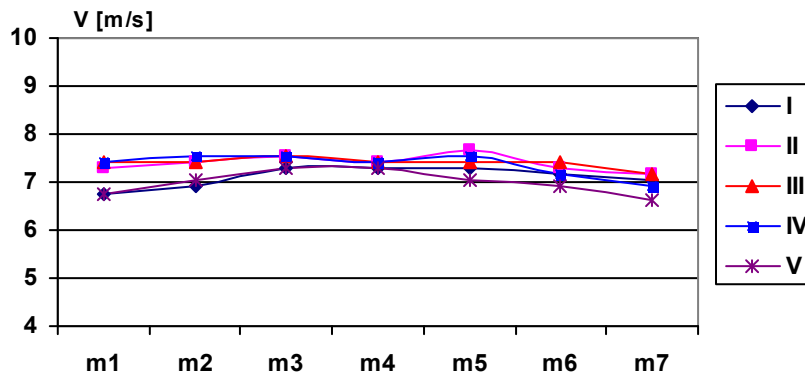


Figura 7.42. Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal cu tubulatură de aspirație, varianta a IV-a cu profile pentru dirijarea aerului

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale obținute la experimentarea ventilatorului transversal, varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație cu și fără profile pentru dirijarea aerului sunt prezentate în tabelul 7.43.

Tabelul 7.43
Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale pentru ventilatorul transversal, varianta a IV-a cu și fără profile pentru dirijarea aerului

SO tubulatura	I	II	III	IV	V
fără profile	6,84	7,42	7,46	7,42	6,35
cu profile	7,10	7,39	7,40	7,35	6,99

Reprezentarea grafică a variației profilului câmpurilor de viteze pe secțiunile orizontale I-V ale tubulaturii de aspirație cu și fără profile pentru dirijarea aerului este prezentată în figura 7.43.

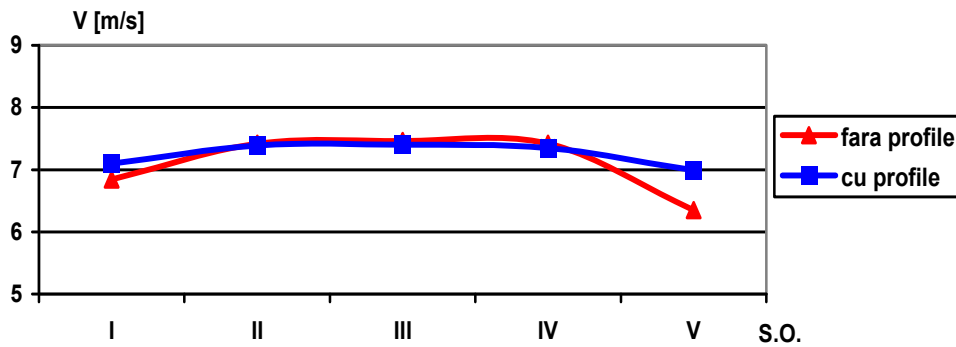


Figura 7.43. Variația profilului câmpurilor de viteze pe secțiunile orizontale ale tubulaturii de aspirație cu și fără profile pentru dirijarea aerului

Capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal este influențată de profilele pentru dirijarea aerului care au fost atașate la admisia acestuia în tubulatura de aspirație a ventilatorului transversal.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de prezența profilelor pentru dirijarea aerului în tubulatura de aspirație a ventilatorului, varianta a IV-a sunt prezentate în tabelul 7.44, iar reprezentarea grafică este arătată în figura 7.44.

Tabelul 7.44.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de turația rotorului				
n [rot/min]	700	800	900	1000
Q_1 [m^3/min]	36,28	40,78	44,23	48,44
Q_2 [m^3/min]	37,72	41,76	45,85	51,38

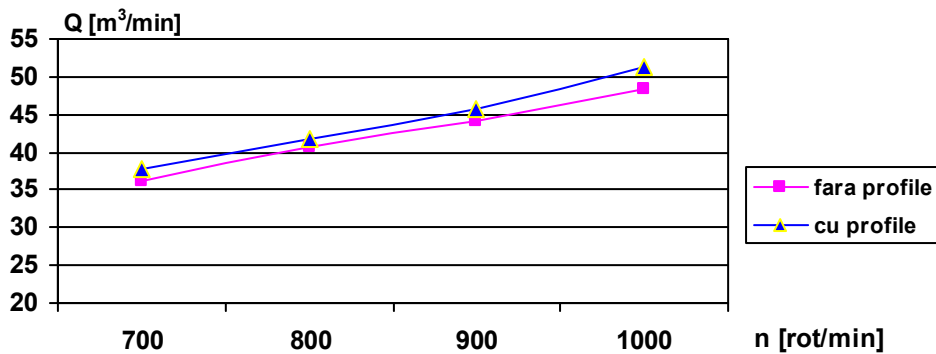


Figura 7.44. Dependența debitului Q funcție de turația rotorului cu prezența sau absența profilelor pentru dirijarea aerului ca parametru

Valorile debitului Q_1 și Q_2 prezentate în tabelul 7.4 au fost calculate pentru cazul în care tubulatura de aspirație nu a avut respectiv, a avut montate profilele pentru dirijarea aerului în tubulatură.

7.2.3. Cercetări asupra structurii câmpului de viteză din tubulatura de aspirație fără cameră de sedimentare

Structura câmpului de viteze realizată de ventilatorul transversal varianta I fără cameră de sedimentare este redată pentru cazul în care tubulatura are axa de simetrie plasată după bisectoarea unghiului α_a , poziția 1 a ventilatorului transversal din figura 5.28 și respectiv pentru poziția 2 în cazul în care tubulatura are axa de simetrie plasată la un unghi mai mic decât $\alpha_a/2$ față de peretele superior unde se formează turbionul activ.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor la stand în tubulatura de aspirație a ventilatorului transversal, varianta I prevăzută cu zonă de racordare a tubulaturii la fereastra ventilatorului, conform figurii 5.6 la turația de 1200 rot/min sunt prezentate în tabelele 7.45 și 7.46.

Tabelul 7.45

Valorile vitezelor în m/s realizate în tubulatura de aspirație de ventilatorul transversal varianta I în poziția 1 față de tubulatură, $V_{mq}=6,62$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,24	7,03	7,29	7,16	6,90	7,29	7,41	7,16	5,41
II	5,74	7,41	7,77	7,65	7,65	7,77	7,77	7,65	5,58
III	5,90	7,53	7,89	7,77	7,65	7,77	7,65	7,29	5,74
IV	5,58	6,90	7,03	6,76	6,63	6,63	6,76	6,76	5,58
V	4,69	5,06	5,58	5,58	5,41	5,74	5,58	5,90	5,06

Tabelul 7.46

Valorile vitezelor în m/s realizate în tubulatura de aspirație de ventilatorul transversal varianta I în poziția 2 față de tubulatură, $V_{mq}=6,84$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7	m8	m9
I	5,58	7,41	7,77	7,65	7,65	7,77	7,41	7,16	5,41
II	5,90	7,65	8,00	7,89	7,89	8,00	7,89	7,41	5,74
III	6,05	7,41	7,89	7,77	7,77	7,65	7,89	7,65	6,20
IV	5,90	7,03	7,16	6,90	7,03	7,16	7,03	7,16	6,05
V	4,69	5,58	5,74	5,90	5,58	5,90	5,74	5,74	5,06

Pentru a evidenția cu ușurință influența formei zonei de racordare și a poziției ventilatorului față de tubulatura de aspirație în figurile 7.45 și 7.46 sunt reprezentate grafic variația structurii acestor câmpuri.

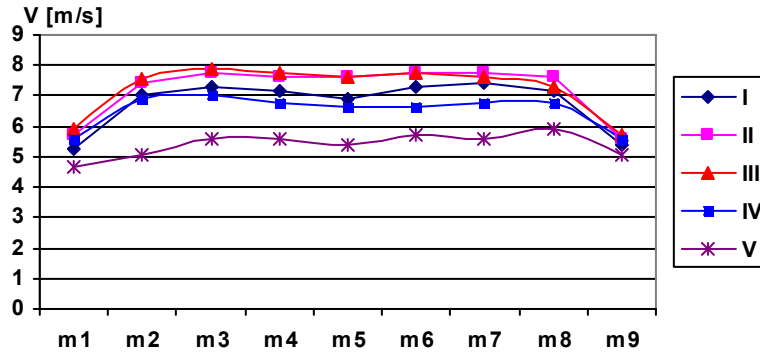


Figura 7.45 Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal varianta I în poziția 1 față de tubulatura de aspirație, la turația de 1200 rot/min

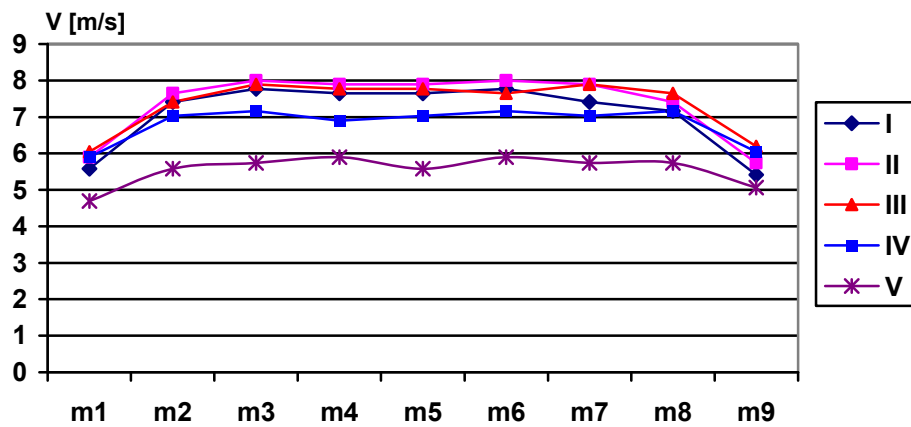


Figura 7.46 Structura câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal varianta I în poziția 2 față de tubulatura de aspirație, la turația de 1200 rot/min

Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale obținute la experimentarea ventilatorului transversal, varianta I cu tubulatură de aspirație pentru pozițiile 1 și 2 ale ventilatorului față de tubulatura de aspirație sunt prezentate în tabelul 7.47.

