



Proiect cofinanțat din Fondul Social European prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013

**Investește în oameni!**

**Proiect InnoRESEARCH - POSDRU/159/1.5/S/132395**

*Burse doctorale și postdoctorale în sprijinul inovării și competitivității în cercetare*

**UNIVERSITATEA EFTIMIE MURGU DIN REȘIȚA**  
**Facultatea de Inginerie și Management**  
Departamentul de Mecanică și Ingineria Materialelor

Nr. Decizie Senat 300 din 30.07.2015

# TEZĂ DE DOCTORAT

*Cercetări teoretice și experimentale asupra discului biplan al unei vane fluture în vederea creșterii performanțelor energetice ale vanei*

*Theoretical and experimental researches on the butterfly valve biplane disk to increase the energy performances of the valve*

**Autor: ing. Periș-Bendu Florin**

**Conducător de doctorat: Prof. univ.dr.ing. Dorian Nedelcu**

**Prof. univ.dr.ing. Constantin Viorel Câmpian**

## COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. univ.dr.ing. Doina Frunzăverde	de la	Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița
Conducător de doctorat	Prof. univ.dr.ing. Dorian Nedelcu	de la	Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița
	Prof. univ.dr.ing. Constantin Viorel Câmpian	de la	Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița
Referent	Prof. univ.dr.ing. Ilare Bordeașu	de la	Universitatea "Politehnica" din Timișoara
Referent	Prof. univ.dr.ing. Liviu Vaida	de la	Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Referent	Prof. univ.dr.ing. Gilbert Rainer Gillich	de la	Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița

Reșița

## PREFATĂ

Prezenta teză de doctorat intitulată “*Cercetări teoretice și experimentale asupra discului biplan al unei vane fluture în vederea creșterii performanțelor energetice ale vanei*” constituie o sinteză a activității de cercetare teoretică și experimentală realizată de către autor, referitor la concepția unei noi soluții constructive a discului biplan care echipează o vană fluture, în scopul creșterii performanțelor hidrodinamice ale acesteia. Teza abordează etape definitorii ale unei cercetări: studiu bibliografic, calcule analitice, proiectare, execuție, cercetări experimentale.

Teza debutează cu prezenta **Prefață**, cu un **Cuprins** urmat de **Listă figuri**, **Listă tabele** și **Listă notații**.

**Capitolul 1** sintetizează stadiul actual al cercetărilor în domeniul vanelor. În acest capitol sunt analizate aspecte referitoare la elementele componente, domeniile de utilizare, soluțiile constructive și clasificarea acestora în funcție de mai multe criterii, studiul bibliografic fiind axat pe aria vanelor fluture.

**Capitolul 2** ilustrează obiectivele tezei de doctorat.

**Capitolul 3** cuprinde în principal efectuarea calculelor prin simulare numerică pentru parametrii hidrodinamici ai vanei fluture echipată cu trei variante constructive de disc biplan, în acest sens fiind determinate distribuția presiunilor, a vitezelor, traiectoriile curgerii, valorile pentru coeficienții de rezistență hidraulică și de cavitație, totodată fiind prezentate și valorile obținute pentru forțele și momentul hidraulic care acționează asupra vanei în timpul funcționării. Simularea numerică este elaborată folosind modulul Flow Simulation al platformei de proiectare SolidWorks, iar rezultatul final al acestui calcul constă în selectarea celei mai performante variante constructive a discului biplan, ținând cont de parametrii hidrodinamici analizați. Ultima parte este dedicată analizei prin simulare numerică a vanei din punct de vedere al stărilor de tensiuni și deformații care apar la nivelul vanei fluture datorită solicitărilor determinate anterior, folosind programul ANSYS.

**Capitolul 4** este axat pe cercetările experimentale realizate pe model pentru confirmarea rezultatelor obținute după elaborarea calculelor. Acest capitol debutează cu descrierea standului de încercări al firmei S.C. HYDRO-ENGINEERING S.A. Reșița și continuă cu prezentarea variantei constructive pentru modelul vanei pe care au fost realizate cercetările experimentale și cu descrierea soluției folosite pentru încadrarea acestuia în stand. Ultimele subcapitole prezintă rezultatele obținute pentru parametrii hidrodinamici ai vanei fluture echipată cu varianta de disc biplan selectată, în urma realizării cercetărilor experimentale.

**Capitolul 5** prezintă calculul analitic referitor la parametrii funcționali al vanei fluture prototip echipată cu discul biplan în varianta constructivă aleasă, luând în considerare rezultatele cercetărilor experimentale cu privire la valorile determinate pentru coeficienții care definesc performanțele hidrodinamice. Ultimul subcapitol este dedicat calcului analitic al discului din punct de vedere al rezistenței.

**Capitolul 6** prezintă concluzii finale și contribuții personale, direcții viitoare de cercetare și diseminarea rezultatelor.

Teza se încheie cu **Bibliografie** și **CV**-ul autorului.

Teza se întinde pe 181 pagini și conține: 240 figuri (inclusiv poze), 48 tabele, 97 relații și 124 referințe bibliografice.

Primul cuvânt de mulțumire îl adresez cu profundă recunoștință domnilor prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU și prof. univ. dr. ing. Constantin Viorel CÂMPIAN care, în calitatea dumnealor de conducători științifici și făcând dovada unui înalt profesionalism, mi-au îndrumat permanent



*Cercetări teoretice și experimentale asupra discului biplan al unei vane flutură în vederea creșterii performanțelor energetice ale vanei*

pașii în munca de cercetare desfășurată în cadrul tezei și au fost un sprijin permanent pe tot parcursul elaborării tezei de doctorat.

Un cuvânt de caldă mulțumire doresc să adresez domnilor prof. univ. dr. ing. Ilare BORDEAȘU din cadrul Universității “Politehnica” din Timișoara, prof. univ. dr. ing. Liviu VAIDA de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca respectiv domnului prof. univ. dr. ing. Gilbert-Rainer GILLICH din cadrul Universității “Eftimie Murgu” din Reșița, care m-au onorat acceptând să facă parte din comisia de doctorat.

Adresez mulțumiri, domnilor profesori din cadrul Universității “Eftimie Murgu” din Reșița care au participat la examenele și referatele susținute, aducând observații și sugestii utile în vederea îmbunătățirii conținutului tezei: prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU; prof. univ. dr. ing. Constantin Viorel CÂMPIAN; prof. univ. dr. ing. Gilbert-Rainer GILLICH; conf. univ. Călin Micloșină.

O pleiadă de mulțumiri doresc să adresez colegilor din cadrul S.C. HYDRO-ENGINEERING S.A. Reșița, care m-au susținut în toată perioada aferentă elaborării tezei: d-lui Director General Adrian PREDA pentru acceptul de a efectua cercetările experimentale pe stand, d-lui Director Tehnic Zeno PRAISACH, d-lui ing. Adrian HOPOTĂ și d-lui ing. Daniel BOBOȘ pentru colaborarea și suportul tehnic oferit în toate etapele parcurse.