Tabelul 7.47
Valorile vitezelor medii în m/s pe secțiunile orizontale pentru ventilatorul transversal, varianta I în pozițiile 1 și 2 față de tubulatură

SO poziția	I	II	III	IV	V
1	6,76	7,22	7,24	6,52	5,40
2	7,09	7,38	7,37	6,82	5,55

Reprezentarea grafică a variației profilului câmpurilor de viteze pe secțiunile orizontale I-V ale tubulaturii de aspirație pentru pozițiile 1 și 2 ale ventilatorului față de tubulatura de aspirație este prezentată în figura 7.47.

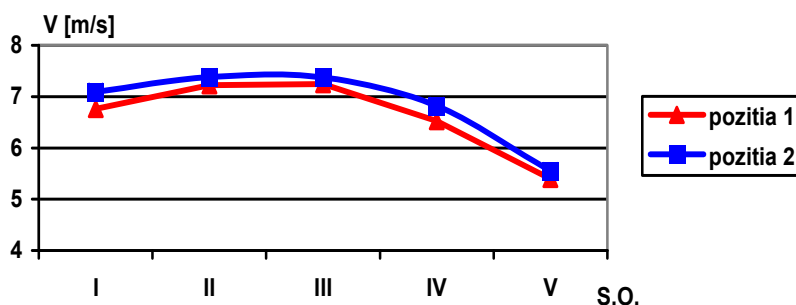


Figura 7.47. Variația profilului câmpurilor de viteze pe secțiunile orizontale ale tubulaturii de aspirație pentru pozițiile 1 și 2 ale ventilatorului

Capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal este influențată de forma zonei de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirație a ventilatorului precum și de poziția acestuia față de tubulatura de aspirație.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de poziția ventilatorului față de tubulatura de aspirație pentru diferite turații ale rotorului sunt prezentate în tabelul 7.48, iar reprezentarea grafică a debitului pentru cele două poziții este prezentată în figura 7.48.

Tabelul 7.48.

Valorile debitului Q [m^3/min] funcție de poziția ventilatorului față de tubulatura de aspirație

n [rot/min]	700	800	900	1000	1100	1200
Poziția 1	31,10	33,48	38,69	42,04	46,43	49,25
Poziția 2	33,26	35,94	40,62	43,82	47,99	50,91

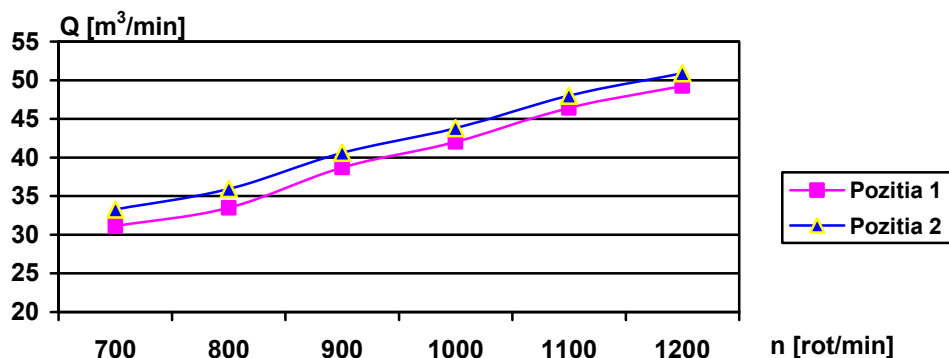


Figura 7.48. Dependența debitului Q funcție de turația rotorului cu poziția ventilatorului față de tubulatura de aspirație ca parametru

7.2.4. Cercetări privind influența tubulaturii de aspirație asupra câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului

În cazul experimentării ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație s-au efectuat cercetări privind influența tubulaturii de aspirație asupra câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal varianta a IV-a în cazul în care aspiră prin tubulatură cu cameră de sedimentare. Tubulatura de aspirație are influență asupra câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului atât prin prezența acesteia cât și prin dimensiunile pe care le are.

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurătorilor efectuate la stand, în tubulatura de aspirație a ventilatorului transversal, varianta a IV-a, conform figurii 5.5 la $n=1000$ rot/min, privind influența dimensiunilor tubulaturii asupra câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului au fost sistematizate în tabelele 7.49 ÷ 7.53.

Tabelul 7.49

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație având înălțimea $I_t=80$ mm, $V_{mg}=7,14$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	7,09	7,41	7,41	7,41	7,41	7,41	7,09
II	6,76	7,09	7,09	7,09	7,09	7,09	6,76

Tabelul 7.50

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație având înălțimea $I_t=160$ mm, $V_{mg}=9,56$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	9,32	9,57	9,57	9,57	9,57	9,57	9,32
II	9,57	9,80	9,80	9,80	9,80	9,80	9,57
III	9,32	9,80	9,80	9,80	9,57	9,80	9,57
IV	9,08	9,32	9,57	9,57	9,57	9,32	9,08

Tabelul 7.51

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație având înălțimea $I_t=240$ mm, $V_{mq}=7,66$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	6,35	6,49	6,63	6,63	6,63	6,63	6,49
II	7,41	7,41	7,65	7,65	7,65	7,65	7,53
III	8,00	8,23	8,34	8,34	8,34	8,12	8,00
IV	8,00	8,12	8,23	8,23	8,23	8,12	7,89
V	7,65	7,89	8,00	8,00	8,00	7,89	7,65

Tabelul 7.52

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație având înălțimea $I_t=320$ mm, $V_{mq}=6,14$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	4,69	4,88	4,88	4,88	4,88	4,88	4,69
II	5,74	5,74	6,05	5,90	5,90	6,05	5,74
III	6,35	6,63	6,63	6,63	6,63	6,63	6,35
IV	6,63	6,63	7,03	7,03	7,03	7,03	6,90
V	6,76	6,90	6,90	6,90	6,90	6,90	6,76
VI	5,74	5,74	5,90	5,90	5,90	5,90	5,74

Tabelul 7.53

Valorile vitezelor în m/s realizate de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație având înălțimea $I_t=400$ mm, $V_{mq}=5,03$ m/s

S.V. S.O.	m1	m2	m3	m4	m5	m6	m7
I	4,28	4,69	4,88	4,88	4,88	4,69	4,28
II	4,49	4,88	5,06	5,24	5,06	5,06	4,88
III	5,06	5,06	5,06	5,24	5,06	5,06	5,06
IV	5,24	5,24	5,24	5,41	5,24	5,24	5,24
V	5,06	5,24	5,41	5,41	5,41	5,24	5,06
VI	4,88	5,06	5,24	5,24	5,24	5,06	4,88
VII	4,69	5,06	5,06	5,06	5,06	5,06	4,69

Pentru a evidenția cu ușurință influența pe care o are înălțimea tubulaturii de aspirație asupra intensității câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului în figurile de la 7.49 la 7.53 sunt reprezentate grafic variația structurii acestor câmpuri.

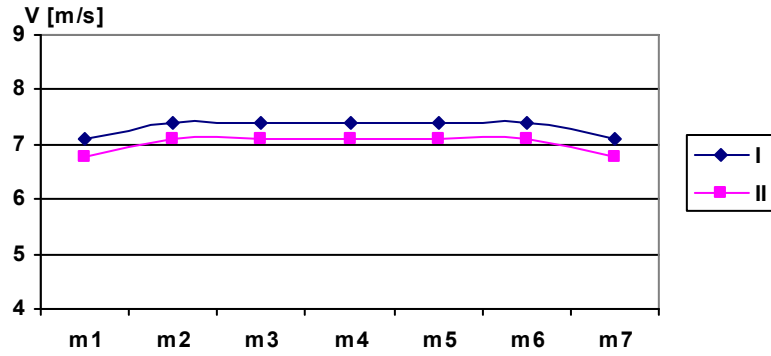


Figura 7.49 Structura câmpului de viteză realizată de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație, cu înălțimea $I_t=80$ mm

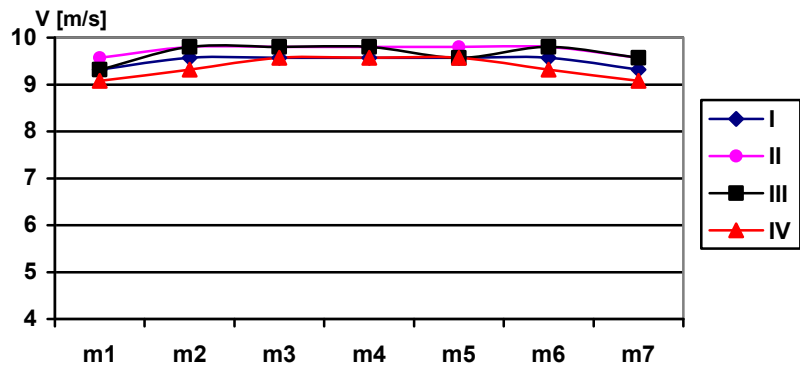


Figura 7.50 Structura câmpului de viteză realizată de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație, cu înălțimea $I_t=160$ mm

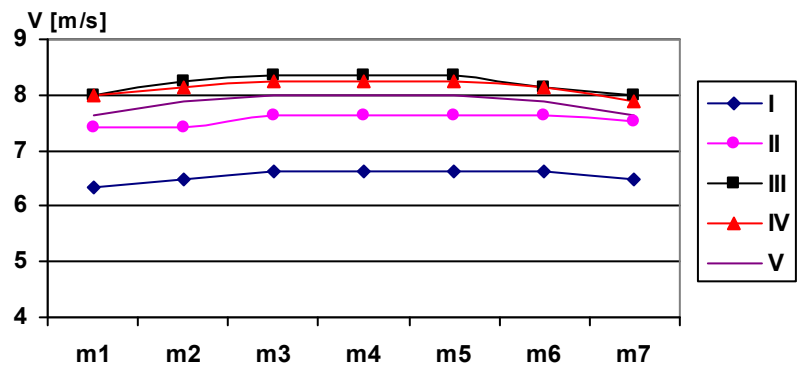


Figura 7.51 Structura câmpului de viteză realizată de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație, cu înălțimea $I_t=240$ mm

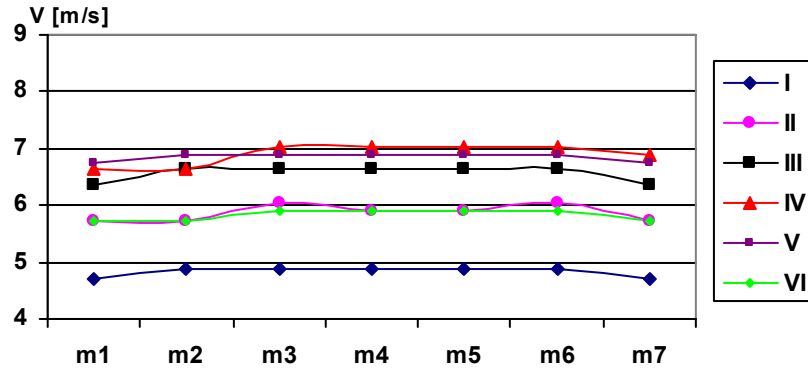


Figura 7.52 Structura câmpului de viteză realizată de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație, cu înălțimea $I_t=320$ mm

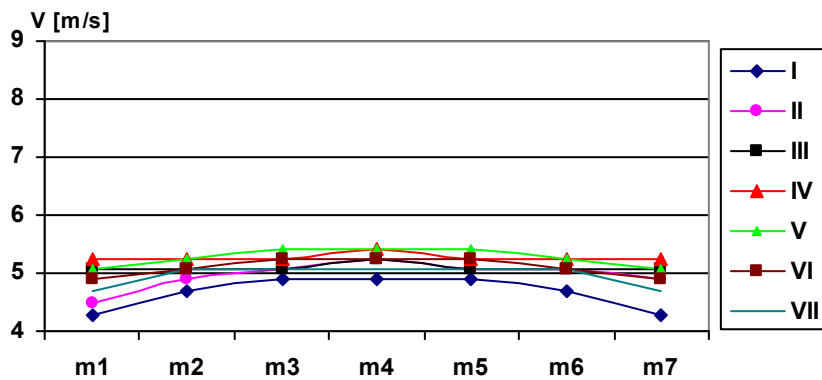


Figura 7.53 Structura câmpului de viteză realizată de ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație, cu înălțimea $I_t=400$ mm

Capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal este influențată de înălțimea tubulaturii de aspirație care în acest caz a avut valori cuprinse între $I_t=80$ mm și $I_t=400$ mm. Valorile debitului Q [m^3/min] și a vitezei medii generale V_{mg} [m/s] a câmpului de viteze funcție de înălțimea I_t a tubulaturii de aspirație sunt centralizate în tabelul 7.54.

Tabelul 7.54
Valorile debitului Q și a vitezei medii generale V_{mg} a câmpului de viteze funcție de înălțimea I_t a tubulaturii de aspirație

I_t [mm]	80	120	160	200	240	280	320	360	400
Q [m^3/min]	13,7	27,45	36,71	42,8	44,12	45,63	47,15	47,70	48,29
V_{mg} [m/s]	7,14	9,53	9,56	8,92	7,66	6,79	6,14	5,52	5,03

Reprezentarea grafică a debitului Q și a vitezei medii generale V_{mg} a câmpului de viteze funcție de înălțimea I_t a tubulaturii de aspirație se prezintă în figura 7.54.

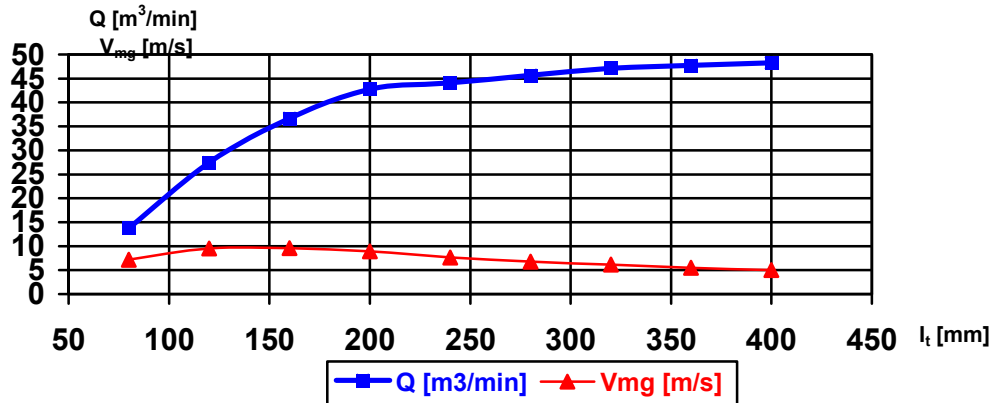


Figura 7.54. Dependenta debitului Q și a vitezei medii generale V_{mg} funcție de înălțimea I_t a tubulaturii de aspirație

Capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal este influențată de prezența tubulaturii de aspirație care pentru determinările următoare a avut înălțimea $I_t=200$ mm. Valorile debitului Q [m³/min] pentru ventilatorul transversal varianta a IV-a cu și fără tubulatură de aspirație la diferite turații ale rotorului sunt centralizate în tabelul 7.55.

Tabelul 7.55

Valorile debitului Q [m³/min] pentru ventilatorul transversal cu și fără tubulatură de aspirație

n [rot/min]	800	850	900	950	1000	1050	1100
fără tubulatură	43,08	45,52	48,09	50,58	53,16	55,78	58,63
cu tubulatură	34,80	36,46	38,20	40,38	42,80	45,70	48,86

Reprezentarea grafică a debitului Q funcție de prezența tubulaturii de aspirație se prezintă în figura 7.55.

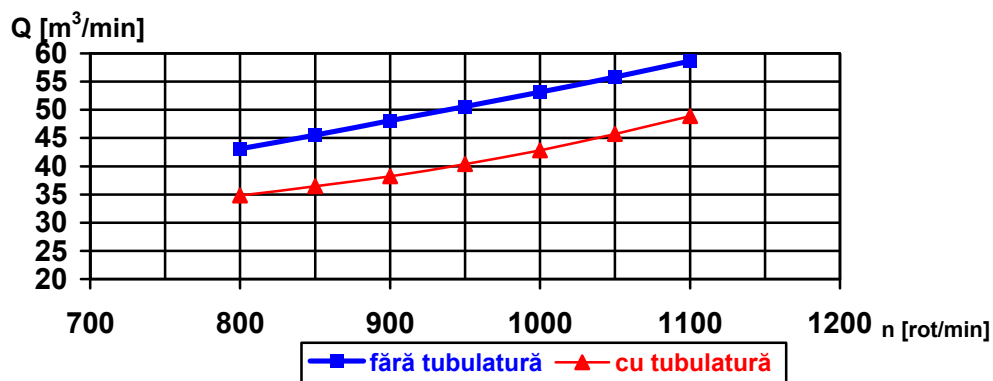


Figura 7.55. Dependenta debitului Q funcție de turația rotorului cu prezența sau absența tubulaturii de aspirație ca parametru

Pentru diversele valori ale turației la care s-au efectuat măsurători ale câmpului aerodinamic s-a stabilit și puterea consumată de motorul electric, necesară pentru antrenarea standului cu ventilatorul transversal varianta a IV-a, cu sau fără tubulatură de aspirație.

Rezultatele măsurătorilor puterii electrice, atât pentru antrenarea standului cu ventilatorul transversal fără tubulatură de aspirație cât și pentru antrenarea standului cu ventilator echipat cu tubulatura de aspirație, sunt prezentate în tabelul 7.56.

Tabelul 7.56

Valorile puterilor P [kW] consumate de motorul electric la acționarea standului							
n [rot/min]	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Varianta fără tubulatură	2	2,15	2,37	2,68	3,25	4,55	6,32
cu tubulatură	2,15	2,31	2,55	2,95	3,60	4,95	6,87

Dependența puterii consumată de motorul electric de acționare a standului experimental atât pentru cazul în care ventilatorul este fără tubulatură cât și cu tubulatură de aspirație, funcție de turația ventilatorului se prezintă în figura 7.56.

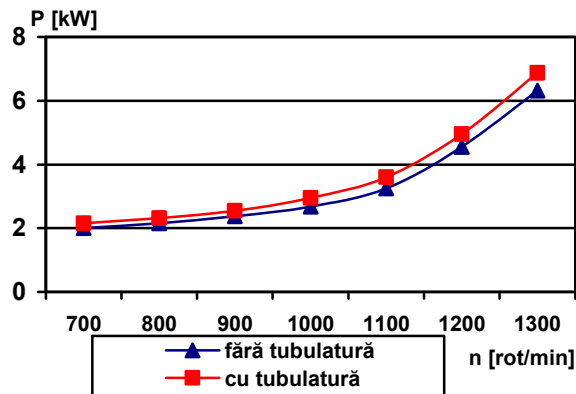


Figura 7.56. Variația puterii P în funcție de turația rotorului ventilatorului, varianta a IV-a cu și fără tubulatură de aspirație

7.3. Experimentări pentru ridicarea datelor în vederea trasării caracteristicii energetice a ventilatorului transversal ce lucrează pe aspirație

Rezultatele experimentale obținute până acum ne oferă posibilitatea să stabilim parametri optimi constructivi și funcționali pentru un ventilator transversal ce lucrează pe aspirație într-un domeniu oarecare.

Pentru cazul când ventilatorul transversal este destinat să lucreze pe aspirație în structura unei mașini agricole de curățit și sortat semințe, parametri funcționali ai acestuia trebuie să se situeze în limitele impuse de prezența sau lipsa camerei de sedimentare.

Măsurătorile ce se efectuează pe stand trebuie să permită ridicarea datelor necesare trasării în final a caracteristicii energetice a ventilatorului transversal, a cărei construcție înglobează evoluția parametrilor p_t , p_{st} , P_a , $\eta=f(Q)$.