Mulțumesc conducerii Universității „Eftimie Murgu” din Reșița, d-nei rector prof. dr. ing. Doina Frunzăverde și Centrului de Elaborare și Management al Proiectelor de Dezvoltare Instituțională POSDRU din cadrul Universității “Politehnica” din București, pentru suportul acordat pe parcursul studiilor doctorale.

*Rezultatele prezentate în teza de doctorat au fost obținute cu sprijinul Ministerului Fondurilor Europene prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/159/1.5/S/132395, program desfășurat sub egida Universității „Politehnica” din București în cooperare cu Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița.*

În final, dar în mod sigur nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc familiei mele pentru înțelegerea și sprijinul care mi le-au acordat pe întreg parcursul elaborării tezei de doctorat. Doresc să-i asigur că mi-au acordat cel mai important sprijin, motiv pentru care țin să le adresez tuturor cele mai calde sentimente de iubire, considerație și respect.

Reșița, 2015  
Drd. ing. Florin PERIȘ-BENDU

## CUPRINS

Prefață.....	2
Listă figuri .....	6
Listă tabele .....	11
Listă notății .....	13
<b>Cap. 1 STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL CONCEPȚIEI ȘI UTILIZĂRII VANELOR.....</b>	<b>15</b>
1.1 Introducere.....	15
1.2 Prezentare generală vane. Elemente constitutive.....	18
1.3 Clasificare vane. Soluții constructiv funcționale.....	21
1.4 Vane fluture. Generalități, clasificare și elemente componente.....	24
1.4.1 Vane fluture cu acționare manuală.....	27
1.4.2 Vane fluture cu acționare electrică.....	27
1.4.3 Vane fluture cu acționare pneumatică.....	28
1.4.4 Vane fluture cu acționare hidraulică.....	28
1.4.5 Vane fluture centrice.....	29
1.4.6 Vane fluture cu dublu excentric.....	29
1.4.7 Vane fluture cu triplu excentric.....	30
1.4.8 Vane fluture cu disc lenticular.....	30
1.4.9 Vane fluture cu disc plan.....	32
1.4.10 Vane fluture cu disc biplan.....	34
1.4.11 Cercetări teoretice și prin simulare numerică a vanelor fluture.....	42
1.5 Concluzii.....	48
<b>Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT .....</b>	<b>49</b>
<b>Cap. 3 SIMULĂRI NUMERICE PE VANA FLUTURE .....</b>	<b>50</b>
3.1 Simularea curgerii prin vana fluture pe variante constructive ale discului biplan..	50
3.2 Calculul de rezistență al discului vanei.....	81
3.2.1 Calculul de rezistență pentru ansamblul tronson amonte, corp vană, disc .....	81
3.2.2 Calculul de rezistență al discului.....	85
3.3 Concluzii	87
<b>Cap. 4 CERCETĂRI EXPERIMENTALE REALIZATE PE MODELUL VANEI FLUTURE.....</b>	<b>88</b>
4.1 Descriere standului pe destinat încercărilor experimentale.....	88
4.1.1 Prezentare stand pentru încercări modele de vană fluture.....	93
4.1.2 Caracteristici dimensionale ale standului de încercări.....	94
4.1.3 Prezentarea circuitului hidraulic al standului.....	95
4.1.4 Prezentarea achiziției datelor.....	96
4.2 Prezentare model vană fluture și încadrare în standul de încercări.....	101
4.2.1 Considerații teoretice referitoare la similitudine.....	101
4.2.2 Prezentare model vană fluture.....	105
4.2.3 Prezentare încadrare model vană fluture în stand.....	113

<b>4.3 Determinarea experimentală a performanțelor vanei.....</b>	<b>117</b>
4.3.1 Considerații generale.....	117
4.3.2 Determinarea pantei hidraulice pentru circuitul hidraulic.....	119
4.3.3 Determinarea pierderilor de presiune pe modelul de vană.....	122
4.3.4 Determinarea coeficientului de pierderi hidraulice.....	123
4.3.5 Determinarea coeficientului de debit.....	126
4.3.6 Determinarea coeficientului de moment.....	127
4.3.7 Determinarea forțelor care acționează asupra discului.....	128
4.3.8 Determinarea coeficientului de cavitație.....	131
4.3.9 Determinarea nivelului de vibrații.....	132
<b>4.4 Concluzii</b>	<b>133</b>
<b>Cap. 5 CALCULUL ANALITIC AL VANEI FLUTURE.....</b>	<b>134</b>
<b>    5.1 Date de intrare .....</b>	<b>134</b>
<b>    5.2 Calcul hidraulic al vanei fluture.....</b>	<b>136</b>
5.2.1 Calculul vitezei apei care trece prin vană.....	137
5.2.2 Calculul vitezelor medii a apei care trece prin vană.....	137
5.2.3 Calculul căderilor nete de apă pe vană .....	138
5.2.4 Calculul forței hidraulice care acționează asupra discului biplan al vanei .....	140
5.2.5 Calculul momentului hidraulic.....	148
5.2.6 Calculul momentului hidraulic generat de excentricitatea discului.....	149
5.2.7 Calculul momentului forței de frecare generată în fusurile discului de acțiunea componentelor care efectuează mișcare în timpul funcționării.....	151
5.2.8 Calculul momentului forței de frecare generată în fusurile discului de forță hidraulică.....	151
5.2.9 Calculul momentului generat de forță de greutate a discului.....	153
5.2.10 Calculul momentului generat de forță de greutate a brațelor vanei, a contragreutăților și a servomotoarelor.....	154
5.2.11 Calculul momentului pentru manevra de închidere a vanei.....	155
5.2.12 Calculul momentului pentru manevra de deschidere a vanei.....	160
5.2.13 Calculul coeficienților de siguranță.....	163
<b>    5.3 Calculul de rezistență al fusurilor.....</b>	<b>165</b>
<b>    5.4 Concluzii</b>	<b>168</b>
<b>Cap. 6 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR .....</b>	<b>170</b>
<b>    6.1 Concluzii generale și contribuții personale.....</b>	<b>170</b>
<b>    6.2 Direcții viitoare de cercetare.....</b>	<b>173</b>
<b>    6.3 Diseminarea rezultatelor.....</b>	<b>173</b>
<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>176</b>