Experimentarea în vederea trasării curbei caracteristice s-a făcut cu ventilatorul transversal varianta a IV-a cu tubulatură de aspirație și cameră de sedimentare. Caracteristicile constructive ale acestuia sunt prezentate în tabelele 5.4 și 5.5 iar experimentul a avut loc pentru $\alpha=165^\circ$ și $n=1000$ rot/min.

În urma experimentărilor valorile rezultate pentru evoluția parametrilor caracteristicii energetice sunt prezentate în tabelul 7.57 iar reprezentarea lor grafică s-a făcut în diagrama din figura 7.57.

Tabel 7.57.

Evoluția valorilor parametrilor necesari construirii caracteristicii energetice

Q [m ³ /min]	0,00	5,43	21,17	29,14	38,20	42,80	48,86	55,30	58,99	64,32
p_s [N/m ²]	98950	98834	98706	98635	98590	98559	98510	98480	98450	98420
p_t [N/m ²]	98950	98848	98826	98858	98964	99028	99120	99262	99340	99480
P_a [W]	100	230	500	750	1000	1150	1300	1750	2150	2870
η %	0	0,544	8,439	14,45	23,80	29,10	38,22	41,18	40,69	39,58

Se face precizarea că pentru stabilirea cât mai exactă a consumului de putere la arborele ventilatorului transversal s-a măsurat atât puterea necesară pentru acționarea variatorului de turație cât și puterea consumată pentru acționarea întregului stand experimental.

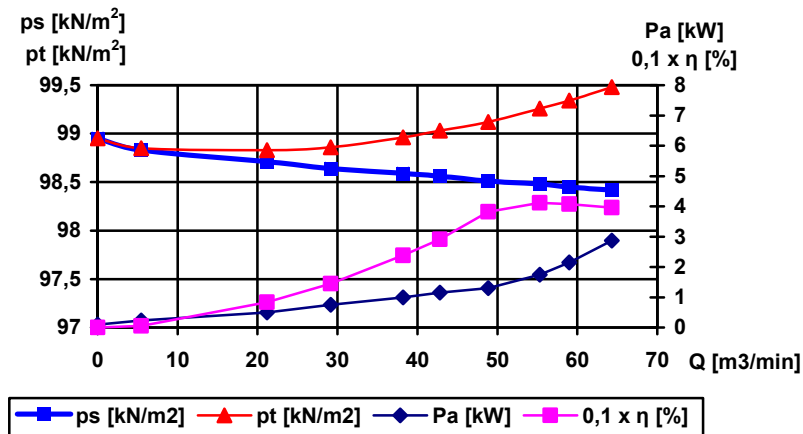


Figura 7.57. Caracteristica energetică a ventilatorului transversal pe aspirație

Aprecieri în legătură cu valoarea și evoluția parametrilor energetici ai ventilatorului transversal când lucrează pe aspirație se prezintă în capitolul 8 cu ocazia analizei rezultatelor experimentale.

8. ANALIZA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

8.1. Analiza rezultatelor la experimentarea ventilatorului transversal fără tubulatură de aspirație

Rezultatele experimentale realizate cu ocazia acestei cercetări reliefează faptul că ventilatorul transversal este un generator de câmp aerodinamic care mai are multe secrete legate de optimizarea construcției și funcționării acestuia.

Elucidarea acestor necunoscute permite efectuarea unor recomandări de utilizare optimizată, după caz, plasând procesul pe aspirația sau refularea acestuia, funcție de performanțele energetice și de calitate ce se urmăresc cu ocazia utilizării câmpului aerodinamic generat de acest tip de ventilator.

În principiu ventilatorul transversal poate înlocui cu deosebit succes ventilatoarele centrifuge dubluaspirante, existente în construcția mașinilor de precurățit și curățit amestecuri cerealiere și alte produse agricole. Realizarea fazelor de proces pe aspirație sau pe refulare presupune cunoașterea în profunzime a influenței tuturor factorilor constructivi și funcționali asupra realizării valorilor necesare indicilor energetici și de calitate ce trebuie realizați.

Pe această direcție, în baza cercetărilor experimentale efectuate și a prelucrării rezultatelor acestora, se pot formula noi considerații de care trebuie să se țină seama în cazul ventilatorului transversal, ce urmează a fi proiectat și realizat pentru o anumită schemă funcțională a unei rețele pneumatice sau a unei mașini agricole de curățat și sortat produse vegetale.

Analizând rezultatele experimentale ce vizează influența unghiului de aspirație α_a asupra structurii câmpului de viteze și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal, când acesta lucrează fără tubulatură de aspirație, au rezultat următoarele constatări:

- valoarea optimă a unghiului de aspirație α_a este cuprinsă între 165° și 180° , în acest domeniu realizându-se câmpuri aerodinamice cu cea mai bună uniformitate de distribuție pe lățimea de lucru a ventilatorului cât și, respectiv, cu cea mai mare valoare a vitezei medii generale;

- întrucât parametrii câmpului aerodinamic realizați la unghiurile de aspirație amintite mai sus au fost stabiliți în urma măsurătorilor efectuate în ultima secțiune de refulare a difuzorului ventilatorului transversal, considerăm că aprecierile ce se pot formula nu pot avea o rigurozitate prea mare deoarece, în cursul curgerii aerului prin rotorul ventilatorului, acesta este supus unor puternice distorsiuni, ceea ce conduce la concluzia că utilizarea ventilatorului transversal în varianta fără tubulatură de aspirație nu este recomandabilă;

- un aspect important ce rezultă în urma experimentării ventilatorului în această variantă constă în aceea că debitul are cea mai ridicată valoare pentru unghiul de aspirație $\alpha_a=180^\circ$, dar coeficientul neuniformității generale η_g a crescut de la valoarea de 18,53 %, cât este pentru cazul în care unghiul de aspirație $\alpha_a=165^\circ$, la 34,81 %.

În ceea ce privește influența zonei de amplasare a ferestrei de aspirație în raport cu poziția turbionului activ asupra structurii câmpului de viteze și a mărimii capacității de aspirație a ventilatorului, experiențele au evidențiat similitudinea cu cele rezultate în urma modelării programate pe calculator.

De asemenea, s-a confirmat încă o dată că în interiorul rotorului, sub influența turbionului activ ce se formează prin recircularea unei părți din aerul aspirat, are loc o ordonare a curgerii aerului, cea ce confirmă posibilitatea de aplicare a legilor curgerii potențiale plane.

Cât privește influența mărimii spațiului interpaletar asupra structurii câmpurilor aerodinamice și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal, rezultatele experimentale evidențiază că cea mai bună uniformitate de distribuție cât și cea mai mare valoare a debitului de aspirație s-a înregistrat pentru ventilatorul transversal cu 28 palete.

Prin efectuarea măsurătorilor asupra intensității câmpului aerodinamic în cele trei zone caracteristice (la intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație, în spațiul gol al rotorului și la ieșirea aerului din zona paletelor de la refulare), a rezultat că intensitatea câmpului aerodinamic crește în mod continuu de la aspirație spre refulare, iar secțiunea de curgere efectivă a acestui câmp scade în mod continuu. În mod concret, s-a constatat că de la o valoare a câmpului aerodinamic de 2,7m /s înregistrată la intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație, în interiorul rotorului ventilatorului aceasta crește la 7,34m/s, iar după imprimarea a încă o dată a energiei pneumatice de către paletele din zona de refulare, la ieșirea din rotor, câmpul aerodinamic a înregistrat o creștere a vitezei medii generale la valoarea de 10,41m/s. Rezultă că ventilatorul transversal funcționează ca o pompă multietajată înregistrând o valoare considerabilă pentru coeficientul de amplificare a intensității câmpului la trecerea aerului prin rotor.

De aici concluzia că în rețelele pneumatice cu fante de refulare de mică secțiune ventilatorul transversal realizează performanțe deosebite în varianta când lucrează pe refulare. Dacă cerințele funcționale de proces sunt satisfăcute la viteze mai mici ale câmpului aerodinamic, dar distribuite pe o secțiune mare de lucru, se preferă ca faza respectivă a procesului de prelucrare să fie plasată pe aspirația ventilatorului.

În ceea ce privește influența mărimii interstițiului dintre peretele inferior al carcasei și rotor în zona de aspirație rezultatele experimentale au arătat că, prin mărirea valorii acestui interstițiu de la $\Delta_1=3\text{mm}$ la $\Delta_2=10\text{mm}$, valoarea vitezelor în secțiunile orizontale inferioare a crescut. De exemplu pentru ventilatorul transversal varianta I la turația de 800 rot./min, în secțiunea V, viteza a crescut de la 3,94m/s la 4,32m/s, iar pe ansamblu viteza medie generală a crescut de la 5,45m/s la 5,60m/s.

Cât privește influența mărimii diametrului d_2 asupra structurii câmpurilor aerodinamice și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal, cercetările experimentale au evidențiat că, cu cât diametrul d_2 este mai mare cu atât valoarea vitezei medii generale crește, uniformitatea de distribuție nu este influențată esențial, în schimb debitul de aspirație crește odată cu creșterea diametrului, respectiv cu turația ventilatorului.

8.2. Analiza rezultatelor la experimentarea ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație

În urma experimentării ventilatorului transversal cu tubulatură de aspirație s-au obținut date ce permit formularea unor aprecieri ce evidențiază avantajele utilizării ventilatorului transversal în această variantă.

Astfel, s-a constatat experimental că turația rotorului are influență fundamentală asupra mărimii debitului de aspirație, iar uniformitatea de curgere depinde de ceilalți factori amintiți până acum, la care adăugăm necesitatea folosirii tuturor posibilităților ce pot influența pozitiv pătrunderea uniformă a aerului în toate zonele tubulaturii de aspirație.

Prezentarea structurii câmpului aerodinamic realizată de ventilatorul transversal, varianta a IV-a la turația de 900 rot/min, la refulare și a celei din tubulatura de aspirație, ne-a permis compararea uniformității acestor câmpuri. Astfel, coeficientul neuniformității generale n_g al câmpului de viteze la refulare este de 25,34 %, față de 8,00 % pentru cazul câmpului aerodinamic din tubulatura de aspirație.