## LISTĂ FIGURI

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
1.1	Amenajare hidroenergetică echipată cu turbine Kaplan	16
1.2	Amenajare hidroenergetică echipată cu turbine Francis	16
1.3	Centrală electrică prin pompaj	17
1.4	Componente de bază ale unei vane	21
1.5	Vană plană	21
1.6	Vană ventil	21
1.7	Vană cu membrană elastică	21
1.8	Vană cu diafragmă	21
1.9	Vană ac	21
1.10	Vană cu cep conic	22
1.11	Vană sferică	22
1.12	Vană fluture	22
1.13	Vană cu clapetă	23
1.14	Vană supapă de siguranță	23
1.15	Vană fluture acționată manual	23
1.16	Vană liniară acționată electric	23
1.17	Vană fluture cu acționare hidraulică	23
1.18	Vană ventil cu acționare pneumatică	23
1.19	Vană fluture nod de presiune	25
1.20	Vane fluture de intrare în turbină	25
1.21	Vane fluture de intrare în microturbine	26
1.22	Vană fluture cu acționare manuală	27
1.23	Vană fluture cu acționare manuală	27
1.24	Vană fluture cu acționare electrică	27
1.25	Vană fluture cu acționare pneumatică	28
1.26	Vană fluture cu acționare hidraulică	28
1.27	Vană fluture centrică	29
1.28	Vană fluture cu dublu excentric	30
1.29	Vană fluture cu triplu excentric	30
1.30	Vană fluture cu disc lenticular orizontal	31
1.31	Vană fluture cu disc lenticular orizontal	31
1.32	Vană fluture cu disc lenticular vertical	32
1.33	Vană fluture cu disc lenticular vertical	32
1.34	Asamblare poligonală fus cu disc	32
1.35	Vană fluture cu disc plan cu acționare hidraulică	33
1.36	Vană fluture cu disc plan cu acționare manuală	33
1.37	Vană fluture cu disc plan teșit	33
1.38	Soluție constructivă modernă pentru vană fluture cu disc plan	33/ 34
1.39	Instalație vană fluture	35
1.40	Vana fluture - ansamble componente	35
1.41	Corpul vanei – asamblare și etanșare	36
1.42	Lagăre de alunecare cu autounghere și etanșare cu manșete "V"	37
1.43	Disc biplan – variantă constructivă modernă	37
1.44	Vană fluture cu disc biplan orizontal cu nervuri perpendiculare	39
1.45	Vană fluture cu disc biplan vertical cu nervuri perpendiculare	39
1.46	Vană fluture cu disc biplan cu fusuri aplicate și cu nervuri perpendiculare	39
1.47	Vană fluture cu disc biplan cu nervuri perpendiculare și butuci măriți	39
1.48	Vană fluture cu disc biplan cu nervuri inclinate	40
1.49	Vană fluture cu disc biplan cu nervuri inclinate	40

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
1.50	Disc biplan cu patru nervuri înclinate	40
1.51	Disc biplan cu șase nervuri perpendiculare pe placă inferioară și șase nervuri înclinate	40
1.52	Etanșare principală vane fluture, concepție S.C. HYDRO ENGINEERING S.A.	41
1.53	Etanșare cu element elastic montat pe carcăsă	41
1.54	Etanșare element elastic montat pe disc	41
1.55	Model cu scaun integrat	42
1.56	Model cu scaun emailat	42
1.57	Model cu scaun din oțel inoxidabil	42
1.58	Model cu scaun din oțel inoxidabil	42
1.59	Geometrii disc	44
1.60	Domeniu de viteze pentru cele două geometrii	44
1.61	Geometrii disc	44
1.62	Distribuția vitezelor pentru cele două geometrii	44
1.63	Domeniul de calcul și domeniul computațional	45
3.1	Profilare placă superioară	50
3.2	Profilare nervuri	50
3.3	Geometrie disc biplan – varianta inițială	51
3.4	Soluție constructivă disc biplan – varianta inițială	51
3.5	Geometrie disc biplan – varianta intermediară	51
3.6	Soluție constructivă disc biplan – varianta intermediară	51
3.7	Geometrie disc biplan – varianta finală	52
3.8	Soluție constructivă disc biplan – varianta finală	52
3.9	Diferență disc biplan – varianta inițială și varianta intermediară	52
3.10	Diferență disc biplan – varianta inițială și varianta finală	52
3.11	Diferență disc biplan – varianta intermediară și varianta finală	52
3.12	Ansamblu supus simulării de curgere in SolidWorks Flow Simulation	53
3.13	Domeniu computational și condiții pe frontieră	54
3.14	Discretizare domeniu computational	55
3.15	Discretizare disc vana	55
3.16	Pozitie de lucru disc vana la un unghi de $0^\circ$ față de direcția orizontală	55
3.17	Pozitie de lucru disc vana la un unghi de $20^\circ$ față de direcția orizontală	55
3.18	Pozitie de lucru disc vana la un unghi de $40^\circ$ față de direcția orizontală	56
3.19	Pozitie de lucru disc vana la un unghi de $50^\circ$ față de direcția orizontală	56
3.20	Pozitie de lucru disc vana la un unghi de $60^\circ$ față de direcția orizontală	56
3.21	Pozitie de lucru disc vana la un unghi de $80^\circ$ față de direcția orizontală	56
3.22	Presiuni Disc vana Amonte/Aval funcție de unghi deschidere disc inițial	58
3.23	Coeficienți de cavitație funcție de unghi deschidere disc inițial	59
3.24	Presiuni Disc vana Amonte/Aval funcție de unghi deschidere disc intermediar	60
3.25	Coeficienți de cavitație funcție de unghi deschidere disc intermediar	61
3.26	Presiuni Disc vana Amonte/Aval funcție de unghi deschidere disc final	62
3.27	Coeficienți de cavitație funcție de unghi deschidere disc final	63
3.28	Coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi deschidere disc initial	64
3.29	Coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi deschidere disc intermediar	64
3.30	Coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi deschidere disc final	64
3.31	Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $0^\circ$	66
3.32	Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $20^\circ$	66
3.33	Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $40^\circ$	66
3.34	Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $45^\circ$	66
3.35	Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $50^\circ$	66
3.36	Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $60^\circ$	66
3.37	Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $80^\circ$	67
3.38	Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $0^\circ$	67
3.39	Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $20^\circ$	67
3.40	Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $40^\circ$	67
3.41	Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vana la debit nominal și unghiul $45^\circ$	67