Evitarea impurificării spațiului interpaletar al rotorului ventilatorului transversal cu o serie de componente ale amestecului aspirat presupune în mod obligatoriu ca între tubulatura de aspirație și ventilator să se amplaseze o cameră de sedimentare a impurităților. Prin aceasta se creează posibilitatea ca, la o suprafață mare a ferestrei de aspirație a ventilatorului, aerul cu impurități foarte fine să fie evacuat la viteze mici de deplasare a câmpului.

Cercetările experimentale au evidențiat că există un anumit domeniu al valorilor înălțimii tubulaturii de aspirație sub care debitul de aspirație scade brusc. Astfel, în cadrul standului experimental, s-a constatat că la valori mai mici de 200mm a înălțimii tubulaturii de aspirație debitul instalației scade brusc.

În cazul când schema procesului tehnologic realizată de utilajul proiectat plasează faza de preluare a impurităților fine din amestec după ce acesta a trecut prin alte organe de separare, ventilatorul poate fi utilizat fără camera de sedimentare. O astfel de soluție constructivă impune o anumită configurație a zonei de racordare a tubulaturii la fereastra de aspirație a ventilatorului cât și o anumită poziție a ventilatorului față de tubulatura de aspirație.

Astfel, s-a demonstrat că din cele două variante experimentate, varianta care a asigurat o viteză medie generală a curentului de aer mai mare și implicit un debit de aspirație mai mare a fost cea în care ventilatorul a funcționat în poziția 2, la care axa de simetrie a tubulaturii a fost plasată la un unghi mai mic de $\alpha_a/2$ față de peretele superior, unde se formează turbionul activ al ventilatorului.

Cercetările experimentale au evidențiat faptul că prezența tubulaturii de aspirație aduce, pe de o parte, avantaje în domeniul îmbunătățirii indicilor de calitate ai procesului în schimb, pe de altă parte, prezintă dezavantajul reducerii valorii indicilor energetici, aspecte concrete prezentându-se în paragraful următor.

8.3. Analiza parametrilor funcționali ai ventilatorului în cadrul caracteristicii energetice pe aspirație

Valorile înregistrate de parametrii evidențiați în caracteristica energetică pe aspirație sunt inferioare celor din caracteristica energetică pe refulare. Acest lucru se justifică prin aceea că, în cazul utilizării ventilatorului transversal cu faza de lucru pe refulare, viteza medie a câmpului aerodinamic în secțiunea finală a difuzorului este amplificată aproximativ de trei ori.

Evoluția continuă a curbelor, fără inflexiuni în anumite zone, evidențiază funcționarea stabilă în toate regimurile de funcționare pe aspirație.

Se constată că valoarea maximă a randamentului pneumatic în cazul utilizării ventilatorului pe aspirație atinge valoarea maximă doar de 40% în

comparație cu valoarea de aproximativ 50% înregistrată în cazul ventilatorului transversal ce lucrează pe refulare.

În sprijinul afirmației legate de reducerea randamentului, în figura 7.56 au fost trasate evoluțiile curbelor de consum de putere pentru cazul când ventilatorul aspiră prin tubulatură sau fără tubulatură de aspirație. Se constată că, în cazul utilizării tubulaturii, consumul de putere este mai mare decât cel înregistrat la varianta fără tubulatură.

În comparație cu evoluția curbei randamentului înregistrată în cazul ventilatorului centrifug dublu aspirant (vezi figura 1.4.), domeniul de variație a debitului pentru care randamentul ventilatorului transversal se menține la valori apropiate de valoarea maximă este de câteva ori mai mare, ceea ce confirmă, încă o dată, că înlocuirea ventilatorului centrifug dublu aspirant cu ventilatorul transversal prezintă nu numai avantaje de ordin calitativ ci și avantaje de ordin energetic.

8.4. Analiza situațiilor corespunzător cărora debitul de aer aspirat este maxim

Din cercetările noastre experimentale, cele care ne oferă cele mai multe și concludente date în această direcție, sunt cele legate de influența următorilor factori:

1. Unghiul de aspirație $\alpha_a=180^\circ$ a ventilatorului cu $d_2=280\text{mm}$ și turația $n=1000$ rot/min a determinat obținerea debitului maxim.

2. Zona de amplasare a ferestrei de aspirație în cadrul aceleiași variante de ventilator la turația de 1000 rot/min corespunzător căreia s-a obținut debitul maxim a fost zona I prezentată în figura 5.26.

3. Numărul $z_p=28$ palete pentru ventilatorul cu $d_2=280\text{mm}$ la turația $n=900$ rot/min a determinat obținerea debitului maxim de $32,02\text{m}^3/\text{min}$. Prin reducerea la jumătate a numărului de palete, în aceleași condiții de funcționare, s-a obținut un debit de $24,67\text{m}^3/\text{min}$ ce reprezintă un procent mult mai mare de 50% din debitul maxim.

Având în vedere că prin reducerea la jumătate a numărului de palete se reduce în mod considerabil momentul de inerție al rotorului rezultă că, în situațiile în care debitul realizat cu acest număr de palete este suficient pentru realizarea procesului, se impune alegerea acestei variante.

4. Diametrul exterior d_2 al rotorului influențează în mod direct variația debitului și anume: cu cât acest diametru este mai mare cu atât și debitul este mai mare.

5. Parametrul funcțional care influențează în mod hotărâtor debitul ventilatorului este turația rotorului. Cu cât aceasta este mai mare cu atât debitul este mai mare.

6. În cazul când schema procesului tehnologic, realizat de utilajul proiectat, plasează faza de preluare a impurităților fine din amestec, după ce acesta a trecut prin alte organe de separare, ventilatorul poate fi utilizat fără cameră de sedimentare. Din cercetările noastre experimentale, din multitudinea pozițiilor experimentate, varianta care a asigurat viteza medie generală cea mai mare și cel mai mare debit de aspirație a fost cea care corespunde poziției 2 din figura 5.28.

8.5. Analiza situațiilor corespunzător cărora uniformitatea câmpului aerodinamic aspirat este maximă

Factorii care influențează în mod hotărâtor uniformitatea câmpului aerodinamic sunt în principal aceiași care au fost amintiți și la analiza debitului maxim, numai că regimurile optime pentru acești doi parametri, unul de cantitate (debitul) iar celălalt de calitate (gradul de uniformitate a câmpului aerodinamic), nu se suprapun.

Astfel uniformitatea maximă a câmpului aerodinamic se obține pentru unghiul de aspirație $\alpha_a=165^\circ$ atunci când fereastra de aspirație este plasată în zona a II –a iar rotorul are 28 palete.

Structura câmpului aerodinamic este cea mai uniformă, atât în plan orizontal dar mai ales în plan vertical, pentru valori ale înălțimii tubulaturii de aspirație cuprinse între 120 și 200 mm.

Din figura 7.54 rezultă că regimul optim de funcționare a ventilatorului experimentat, corespunzător căruia atât debitul cât și viteza medie generală a câmpului au valori mari, corespunde înălțimii tubulaturii de aspirație $I_t=200\text{mm}$.

Sinteza valorilor optime ale factorilor care influențează principalul parametru cantitativ (debitul ventilatorului), respectiv principalul parametru calitativ (uniformitatea câmpului aerodinamic), ai ventilatorului transversal cu faza de lucru pe aspirație, este prezentată în tabelul 8.1.

Tabelul 8.1.

Sinteza valorilor optime ale factorilor care influențează debitul și uniformitatea câmpului aerodinamic, realizate de ventilatorul transversal cu faza de lucru pe aspirație

Factori Parametru	Unghiul α_a de aspirație	Zona „Z” de amplasare a ferestrei de aspirație	Număr de palete Z_p	Diametrul „ d_2 ” al rotorului	Turația „n” a rotorului	Prezența tubulaturii	Înălțimea „ I_t ” a tubulaturii
Debitul maxim	180°	Z I	28	Debitul crește cu d_2^3	Debitul crește propor- țional cu n	Influen- țează negativ	250÷400 mm
Uniformita- tea maximă a câmpului aerodina- mic	165°	Z II	28	Influen- țează nesemnifi- cativ	Influ- ențează nesemnifi- cativ	Influen- țează pozitiv	Influen- țează nesemnifi- cativ

Încheiem această succintă analiză cu precizarea că, în comparație cu utilizarea ventilatorului transversal pe refulare, soluția plasării fazei de lucru pe aspirație aduce avantaje de calitate considerabile. În sprijinul acestei afirmații precizăm că, în urma măsurărilor la refulare respectiv la aspirație, coeficientul neuniformității generale n_g al câmpului la refulare este de 25,34% față de 8% pentru neuniformitatea câmpului aerodinamic din tubulatura de aspirație.

CONCLUZII FINALE

În baza studiilor efectuate și a celor prezentate cu ocazia întocmirii acestei teze de doctorat se pot formula următoarele concluzii:

1. Ventilatorul transversal este o realizare tehnico-științifică ce poate revoluționa procesele pneumatice din cadrul rețelelor industriale sau a mașinilor și instalațiilor agricole ce necesită presiuni mici și mijlocii;

2. Datorită particularităților sale constructive și funcționale, integrarea ventilatorului transversal în construcția mașinilor și instalațiilor agricole reprezintă, în faza actuală de perfecționare a tehnologiilor de lucru, principala direcție de modernizare a construcției și funcționării acestei categorii de mașini;

3. Ventilatorul transversal, în comparație cu celelalte tipuri de ventilatoare, prezintă o serie de avantaje ce-l recomandă ca parte componentă de certă perspectivă în schemele constructive ale mașinilor și instalațiilor agricole. Dintre aceste avantaje amintim:

- realizează un câmp aerodinamic plan paralel, bidimensional, uniform repartizat pe lățimea de lucru a difuzorului sau a tubulaturii de aspirație;

- asigură o mai mare compactitate a mașinilor și a instalațiilor în care sunt încorporate;

- forma dreptunghiulară, atât a canalului de refulare cât și a zonei de aspirație, oferă posibilitatea unei îmbinări comode cu rețelele pneumatice ale mașinilor și instalațiilor agro-alimentare;

- poate fi implementat în construcția utilajelor astfel încât să-și desfășoare procesul fie pe refulare fie pe aspirație;

- implementarea ventilatoarelor transversale în cadrul mașinilor agricole de precurățit, curățit și sortat semințe în varianta pe aspirație permite inversarea fazelor tehnologice din procesele executate de actualele mașini, permițând plasarea fazelor de absorbție fină a impurităților la sfârșitul procesului, ceea ce conduce la simplificarea construcției utilajelor, creșterea stabilității și capacității de lucru a acestora.