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
3.42	Distribuția presiunii pentru pozitie disc initial vana la debit nominal și unghiul 50°	67
3.43	Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 60°	68
3.44	Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 80°	68
3.45	Traекторiile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 0°	68
3.46	Traectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 20°	68
3.47	Traectoriile de curgere pentru poziție disc initial vana la debit nominal și unghiul 40°	68
3.48	Traectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 60°	69
3.49	Traectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 80°	69
3.50	Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 0°	69
3.51	Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 20°	69
3.52	Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 40°	69
3.53	Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 45°	70
3.54	Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 50°	70
3.55	Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 60°	70
3.56	Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 80°	70
3.57	Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 0°	70
3.58	Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 20°	70
3.59	Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 40°	71
3.60	Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 45°	71
3.61	Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 50°	71
3.62	Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 60°	71
3.63	Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 80°	71
3.64	Traectoriile de curgere pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 0°	71
3.65	Traectoriile de curgere pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 20°	72
3.66	Traectoriile de curgere pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 40°	72
3.67	Traectoriile de curgere pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 60°	72
3.68	Traectoriile de curgere pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 80°	72
3.69	Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 0°	72
3.70	Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 20°	73
3.71	Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 40°	73
3.72	Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 45°	73
3.73	Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 50°	73
3.74	Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 60°	73
3.75	Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 80°	73
3.76	Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 0°	74
3.77	Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 20°	74
3.78	Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 20°	74
3.79	Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 45°	74
3.80	Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 50°	74
3.81	Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 60°	74
3.82	Distribuția presiunii pentru poziție disc final vana la debit nominal și unghiul 80°	75
3.83	Traectoriile de curgere pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 0°	75
3.84	Traectoriile de curgere pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 20°	75
3.85	Traectoriile de curgere pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 40°	75
3.86	Traectoriile de curgere pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 60°	75
3.87	Traectoriile de curgere pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 80°	76
3.88	Componenta $F_x$ a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc initial	77
3.89	Componenta $F_y$ a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc initial	77
3.90	Forța hidraulică $F$ funcție de unghi deschidere disc initial	78
3.91	Componenta $F_x$ a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc intermediar	78
3.92	Componenta $F_y$ a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc intermediar	78
3.93	Forța hidraulică $F$ funcție de unghi deschidere disc intermediar	79
3.94	Componenta $F_x$ a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc final	79
3.95	Componenta $F_y$ a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc final	79
3.96	Forța hidraulică $F$ funcție de unghi deschidere disc final	80

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
3.97	Comparatie forță hidraulică funcție de unghi la diferite geometrii disc (inițial, intermediar, final)	80
3.98	Comparatie coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi la diferite geometrii disc (inițial, intermediar, final)	80
3.99	Condiții de contur	82
3.100	Rețea de elemente finite și puncte nodale	82
3.101	Distribuția tensiunilor tangențiale	83
3.102	Distribuția tensiunilor echivalente von Mises	83
3.103	Distribuția tensiunilor echivalente von Mises în corpul vanei	83
3.104	Deformații maxime la nivelul ansamblului tronson amonte, corp vană, disc	84
3.105	Deformații maxime la nivelul ansamblului tronson amonte, corp vană, disc	84
3.106	Rețea de elemente finite și puncte nodale obținută pentru disc	85
3.107	Tensiune principală maximă la nivelul discului	85
3.108	Tensiuni echivalente la nivelul discului	86
3.109	Tensiuni echivalente la nivelul discului	86
3.110	Deformații la nivelul discului	87
4.1	Circuitul hidraulic	90
4.2	Schemă stand pentru încercări modele vane	93
4.3	Legătura dintre forță ce acționează pe disc și forță măsurată pe fus	95
4.4	Amplasare traductor diferențial de presiune	97
4.5	Echipament de măsură debit și viteză	98
4.6	Amplasarea traductoarelor de debit	98
4.7	Modelul vanei cu amplasarea traductoarelor de forță	98
4.8	Modelul vanei cu amplasarea dispozitivului de măsurat cuplul	99
4.9	Amplasare manometru cu piston rotativ	99
4.10	Echipament de măsură vibrații	100
4.11	Echipament achiziție date	100
4.12	Model vană fluture – geometrie, componență, gabarit	106
4.13	Model vană fluture – geometrie, componență, gabarit	107
4.14	Model vană fluture	107
4.15	Model vană fluture	108
4.16	Soluție constructivă model corp vană	108
4.17	Geometrie model disc biplan	109
4.18	Geometrie model disc biplan	109
4.19	Model disc	109
4.20	Soluție constructivă fus filetat	110
4.21	Soluție constructivă capac fus	110
4.22	Soluție constructivă capac fus	110
4.23	Soluție constructivă disc reglabil	111
4.24	Soluție constructivă disc index	111
4.25	Soluție constructivă ac indicator	112
4.26	Soluție constructivă placă gradată	112
4.27	Soluție constructivă inel distanțier	112
4.28	Soluție constructivă suport senzor	113
4.29	Încadrare model vană fluture în standul de încercări	113
4.30	Încadrare model vană fluture în standul de încercări	114
4.31	Încadrare model vană fluture în standul de încercări	114
4.32	Încadrare model vană fluture în standul de încercări	114
4.33	Soluție constructivă tronson amonte	115
4.34	Soluție constructivă tronson amonte	115
4.35	Soluție constructivă tronson aval	116
4.36	Soluție constructivă tronson aval	116
4.37	Panta hidraulică pentru conductă amonte	121
4.38	Panta hidraulică pentru conductă aval	121
4.39	Coeficientul de rezistență hidraulică funcție de numărul Froude	124
4.40	Coeficientul de rezistență hidraulică funcție de poziția de lucru a discului	125

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
4.41	Coeficientul de debit funcție de poziția de lucru a discului	126
4.42	Sistemul de măsură a momentului aplicat discului	127
4.43	Coeficientul de moment funcție de poziția de lucru a discului	128
4.44	Coef. forței care acționează asupra discului după direcția X funcție de poziția de lucru a discului	130
4.45	Coef. forței care acționează asupra discului după direcția Y funcție de poziția de lucru a discului	130
4.46	Coeficientul forței care acționează asupra discului funcție de poziția de lucru a discului	131
4.47	Coeficientul de cavitație funcție de poziția de lucru a discului	131
4.48	Variația nivelului de vibrații funcție de poziția de lucru a discului	133
5.1	Comparație componentă orizontală a forței hidraulice – disc inițial	142
5.2	Comparație componentă orizontală a forței hidraulice – disc intermediar	143
5.3	Comparație componentă orizontală a forței hidraulice – disc final	143
5.4	Comparație componentă verticală a forței hidraulice – disc inițial	144
5.5	Comparație componentă verticală a forței hidraulice – disc intermediar	144
5.6	Comparație componentă verticală a forței hidraulice – disc final	145
5.7	Comparație forță hidraulică rezultantă – disc inițial	146
5.8	Comparație forță hidraulică rezultantă – disc intermediar	147
5.9	Comparație forță hidraulică rezultantă – disc final	147
5.10	Comparație forță hidraulică rezultantă – soluții constructive disc	148
5.11	Direcția de acțiune a forței hidraulice	149
5.12	Grafic variație Ma1 și Mr1	156
5.13	Grafic variație Ma2 și Mr2	158
5.14	Grafic variație Ma3 și Mr3	159
5.15	Schema cinematică	161
5.16	Grafic variație Mrezi și Msi	163
5.17	Disc biplan	165
5.18	Dimensiuni disc biplan	165
5.19	Date de intrare calcul fus	166

## LISTĂ TABELE

Tabel	Denumire	Pag.
1.1	Caracteristici mecanice oțel G20Mn5 conform DIN 17182	38
1.2	Caracteristici mecanice oțel S355J2 conform EN 10025, în stare normalizată	38
1.3	Caracteristici mecanice oțel P460 conform EN 10028, în stare normalizată	38
3.1	Caracteristici vană	53
3.2	Parametrii simulării numerice în SolidWorks Flow Simulation	54
3.3	Distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc inițial	57
3.4	Viteze și coeficienți de cavitatie și de rezistență hidraulică obținuți din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc inițial	59
3.5	Distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc intermediar	60
3.6	Viteze și coeficienți de cavitatie și de rezistență hidraulică obținuți din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc intermediar	61
3.7	Distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc final	62
3.8	Viteze și coeficienți de cavitatie și de rezistență hidraulică obținuți din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc final	63
3.9	Distribuția forțelor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc inițial și intermediar	76
3.10	Distribuția forțelor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc final	77
4.1	Tabel cu date referitoare la traductoarele utilizate	101
4.2	Tabel compoziție ansamblu model vană fluture	105
4.3	Tabel compoziție încadrare model vană fluture în stand	114
4.4	Tabel compoziție tronson amonte	115
4.5	Tabel compoziție tronson aval	116
4.6	Tabel notări folosite	117
4.7	Determinarea pantei hidraulice pentru conducta amonte (Jam)	117
4.8	Determinarea pantei hidraulice pentru conducta aval (Jav)	118
4.9	Determinarea pierderilor de presiune pe modelul vanei	119
4.10	Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică funcție de nr. Froude	120
4.11	Determinarea pierderilor de presiune pe modelul vanei în funcție de poziția de lucru a discului	121
4.12	Determinarea vitezelor de curgere și a coeficientului de rezistență hidraulică în funcție de poziția de lucru a discului	122
4.13	Determinarea coeficientului de debit în funcție de poziția de lucru a discului	123
4.14	Determinarea coeficientului de moment în funcție de poziția de lucru a discului	124
4.15	Determinarea forțelor care acționează asupra discului și a coeficientilor de forță funcție de poziția de lucru a discului	125
4.16	Determinarea coeficientului de cavitatie funcție de poziția de lucru a discului	126
4.17	Determinarea nivelului de vibrații după trei direcții	128
5.1	Valori obținute în urma cercetărilor experimentale pentru coeficienții ce caracterizează performanțele vanei	129
5.2	Valori viteze medii	130

Tabel	Denumire	Pag.
5.3	Valori căderi nete	139
5.4	Valori componentă orizontală a forței hidraulice	141
5.5	Valori componentă verticală a forței hidraulice	141
5.6	Valori forță hidraulică rezultantă	146
5.7	Valori moment hidraulic	148
5.8	Valori moment generat de excentricitatea discului	150
5.9	Valori moment de frecare generat de forță hidraulică	151
5.10	Valori moment generat de forță de greutate a discului	152
5.11	Valori moment generat de forțele de greutate ale brațelor, servomotoarelor și contragreutăților	153
5.12	Valori moment de închidere când închiderea discului de realizează în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale	154
5.13	Valori moment de închidere când închiderea discului de realizează în curent maxim, cu nivel maxim de apă	155
5.14	Valori moment de închidere la închiderea de urgență, cu debit maxim de apă	156
5.15	Valori moment rezistent	157
5.16	Valori moment servomotoare și unghiuri $\beta_i$ și $\gamma_i$	158
5.17	Valori coeficienți de siguranță	159
		160
		161
		162
		163
		164

## LISTĂ NOTAȚII

Notație	Denumire
$h_{loc}$	Pierderi locale
$\zeta$	Coeficient de rezistență hidraulică locală
$v$	Viteză medie a fluidului
$\Delta p$	Cădere de presiune
$g$	Accelerația gravitațională
$\rho$	Densitatea fluidului
$P_1$	Presiunea la intrare în domeniul computațional
$V_1$	Viteză la intrare în domeniul computațional
$P_{min}$	Presiunea minimă pe disc
$\mu$	Coeficientul de debit
$\sigma_{instalație}$	Coeficientul de cavitatie al instalației
$\sigma_{vană}$	Coeficientul de cavitatie al vanei
$\sigma_{rezervă}$	Rezerva de cavitatie
$C_{Pmin}$	Coeficient presiune minimă
$F_x$	Componenta forței hidraulice după direcția X (orizontală)
$F_y$	Componenta forței hidraulice după direcția Y (verticală)
$F$	Forță hidraulică
$R_c$	Limita de curgere
$R_t$	Rezistență la rupere
$\sigma_a$	Tensiunea admisibilă
$l$	Lungime
$V$	Viteză apei care trece prin model
$U$	Tensiunea afișată de traductorul diferențial de debit
$\Delta H_q$	Diferența de presiune proporțională cu debitul
$A_{RMS}$	Amplitudine maximă a vibrațiilor
$D_m$	Diametru model vană
$D_i$	Diametru vană prototip
$L_1$	Lungime troson amonte de la modelul vanei la priza de presiune
$L_2$	Lungime troson aval de la modelul vanei la priza de presiune
$J$	Panta hidraulică a tronsoanelor cuprinse între prizele de presiune
$\phi$	Unghiul făcut de discul vanei cu axa orizontală (poziția de deschidere a discului)
$m$	Coeficient de moment
$M$	Mometul de acționare al vanei
$F_p$	Forță pe pârghie de acționare a vanei
$l_p$	Lungimea pârghiei de la axul fusului până la traductorul de forță
$K_x$	Coeficient de transpunere a forței după direcția X
$K_y$	Coeficient de transpunere a forței după direcția Y
$K_d$	Coeficientul forței care acționează asupra discului
$A$	Presiune barometrică
$A_t$	Presiune de vaporizare a apei la temperatura t
$H_m$	Cădere de încercare
$h_{pvana}$	Pierderea de presiune pe modelul vanei
$\Delta H_{12}$	Diferența de presiune între prizele din amonte și din aval de model
$V_{intrare}$	Viteză apei la intrarea în model
$V_{ieșire}$	Viteză apei la ieșirea din model
$D_1$	Diametru de intrare vană
$\gamma$	Greutatea specifică
$Q$	Debit de apă pe model