4. Principalii parametri funcționali ai ventilatorului transversal pot fi influențați prin modificarea parametrilor constructivi ai rotorului și ai carcusei, astfel încât valorile acestora să determine avantaje de ordin calitativ legate de structura câmpului aerodinamic sau de ordin energetic legate de evoluția parametrilor funcționali de bază ce constituie caracteristica energetică a ventilatorului;

5. Studiile teoretice și experimentale efectuate cu ocazia întocmirii acestei teze de doctorat au vizat influența principalilor parametri constructivi și funcționali ai ventilatorului transversal asupra structurii, intensității câmpului de viteze și a capacității de aspirație a acestuia;

6. În cazul când ventilatorul transversal lucrează pe aspirație apar anumite situații particulare ce au fost studiate experimental atât în varianta cu tubulatură de aspirație cât și în varianta fără tubulatură de aspirație;

7. Rezultatele reieșite în urma studiilor teoretice și cercetărilor experimentale, ocazionate de întocmirea acestei teze de doctorat, aduc date noi în legătură cu funcționarea pe aspirație a acestui tip de ventilator, date ce nu au putut fi găsite nici în literatura de peste hotare și nici în literatura de specialitate din țara noastră;

8. Cercetările experimentale au confirmat valabilitatea concluziilor stabilite înaintea efectuării acestor experiențe prin modelarea pe calculator a procesului realizat de acest tip de ventilator. Dacă din studiul efectuat cu ocazia modelării pe calculator s-au putut trage concluzii ferme în legătură cu direcțiile de evoluție a diverselor faze ale procesului realizat de ventilatorul transversal, experimentul a pus la dispoziție date concrete privind variația parametrilor cercetați pe aceste direcții;

9. Cercetările experimentale efectuate pe stand au permis stabilirea următoarelor concluzii fundamentale:

- realizarea de exemplare de ventilatoare transversale la care faza activă se efectuează pe aspirație și nu pe refulare reprezintă o posibilitate de lărgire în și mai mare măsură a domeniului de exploatare a ventilatoarelor transversale;

- diferențele mari între valorile câmpului aerodinamic, realizate de ventilatorul transversal în zona de aspirație, și respectiv, în zona de refulare, justifică necesitatea abordării unor astfel de cercetări în vederea optimizării regimului de funcționare a acestui tip de ventilator în cadrul instalațiilor de joasă și medie presiune;

- evoluția valorilor câmpului de viteze înregistrate la aspirație, respectiv la refulare, confirmă aprecierea că acest tip de ventilator funcționează ca o pompă multietajată;

- uniformitatea superioară ce se obține în repartitia câmpului de viteze în cadrul lucrului pe aspirație față de realizarea aceleași faze de proces pe refulare recomandă ca atunci când calitatea de uniformitate a câmpului este determinantă, pentru desfășurarea procesului realizat, acesta să fie executat pe ramura de aspirație a ventilatorului, cu sau fără tubulatură de aspirație, după cum structura constructiv-funcțională a rețelei o impune;

- este cert faptul că, pentru a realiza pe aspirație aceleași valori ale vitezelor ca la refulare, rotorul ventilatorului trebuie să funcționeze la turații mult mai ridicate, ceea ce atrage un consum suplimentar de energie dar și o îmbunătățire suplimentară a procesului realizat;

10. Structura standului, aparatele și dispozitivele utilizate cât și metoda experimentală aplicată, confirmă faptul că s-au creat premisele desfășurării unor experimente normale ce au permis reliefația variației parametrilor funcționali în mod corect;

11. Proiectarea și execuția efectivă a unui ventilator transversal este mai complexă decât cea înregistrată în mod similar pentru ventilatoarele centrifuge sau axiale, iar lipsa unor studii și cercetări indigene, sistematice, din literatura noastră de specialitate, determină rețineri serioase din partea celor îndreptățiți să implementeze acest tip de ventilator în construcția de mașini și cu precădere în construcția de mașini agricole.

12. Rezultatele acestei cercetări științifice pot constitui un bagaj important de date pentru proiectanții de mașini agricole de curățit și sortat amestecuri vegetale în variante mai simple și mai eficiente tehnologic;

Exprimăm, în final, convingerea că, prin eforturile ce le-am depus cu ocazia finalizării acestor cercetări, am adus o modestă contribuție la elucidarea unor necunoscute din domeniul construcției și funcționării ventilatorului transversal și că valorificarea rezultatelor acestor cercetări va impulsiona procesul de implementare a ventilatorului transversal în rețelele pneumatice de joasă și medie presiune și, mai ales, în construcția mașinilor agricole care folosesc câmpul aerodinamic.

CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI RECOMANDĂRI

Efectuarea unei cercetări în acest domeniu cu un grad ridicat de dificultate în explorarea câmpului de viteze realizat de ventilatorul transversal în cazul când fazele de proces sunt realizate pe aspirație a ridicat multiple dificultăți, dar, în același timp, s-a oferit și posibilitatea aducerii unor contribuții personale, atât sub aspect teoretic cât mai ales în compartimentul cercetărilor experimentale ale tezei.

Cercetarea posibilităților și a tuturor aspectelor care apar și influențează capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal s-a efectuat pentru prima dată în țara noastră cu ocazia întocmirii acestei teze de doctorat.

Dintre contribuțiile teoretice aduse cu ocazia elaborării acestei lucrări se precizează în mod deosebit următoarele:

- contribuții la proiectarea discurilor profilate pentru fixarea paletelor;
- contribuții la definitivarea bazei teoretice pentru profilarea paletelor;
- sistematizarea rezultatelor studiilor asupra factorilor ce influențează debitul ventilatorului transversal;
- contribuții la exprimarea pe cale teoretică a dependenței $p=f(Q)$, în cazul când ventilatorul transversal realizează procesul de lucru pe aspirație.

Cu ocazia efectuării cercetărilor pe această temă s-au adus importante contribuții atât la definitivarea metodicii experimentale cât și la conceperea structurii standului și a modului de efectuare a experiențelor.

S-au efectuat în premieră măsurători ale distribuției câmpului de viteze în interiorul rotorului, contribuind în acest fel la elucidarea unor faze necunoscute ale evoluțiilor ce au loc la curgerea aerului prin spațiul nepaletat al rotorului.

De asemenea, conceperea și realizarea dispozitivului port-sondă, capabil să permită efectuarea de măsurători privind variația câmpului aerodinamic înainte de intrarea aerului în zona paletelor de la aspirație, în spațiul gol al rotorului precum și imediat după ieșirea aerului din zona paletelor de la refulare, reprezintă o soluție strict originală.

Principalele rezultate ale acestei cercetări au fost concretizate în stabilirea influenței mărimii unghiului de aspirație, a zonei de amplasare a ferestrei de aspirație în raport cu poziția turbionului activ, a mărimii spațiului interpaletar, a mărimii diametrului exterior al rotorului, a turației rotorului ventilatorului când lucrează cu sau fără tubulatură de aspirație respectiv cu sau fără cameră de sedimentare, precum și a influențelor care apar în cazul utilizării tubulaturii de aspirație asupra intensității, structurii câmpului aerodinamic și a capacității de aspirație a ventilatorului transversal.

Rezultatele obținute în urma acestor cercetări experimentale au permis prezentarea pentru prima dată în literatura de specialitate a caracteristicii energetice pe aspirație pentru ventilatorul transversal.

Principiul constructiv și funcțional al ventilatorului transversal oferă posibilități multiple de organizare a condițiilor de curgere a aerului de-a lungul traseului prin organele acestui tip de ventilator. Dintre acestea, considerăm că aspecte legate de optimizarea procesului de lucru pe aspirație mai are secrete neelucidate.

Printre cercetările ce le propunem a fi abordate de către alți cercetători interesați de acest domeniu, numim: studierea influenței pe care ar avea-o plasarea în zona de aspirație a unei rețele de jaluzele cu poziție reglabilă în scopul uniformizării, în și mai mare măsură, a câmpului aerodinamic la aspirație și respectiv eliminarea influenței negative a turbionului activ asupra capacității de aspirație a ventilatorului transversal.

BIBLIOGRAFIE

1. Albu Monica, Mini ghid pentru elaborarea lucrărilor științifice, Editura Clasiu, Cluj-Napoca, 1999
2. Anghel A., Bărglăzan M., Mihailovici A., Santău I. *Lucrări de laborator „Mecanica fluidelor – Mașini hidraulice”* Institutul Politehnic Timișoara 1965
3. Anton I., „Relațiuni pentru determinarea dimensiunilor optime la ventilatoarele centrifugale”. Buletinul Științific și tehnic I.P.T. Tom 1(15) Fasc.2, 1959
4. Anton I., Anghel A., „Studiul câmpurilor de presiuni și viteze în tuburile de aspirație ale turbinelor hidraulice” Buletinul Științific și tehnic I.P.T. 1969
5. Anton I., Anton V., Preda I., Popoviciu M. *Verificarea legilor de similitudine la ventilatoarele axiale*. Buletinul Științific și tehnic I.P.T. Tom 2(16) Fasc 1-1957
6. Anton V, Popoviciu M, Fitero I, *Hidraulică și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, 1978
7. Arjanicov N.S., Malțev V.N. „Aerodinamica” Editura Tehnică, București, 1954
8. Backer G. *Kulturspezifische Berwertung von Spruhgeblasen im Weinbau, Z. Internaționale Symposium zu Technik im Obstund Weinbau, Stuttgart 10-11 mai 2004*
9. Banu Constantin coordonator, *Manualul inginerului de industrie alimentară, Vol. I și II*, Editura Tehnică, București 1999
10. Bărglăzan A. „Mașini hidraulice”. Lito I.P.T.1952
11. Bărglăzan A, Anton I, Anton V, Preda I - *Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice* Editura Tehnică -București 1959
12. Bărglăzan Mircea, Măsurări hidraulice și pneumatice, Universitatea Tehnică Timișoara Facultatea de Mecanică, Catedra de Mașini Hidraulice, Timișoara 1992