Notație	Denumire
$Q_n$	Debit normal
$Q_{\max}$	Debit maxim
$Q_{b-p}$	Debit prin by-pass
$p_{st \max}$	Presiune statică maximă
$p_{d \max}$	Presiune dinamică maximă
$\Delta p_{b-p}$	Diferență maximă de presiune admisă la deschiderea by-pass
$\mu_1$	Coeficient de frecare cauciuc / oțel inoxidabil
$e$	Excentricitate disc
$\rho_a$	Densitate apă
$d_f$	Diametrul fusurilor discului
$G_d$	Greutate disc
$G_b$	Greutate braț
$G_{sm}$	Greutate servomotor
$G_{ctg}$	Greutate contragreutăți
$G_{pt}$	Greutate ansamblu piston – tija servomotor
$b$	Lățime etanșare fus
$b_1$	Lățime suprafață de contact etanșare principală disc
$R_d$	Rază etanșare principală disc
$n$	Număr de servomotoare
$R_b$	Raza centrului de greutate pentru brațul vanei
$R_g$	Raza centrului de greutate pentru contragreutăți
$\alpha_G$	Cursa unghiulară a brațelor vanei
$\alpha_{CG}$	Cursa unghiulară a contragreutăților
$d_p$	Diametru piston servomotoare
$\eta$	Randament servomotoare
$\Phi_0$	Unghiul pentru articulația servomotorului față de direcția orizontală la poziția "deschis" a discului vanei
$\Phi_m$	Unghiul pentru articulația servomotorului față de direcția orizontală la poziția "închis" a discului vanei
$p_s$	Presiune minimă de acționare servomotoare
$c$	Coeficienți folosiți pentru etanșările din cauciuc
$R$	Raza cuplării dintre tija servomotorului și braț
$L_0$	Distanța de la articulația servomotorului la fixarea în piesele înglobate în beton și până articulația de cuplare a tijei cu brațul vanei
$D_n$	Diametru nominal
$V_{b-p}$	Viteza prin by-pass
$V$	Viteza apei ce trece prin vana prototip
$H$	Cădere netă de apă pe vana prototip
$M_e$	Momentul datorat excentricității discului vanei
$M_{ffg}$	Momentul de frecare generat în fusurile discului de componente care efectuează mișcare
$M_{ff}$	Momentul de frecare generat în fusurile discului de forță hidraulică
$M_{GD}$	Momentul generat de greutatea discului
$M_{ctg}$	Momentul generat de greutatea contragreutăților
$M_t$	Momentul total la manevra de închidere și de deschidere
$M_a$	Componenta activă a momentului la manevra de închidere
$M_r$	Componenta rezistentă a momentului la manevra de închidere
$M_s$	Momentul activ produs de servomotoare
$K$	Coeficienți de siguranță

## **Cap. 1 STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL CONCEPȚIEI ȘI UTILIZĂRII VANELOR**

### **1.1 Introducere**

Din vremuri îndepărtate, omul a început să folosească potențialul energetic al resurselor naturale, potențial înmagazinat în combustibili fosili, solizi, lichizi și gazoși, în deplasări de aer și căderi de apă [15].

Resursele de energie hidraulică reprezintă o parte importantă din resursele mondiale de energie primară. Energia hidraulică este disponibilă în natură sub forma energiei asociată curgerii râurilor și a fluviilor, energie cunoscută sub denumirea hidro convențională și ca energie a valurilor, a curenților marini și a oscilațiilor periodice ale mareelor, ultimele fiind încadrate în categoria energiilor hidro neconvenționale. Hidroenergia este o formă de energie regenerabilă, între care se mai înscriu energia solară, energia eoliană și energia geotermală. Sursa primară a energiei hidraulice este radiația solară și circuitul apei în natură. Între diversele forme de energie regenerabilă, hidroenergia este și va rămâne pentru mult timp cea mai importantă sursă utilizată [79].

Potențialul hidroenergetic, sau potențialul energetic al căderilor de apă se situează printre primele forme de energie exploatație. Saltul tehnologic major în exploatarea acestui potențial s-a făcut după descoperirea electricității, care a făcut posibil ca locul de consum să nu mai fie legat de locul de producție al energiei [15].

Potențialul hidroenergetic al unei țări se împarte în macropotențial și micropotențial. Macropotențialul este transformat în energie electrică de către marile hidrocentrale, în timp ce micropotențialul hidroenergetic este pus în valoare de către hidroagregate de mică putere și microhidroaggregate [15].

Energia hidroelectrică este nu numai regenerabilă, dar este și curată. Ea nu produce deșeuri (cenusă sau substanțe radioactive), nu produce bioxid de carbon care contribuie la efectul de seră, nu produce oxizi de sulf care stau la origina ploilor acide. combustibilul ei este apă, un combustibil curat care nu suferă degradări prin turbinare. Comparativ cu hidroenergia, care este înmagazinabilă în lacuri de acumulare și poate răspunde prompt la cerințe, celelalte surse de energie regenerabilă sunt dependente de schimbările sezoniere, zilnice sau chiar orare ale vremii [79].

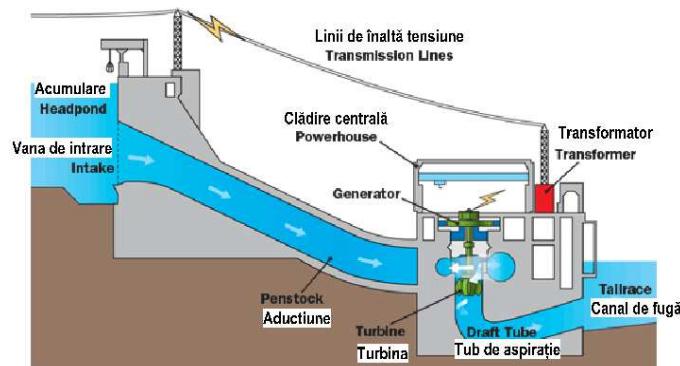
Ansamblul construcțiilor și instalațiilor care asigură transformarea energiei hidraulice în energie electrică poartă denumirea de amenajare hidroenergetică. Amenajările hidroenergetice convenționale cuprind lacuri de acumulare, create prin bararea cursurilor de apă, precum și canale,

conduite sau galerii de derivare a apei spre centrala hidroelectrică, unde sunt amplasate turbinele și generatoarele [79].

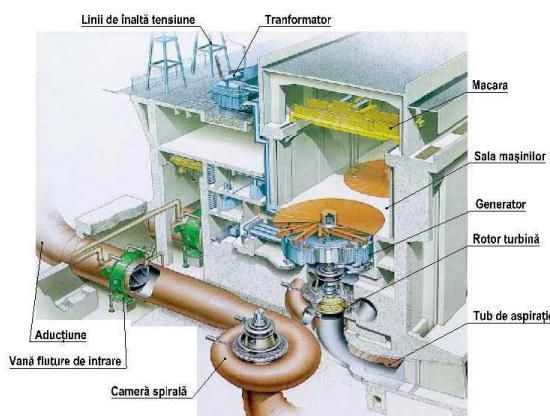
Energia electrică produsă în hidrocentrale este foarte ieftină, iar costurile de exploatare ale acestor centrale sunt mult mai mici în comparație cu cele care se înregistrează la termocentrale și la centralele atomoelectrice. În schimb amenajările hidroenergetice presupun cheltuieli de investiții deosebit de mari, necesare lucrărilor pentru devierea cursurilor de apă, pentru construirea barajelor masive și creare lacurilor de acumulare, pentru construcția hidrocentralelor și a echipamentelor hidroenergetice, etc [15].

O amenajare hidroelectrică urmărește obținerea unei căderi de apă cât mai mari în condițiile unui debit maxim [104].

**Figura 1.1** prezintă o amenajare hidroenergetică echipată cu turbine Kaplan. În **figura 1.2** este prezentată o amenajare hidroenergetică echipată cu turbine Francis.



*Fig. 1.1 Amenajare hidroenergetică echipată cu turbine Kaplan*

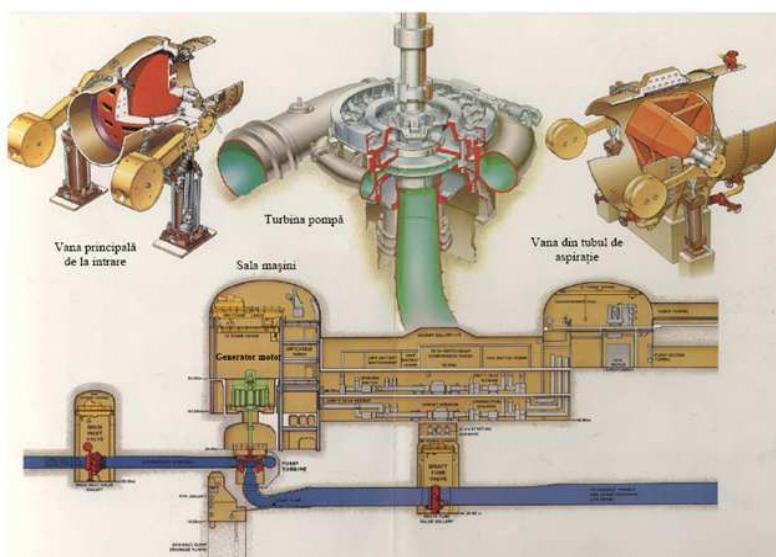


*Fig. 1.2 Amenajare hidroenergetică echipată cu turbine Francis*

Centralele hidroelectrice (CHE) produc energia electrică folosind energia primară hidraulică a căderilor de apă, prin transformarea acesteia mai întâi în energie mecanică obținută la arborele turbinei hidraulice [104].

Căderile de apă utilizate pot fi naturale sau artificiale. Unele CHE funcționează în regimul de sarcină electrică minimă, cu pomparea apei colectate în bazinul de liniștire spre lacul de acumulare. Se realizează astfel în condiții restrictive hidraulice un debit al căderii de apă necesar acoperirii ulterioare a maximelor de sarcină electrică [104].

O categorie specială [15] o constituie uzinele hidroelectrice cu acumulare prin pompaj. Figura 1.3 prezintă cele mai importante echipamente care se regăsesc în componența unei centrale electrice prin pompaj.



*Fig. 1.3 Centrală electrică prin pompaj*

Potențialul hidroenergetic total al României (macropotențialul și micropotențialul) este de circa 40 TWh / an ceea ce corespunde unei puteri instalate de aproximativ 15000 MW. Macropotențialul corespunzător sectoarelor de curs de apă cu potențialul teoretic unitar peste 200 KW / Km, dă o producție medie de energie de aproximativ 38 TWh / an, ceea ce înseamnă o putere instalată în centralele hidroelectrice de circa 14000 MW. Micropotențialul hidroenergetic corespunzător sectoarelor de curs de apă cu potențial teoretic unitar sub 200 KW / Km, însumează circa 2 TWh / an, respectiv o putere instalată de 1000 MW în amenajări cu puteri mai mici de 3,9 MW [15].

Dezvoltarea sistemului de producție a energiei electrice din resurse regenerabile, unde hidroenergia deține un loc foarte important, este prezentată în Planul Național de Acțiune în Domeniul Energiei din Surse Regenerabile (PNAER). Structura acestui plan include: Politica națională în domeniul energiei din surse regenerabile, estimarea consumului de energie pentru perioada 2010-2020, obiectivele și traiectoriile privind energia din surse regenerabile, măsurile pentru atingerea obiectivelor și evaluările [117].

## 1.2 Prezentare generală vane. Elemente constitutive

Vanele sunt în general echipamente mecanice complexe, prevăzute pentru a controla debitul și presiunea unui fluid în timpul derulării unui proces.

În momentul de față există o gamă largă de vane, de la cele mai simple, de deschidere/închidere, până la sisteme complexe servo-motorizate pentru controlarea cât mai eficientă a fluidelor. Vanele utilizate în instalații se deosebesc și după dimensiune, de la dimensiuni foarte mici folosite în aplicații spațiale, la dimensiuni măsurabile în metri având greutatea de ordinul tonelor [116].

Din punct de vedere al domeniului de utilizare, vanele sunt folosite pentru: lichide obișnuite, gaze, abur, materiale radioactive și pot fi utilizate și la lichide respectiv gaze, care conțin particule solide. De asemenea particulele solide fine ca cimentul, făina se pot considera fluide [116].

Vanele pot fi folosite la presiuni până la 7000 bari sau la temperaturi de la -200 °C, până la temperaturi ridicate care se găsesc la aplicațiile de topire a metalelor (turnătorii) [116].

Vanele sunt folosite în multiple aplicații aparținând atât domeniului industrial cât și civil. Astfel, ele se regăsesc atât în instalații din industria chimică, alimentară, militară, de producere a curentului electric și aerospațială cât și în componența instalațiilor sanitare, de alimentare cu apă și de gaz din casele fiecărui dintre noi [116].

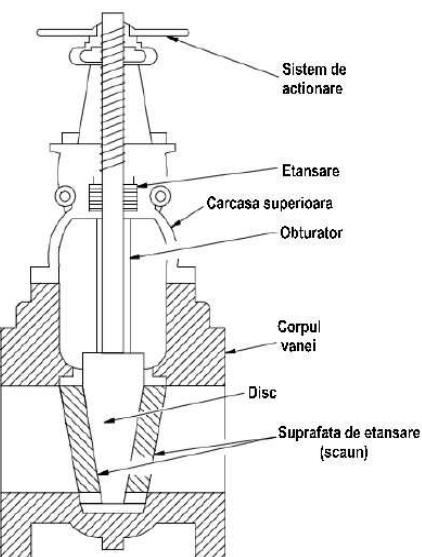
O vana [105] controlează debitul sau presiunea în cadrul unui proces îndeplinind una din următoarele funcții:

- Permite sau oprește curgerea unui fluid;
- Reglează debitul curgerii pentru un fluid;
- Controlează direcția de curgere a unui fluid;
- Regulator de presiune;
- Supapă de suprapresiune pentru anumite tronsoane sau echipamente componente ale unei instalații.

Indiferent de tip, toate vanele au următoarele componente de bază:

- Corpul vanei;
- Carcasa superioară;
- Obturator;
- Sistemul de acționare;
- Etanșarea.

În figura 1.4 sunt prezentate componentele de bază ale unei vane.



*Fig. 1.4 [102] ponente de bază ale unei vane*

**Corpul vanei**, uneori numit de coajă, este limita primară de presiune a unei vane. Acesta servește ca element principal al ansamblului unei vane pentru că este cadrul pe care sunt montate celelalte elemente. Corpul vanei este prima suprafață care intră în contact cu fluidul și preia toate încărcările de presiune din conductele la care este conectată vana. De asemenea, corpul este elementul de conexiune al vanei la proces prin intermediul unor îmbinări filetate, sudate sau cu suruburi. Corpurile se obțin prin turnare sau forjare și se prezintă într-o mare varietate de forme [105].