13. Bruno Eck, *Ventilatoren*, Springer Verlag Berlin Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, Budapesta 1991
14. Butakov S. E. *Canale de aer și ventilatoare* I. D. T. -București 1960
15. Carafoli E. Oroveanu I., „Mecanica fluidelor”. vol.I. și II Editura Acad. R.P.R., București 1952-1955
16. Căproiu Șt, Ștefan C-tin – *Considerații teoretice privind folosirea ventilatorului transversal la combinele de cereale. Studiu și cercetări de mecanică agricolă* Vol. 5, Nr. 2 București 1970
17. Căproiu Șt, Ștefan C-tin. – *Contribuții la realizarea unui ventilator transversal pentru combinele de cereale păioase. Studiu și cercetări de mecanică agricolă*, vol. 5, Nr. 2, M.A.I.A.S.A.R.S.R. 1971
18. Chelemen I. *Studiul parametrilor tocătorului aruncător de la combinele de siloz, folosind principiul ventilatorului transversal*. Lucrare trimisă la I.P.T.V. Timișoara și înregistrată sub nr. 9509/10 iulie 1979
19. Cioc D., „Mecanica fluidelor”. Editura Didactică și Pedagogică” București, 1967
20. Cooper G. F. *Combine shaker shoe pervormance*. Paper No. 66-607 Presented at the ASAE Winter Meeting, Chicago, I11 december 1966
21. Costoicichin V.N., „Instalații de triaj prin aspirație și refulare la centralele termoelectrice. Ventilatoare”. Editura Energetică de Stat, București 1963
22. De Fries, J. R. *66 Jahre Querstron ventilator* Berichte Nr. 38. 1959
23. Enarev F.V. și colaboratorii *Probleme legate de alegerea ventilatoarelor centrifuge*. Revistă (L. Rusă) Tractoare și mașini agricole Nr. 10/1970 Moskova
24. Finkbeiner Theo *Untersuchungen an Mahdrescher Reinigungs geblasen Institut fur landtechnik Stuttgrat – Hohenheim im Landtechnische Forschung* 16 Nr. 3 1966
25. Fitero I, Gyulai F, Anton V, Carte I, *Unele considerații privind calculul și construcția ventilatoarelor. Conferința de mașini hidraulice*, Tom 3, 1985
26. Fitero I. *Studiul tehnic pentru standul de încercat ventilatoare*. I.M.A.I.A. Oradea 1982.
27. Fitero I., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice* Îndrumător de laborator Litografia IPT, 1983

28. Florea Julieta și colaboratorii, *Dinamica fluidelor polifazice și aplicațiile ei tehnice*, Editura Tehnică, București, 1987
29. Fuzy Oliver, „Vizgepek”, Taukouyviado, Budapest, 1953
30. Gherghi A. *Păstrarea produselor horticole*, Editura Ceres, București, 1979
31. Grigoriev M.S. și colaboratorii *Lucrări practice de laborator (Indicații metodice și de conducere)* (L. Rusă) Institutul de Mașini Agricole din Leningrad Catedra de Mașini agricole Leningrad – Pușkin 1972
32. Gyulai F, Fitero I, Pavelescu M. *Studiul tehnic privind cercetarea parametrilor principali de tipizare în vederea asimilării de noi tipuri de ventilatoare*. Protocol CUARIC -București 1974.
33. Gyulai F,. *Pompe, ventilatoare, compresoare Vol I și II*, I.P.T.V, Timișoara, 1983
34. Homenko I.V. Issledovanie aerodinamiki izmeliciaiusce-transportruinscego apparata kombaina K.S. -1,8 na zagotovke senaja. Traktorî i selihozmașinî Nr. 9/1970
35. Ilberg, H and Sadeh W.Z., *Flow theory and performance of tangențial fans*. Instit. Mech. Engrs. Proc. 180, Part. 1, No. 19, 1965-1966
36. Indre Ioan *Lucrare metodico-științifică pentru obținerea gradului didactic I*, Beiuș 2003
37. Indre Ioan Studii asupra stadiului de perfecționare și a performanțelor realizate de ventilatoarele transversale destinate mașinilor și instalațiilor agricole, Referat numărul 1, Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Management în Producție și Transporturi, Timișoara 2004
38. Indre Ioan Contribuții teoretice la studiul procesului de aspirație al ventilatorului transversal destinat mașinilor și instalațiilor agricole, Referat numărul 2, Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Management în Producție și Transporturi, Timișoara 2005
39. Indre Ioan, Tărcăet Radu, Ștefan Constantin, *The transversal ventilator, generating of ideal aerodynamic field for agricultural machinery of garvesting and conditioned. Al VII Simpozion Internațional „Tinerii și cercetarea multidisciplinară”. România-Serbia-Muntenegro-Ungaria-Bulgaria-Grecia. 22-23 Septembrie 2005* Reșița, România

40. Indre Ioan Marcel, Cercetări experimentale parțiale asupra factorilor constructivi și funcționali care influențează fundamental procesul de aspirație al ventilatorului transversal, Referat numărul 3, Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Management în Producție și Transporturi, Timișoara 2005
41. Indre Ioan Marcel Theoretical considerations and experimental results concerning the blade structure of the cross-flow fans impellers, Proceedings of the International Conference „Research People and Actual Tasks on Multidisciplinary Sciences, Lozenec, Bulgaria 6-8 June, 2007
42. Jianu S. *Contribuții privind Implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice*, Rezumatul tezei de doctorat Universitatea Politehnica Timișoara 2003
43. Klețkina I.M: *Manualul constructorului de mașini agricole, Vol I (lb. rusă)*. Editura Mașinostronie, Moskova 1957.
44. Korovkin A.G. și colaboratorii *Ventilatoare diametrale pentru mașini agricole*. Revista (L. Rusă) Mecanizarea și electrificarea agriculturii Nr. 12/1978 Moskova
45. Kremnev A, Stepanov E. : Agregatul pentru curățit semințe ZAV-25 (lb. rusă) Rev. Mecanizarea agriculturii nr. 8, 1986 Moscova.
46. Kuznețov I.N. *Profilarea paletelor rotorului pentru zdrobitoarele cu ciocane*. Mecanizarea proceselor de producție în zootehnie. Vol 230 (L. Rusă) Leningrad – Pușkin, 1974
47. Lazzaroto L. and all: *On cross flow fan similarity: Efect of casing shape*; Journal of fluid engineering, September 2001, vol 123/523
48. Luzanov E.M, Vasiliev N.K. *K izîskaniu aerodinamiceskoi skemî ventilatora kombaina Rostov R.S.M. -10 Z.L.S.X.I. -Tom 93 -Leningrad 1963.*
49. Manea C-tin, „Unități de măsură”. Editura Militară, București 1968
50. Marinescu Al., Metode, aparate și instalații de măsură în aeromecanică. Editura Acad. R.S.R., București, 1970
51. Martin G., Klemm T., Numerical and experimental investigation of cross flow fans, Conference on modelling fluid flow, Budapest, Hungary, September 3-6 2003

52. Mateescu Cristea, „Hidraulica”. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1963
53. Mănișor P, Bria N. Roxandra C. Florescu C. „Mașini și instalații pentru uscarea și condiționarea produselor agricole”. Editura Agro-Silvică, București 1967
54. Melnikov V.S., Kuznețov I. N *Alegerea tipului de paletă pentru rotoarele ventilatoarelor agregatelor de zdrobit* A.V.M. Mecanizarea proceselor de producție în zootehnie. Vol. 230 (Limba rusă) Leningrad – Pușkin, 1974
55. Mery, K. A. *An unusual type of blower; transverse – flow fan*. Product Engineering 34; 1963
56. Nicolescu L.I. *Matematici pentru ingineri*, vol. I, Editura Tehnică, București 1969
57. Pavel D. *Mașini hidraulice*, Editura Energetică, București 1964
58. Pavlick G. R. *Suggestions on field testing of fan. performance* Industrial Heating 34, 1967
59. Penescu T., Petrescu V. *Măsurarea presiunii în tehnică*, Editura Tehnică, București 1968
60. Povh I.L. *Aerodinamiceskii experiment v mașinostroenii Mașghiz*, Moskva 1959
61. Proștean G., Ștefan C., Indre Ioan and Belgiu G. *Posibilities of construction improvement for the cross-flow fan operation optimization*. Academic Jurnal of Manufacturing Engineering Volume 5, Number 3/2007
62. Quik G.R. *On the use of cross flow fans in grain harvesting machinery*, A.S.A.E. Chicago 1969
63. Reinders H. *Das Querstromgeblase ein Problem der Luftertechnik. [The Cross-Flow Fan: a problem in ventilation technology.]* heizung, Lufttung, Haustechnik 7, No. 5:88 1956
64. Rodionov N.N. *Procedee grafico-analitice pentru construirea profilelor suprafeței dinților de lucru de la aparatele de treierat. Lucrări științifice de mașini agricole*. Volumul III Fascicolul 1. Institutul de ingineri pentru agricultură Moskova 1966
65. Săplăcan L., Buzea I, coordonatori, *Îndrumătorul mecanicului agricol*, Editura „Ceres” București, 1971

66. Semen V, Ștefan C, *Cu privire la unele variante de implementare a ventilatorului transversal în construcția mașinilor de precurățat semințe. Lucrările simpozionului Probleme actuale de mecanică agricolă*, Facultatea de Mecanică Agricolă, Timișoara 1991
67. Setianu I. și colaboratorii, *Mecanica fluidelor și sisteme hidraulice*, Editura Tehnică, București, 1998
68. Sîciugov N.P, Burcov A.I, Zolobov N.V, Gabelikovskii N.I, Gehtman N.N. *Zamknuție pneumosistemî semocistitelniș mașin. Traktorî i seliskohozeastvenniē mașin. 8/88 Moskva.*
69. Sîciugov N.P. *Calculul și proiectarea ventilatoarelor transversale prin metode grafo-analitice* Revista (L. Rusă) Tractoare și mașini agricole Nr. 5/1977 Moskova
70. Sîciugov N.P. *Cu privire la modelarea în vederea proiectării, a ventilatoarelor transversale* Revistă (L. Rusă) Tractoare și mașini agricole Nr. 1/1972 Moskova
71. Sîciugov N.P. *Diametralinîe ventilatorî dlia seliskohozeastvcnnîș mașin. Mehanizația i electrifikația S.X. 8/1970.*
72. Sîciugov N.P. *Folosirea ventilatoarelor transversale în sistemele pneumatice închise ale mașinilor de curățat semințe.* Revistă (L. Rusă) Tractoare și mașini agricole Nr. 2/1981 Moskova
73. Sîciugov N.P. *O forme corpura diametralînayo ventilatoro*, Z.L.S.X.I.tom 96, Leningrad 1965
74. Sîciugov N.P. *Reglarea regimului de funcționare al ventilatoarelor transversale* revistă (L. Rusă) Tractoare și mașini agricole Nr. 1/1974 Moskova
75. Sîciugov N.P. *Utilizarea metodelor matematice la planificarea experimentelor necesare studierii și proiectării ventilatoarelor transversale* Revistă (L. Rusă) Tractoare și mașini agricole Nr. 2/1975 Moskova
76. Sîciugov N.P. *Ventilatoare transversale cu rotoare cu număr mic de palete.* Revista (L. Rusă) Tractoare și mașini agricole Nr. 2/1971 Moskova
77. Sîciugov N.P. *Vlianie cislă lopatok na rabotu diametralînoyo ventilatora.* Z.L.S.X.I. -Tom 108 -Leningrad 1966

78. Sîciugov N.P., Burcov A.I. *Primenenie diametralnîh vntilialorov v zamknutih pneumosisteniah zernoocislitelnih maşin. Traktorî i selihozmaşinî* 2/81 Moskva
79. Sîciugov N.P., Burcov AJ, Grabelîkovskii N.I. *Regulirovanie skorosli vozduhav zamknutoi pneumosistemoi. Traktorî i selihozmaşinî* 10/82 Moskva.
80. Slăvescu Mihnea, *Erorile de măsurare la ventilatoare, Construcţii de maşini nr. 6/1967, Bucureşti*
81. Ştefan C, Glăvan Ş *Studii pentru fundamentarea teoretică a valorii razei cavităţii de captare a turbionului ce dirijează curgerea aerului în rotorul ventilatorului transversal. Bul. Şt. şi tehn-Vol 32(46) -I.P.T.V.-Timişoara 1987;*
82. Ştefan C. *Cercetări experimentale pentru stabilirea parametrilor constructivi şi funcţionali ai rotorului ventilatorului transversal, destinat maşinilor de curăţit seminţe. Buletin tehnico-informativ Nr. 2-3/1987 MIA şi APA. Oficiul pentru tehnologia şi controlul calităţii cerealelor şi plantelor tehnice -Bucureşti.*
83. Ştefan C. *Cercetări experimentale pentru stabilirea parametrilor constructivi şi funcţionali ai carcasei ventilatorului transversal, destinat maşinilor de curăţit seminţe. Buletin tehnico-informativ Nr. 2-3/1987 MIA şi APA. Oficiul pentru tehnologia şi controlul calităţii cerealelor şi plantelor tehnice -Bucureşti*
84. Ştefan C. ş.a., *Cercetări teoretice şi experimentale privind realizarea unei maşini de curăţit seminţe folosind ca generator de câmp aerodinamic ventilatorul transversal. Lucrările Sesiunii Internaţionale de comunicări ştiinţifice F.U.A.C.R. Timişoara 8-9 decembrie 1995*
85. Ştefan C. *Ventilatorul transversal şi perspectiva folosirii acestuia în construcţia maşinilor de curăţit seminţe cu mare lăţime de lucru. Buletin tehnico-informativ Nr. 1/1987 MIA şi APA Oficiul pentru tehnologia şi controlul calităţii cerealelor şi plantelor tehnice Bucureşti.*
86. Ştefan Constantin *Contribuţii teoretice şi experimentale privind distribuirea uniformă a câmpului aerodinamic realizat de ventilatoarele combinelor de cereale în camera de curăţire. Teză de doctorat. I.P. „Traian Vuia” Timişoara 1972*

87. Ștefan Constantin Stadiul cercetărilor științifice privind construcția, funcționarea și implementarea ventilatorului transversal în rețelele pneumatice. Manuscris, Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Mecanică, Catedra de Ingineria Transporturilor, ianuarie 2005
88. Ștefan Constantin, Bungescu S, Florea Gh, *Spre un nou generator de câmp aerodinamic în pneumatica unor mașini și instalații agro-alimentare* *Lucrare științifică* *Lucrările celui de al IV-lea Simpozion Internațional „Cercetarea multidisciplinară regională”* Timișoara 2001
89. Ștefan Constantin *Utilaje pentru prelucrarea primară și păstrarea produselor agricole*, I.P. TV Timișoara 1985
90. Ștefan Constantin, *Cercetări teoretice și experimentale privind distribuția uniformă a câmpului aerodinamic și a semințelor în camera de curățire a unei vânturători de mare capacitate*, Universitatea Tehnică Timișoara 1983
91. Ștefan Constantin, Fitero Ioan, Bungescu Sorin: *Contribution a l'essa des modeles experimentaux des ventilateurs transversaux* *Buletin științific al UPT, Seria Mecanică*, Tom 48(62), Fasc.1, 2003
92. Ștefan Constantin, Fitero Ioan, *Ventilatorul transversal în tehnica agricolă*, Editura Politehnică Timișoara 1998
93. Ștefan Constantin, Iancului Dumitru, *Utilaje pentru prelucrarea primară și păstrarea produselor agricole*, Litorafiat, I.P.T.V. Timișoara 1980
94. Tănăsescu M. și colaboratorii *Măsurări tehnice* Editura Aramis Print București, 2005
95. Tărcăet Radu, Indre Ioan Marcel, Ștefan Constantin *Studies as concerns the modernization of the processes archived by the equipments used at the processing of the cereal mixtures. Al VII Simpozion Internațional „Tinerii și cercetarea multidisciplinară”. România-Serbia&Muntenegru-Ungaria-Bulgaria-Grecia. 22-23 Septembrie 2005* Reșița, România
96. Tramposch, H. *Cross-flow fan*. Unpublished ASME Paper No. 64-WA/FE 26. Presented at ASME Winter Anual Meeting, Fluids Engineering Division, New Yorg. Nov.1964
97. Tsurusaki H. and all: *Visualisation measurement and numerical analysis of internal flow in cross-flow fan*, *Journal of fluid Engineering*, September 1997, vol 119/633

98. Turbin B. G, *O diametralion ventilatore* Z.L.S.H.I. Tom 93 Leningrad 1963
99. Turbin B.G, Sîciugov NP. *K teorii diametralinogo ventilatora*. Z.I.S.H.I. Tom 96 Leningrad 1965.
100. Turbin B.G. *Elaborarea teoriei și perfecționarea construcției ventilatoarelor agricole*. Revista (L. Rusă): Mecanizarea și electrificarea agriculturii Nr. 1/1968 Moskova
101. Turbin B.G. *Razrabolka teorii i soveršenstvovanie konsrukții soliskohozeistvennîh ventilaiorov. Mehanizatia i electrificația soșialisticeskogo seliskogo hozeaistva* 1/1968.
102. Turbin B.G. Sîciugov N.P. *Studiul teoretic al curgerii aerului prin rotorul ventilatorului transversal*. Z.L.S.H.I. Tom 119 Fascicula 1, Leningrad 1968
103. Turbin B.G; Sîciugov N.P. *K analizu robotî diametralinogo ventilatora*. Z.L.S.H.I. Tom 108 –Leningrad 1966
104. Țitkin S.I. *Ventilatoare și aspiratoare*, Editura Tehnică, București 1958
105. Vasilescu A.A, Andrei I.V. *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*. Universitatea din Galați 1984.
106. Vasiliev N.K. *K analizu konstrukții ventilatorov zarubejnîh zernouborocinîh kombainov* Z.L.S.I. Tom. 88, Selhozizdat, 1962
107. Vîlcovici V., Bălan St., Voinea R. *Mecanica teoretică*, Editura Tehnică, București 1968
108. Voicu V., *Aparate de măsură și încercare tehnică a instalațiilor de ventilare*, Editura C.C.S. București, 1956
109. Walter Stahl, Bungescu Sorin, *Mașini pentru aplicarea prin stropire a tratamentelor fitosanitare în plantațiile de pomi, viță de vie și pepiniere silvice* Editura Agroprint Timișoara 2004
110. *** Conferința națională cu participare Internațională, Autovehiculul, mediul și mașina agricolă, AMMA 2002
111. *** Dicționar de mecanică agricolă, Editura Ceres, București 1972
112. *** "Ganz-Banki wasserturbinen", Komplex Budapest
113. *** M.A.I.A. Reviste de specialitate
114. *** Manuale de utilizare C.F.X.

115. *** Manualul constructorului de mașini agricole vol I și II Editura Tehnică, București 1963-1964
116. *** Măsurarea presiunii, vitezei și debitului cu tubul Pitot -Prandtl. Metoda de măsurare. STAS 6563 -83.
117. *** „Manualul inginerului”, vol.I și II. Editura Tehnică, București 1965-1966
118. *** Noi ventilatoare cu randament ridicat (culegere de articole). Moskva 1957
119. *** , Prospecte: Case Internațional 1994, Topliner; Deutz-Fahr; Holder, Marot
120. *** Prima conferință cu participare internațională a mileniului, Autovehiculul, siguranță, confort și fiabilitate, SMAT 2001, Craiova Noiembrie 2001
121. *** , Recomandation pour les essai de ventilateurs, Societe Belge des mecaniciens Bruxelles 1958
122. *** Ventilateur a courant d’air uniforme pour moissonneuse battouse Bull offic. propr. industr. au 11 nr. 20 Franța mai 1970
123. *** Ventilatoare Terminologie și clasificare STAS 7465-66
124. <http://www.eucania.com/2004/tangential.htm>
125. <http://www.fluent.com/solutions/hvac>
126. <http://www.freepatentsonline.com>