**Carcasa superioară** reprezintă capacul care acoperă orificiul superior din corpul vanei. Carcasa superioară este considerată a doua suprafață care preia presiunea fluidului. Ca și corpul vanei, carcasele superioare se prezintă sub numeroase forme, sunt obținute prin turnare sau forjare din același material cu corpul și sunt montate pe acesta folosindu-se îmbinări filetate, sudate sau cu suruburi. Carcasele sunt considerate elemente supuse șocurilor de presiune, îmbinarea lor cu corpul fiind executată după standardele referitoare la recipienții sub presiune [105].

**Obturatorul** reprezintă un ansamblu care cuprinde: discul, suprafața de etanșare (scaunul), fusul și lagărul de alunecare necesar pentru ghidarea fusului. Performanțele unei vane sunt determinate de calitatea contactului între disc și scaun, respectiv de poziția discului față de scaun.

În cazul în care soluția constructivă este cu obturatorul în mișcare de rotație, discul traversează scaunul pentru a permite trecerea fluidului [105].

În situația în care mișcarea obturatorului este de formă liniară, discul efectuează o mișcare perpendiculară pe axa de curgere a fluidului, astfel încât între scaun și disc se creează o fântă prin care se realizează curgerea fluidului [105].

**Discul**, pentru o vană prevăzută cu carcasă superioară, reprezintă în primul rând al treilea element care vine în contact direct cu volumul de fluid sub presiune pentru că în situația în care, discul este închis și avalul este gol, toată presiunea generată de întregul de volum de fluid este preluată de către disc. Discul este elementul care permite sau nu trecerea fluidului prin vană. Discurile sunt executate în general prin forjare, fiind necesară o prelucrare fină a suprafețelor de contact cu scaunul în vederea micșorării la maxim a pierderilor. Cele mai multe vane sunt denumite în concordanță cu forma discului [105].

**Scaunul** reprezintă suprafața pe care se aşează discul pentru a realiza etanșarea vanei. Pentru unele soluții constructive, scaunul se realizează prin prelucrarea fină a suprafețelor constitutive obținute prin turnarea corpului vanei. În alte cazuri, inele forjate sunt fixate pe corpul vanei prin filetare sau sudare. Pentru a preveni uzura inelelor, procedeul de fixare folosite este sudarea pentru că astfel se durifică suprafața de contact cu discul. și în această situație este necesară prelucrarea fină a suprafețelor care asigură etanșarea [105].

**Fusul** este elementul care leagă discul de sistemul de acționare, acesta fiind cel care asigură deplasarea discului. Fusurile se realizează prin forjare și sunt asamblate cu discul utilizându-se asamblări sudate sau filetate. Pentru soluțiile constructive care impun existența unei etanșări pentru fus, zonele de tijă a fusului care vin în contact cu aceste etanșări vor fi prelucrate foarte fin [105].

**Sistemul de acționare** este componenta care are rolul de a asigura deplasarea ansamblului fus-disc. Acționarea unei vane se poate face:

- Manual, cu o roată de mână sau levier;
- Electric, cu ajutorul unui motor electric;
- Hidraulic, utilizând motoare hidraulice (servomotoare);
- Pneumatic, bazată pe acțiunea aerului comprimat.

Pentru unele soluții constructive, sistemul de acționare este fixat direct pe carcasa superioară a vanei, alte soluții constructive impun executarea unui cadru fixat pe carcasa superioară pe care este montat sistemul de acționare [105].

**Etanșarea** este prevăzută pentru a împiedica apariția pierderilor de fluid între fusul vanei și carcasa superioară. Sistemul de etanșare poate fi ori din materiale fibroase precum inul ori din materiale compuse precum teflonul. Sistemul de etanșare trebuie să prezinte o deformabilitate și o duritate optimă astfel încât să poată îndeplini funcția de a împiedica apariția pierderilor de fluid pe de o parte, respectiv să nu producă avarierea elementelor cu care interacționează [105].

### 1.3 Clasificare vane. Soluții constructiv funcționale

Vanele sunt în general echipamente mecanice complexe care au rolul de a lăsa fluidul să treacă spre spațiul de lucru, pentru a regla debitul de fluid în funcție de necesarul dorit sau pentru a opri trecerea fluidului. Datorită numeroaselor tipuri de sisteme, fluide și medii de lucru în care vanele trebuie să funcționeze la parametrii cei mai înalți, a fost dezvoltată o vastă panoplie de tipuri de vane. Acestea pot fi clasificate [106] în funcție de următoarele criterii:

- Mișcarea pe care o execută obturatorul;
- Tipul sistemului de acționare.

În funcție de tipul mișcării pe care o execută obturatorul vanei se întâlnesc următoarele tipuri constructive:

- Vane liniare
- Vane rotative
- Vane cu autoacționare

Soluțiile constructive poiectate până în prezent pentru **vanele plane** sunt prezentate în figurile 1.5 ÷ 1.9.

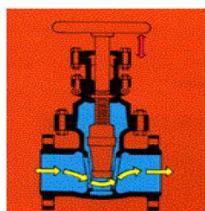


Fig. 1.5 Vană plană

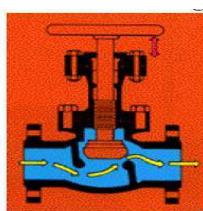


Fig. 1.6 Vană ventil

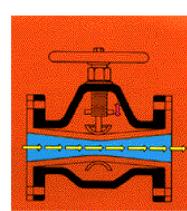


Fig. 1.7 Vană cu membrană elastică

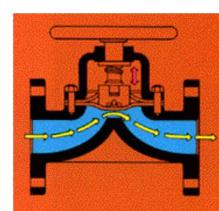


Fig. 1.8 Vană cu diafragmă

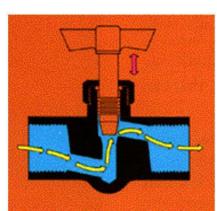


Fig. 1.9 Vană ac

Vanele plane sunt prezentate în figura 1.5 și sunt folosite ca vane de serviciu pentru a permite sau a restricționa trecerea lichidului. Prințipul de lucru al acestui tip de vane are la bază mișcarea rectilinie ascendentă și descendente a unui obturator cu suprafete plane sau a unui disc vertical în corpul vanei, astfel debitul de lichid ce trece prin vană fiind mai mare sau mai mic [110], [121].

Vanele ventil (figura 1.6) realizează obturarea trecerii lichidului prin coborârea unui obturator cu fund convex sau plan ce se aşează pe scaunul cu formă specială aflat în centrul vanei. Aceste vane sunt folosite atât pentru a opri și a favoriza trecerea de lichid cât și pentru o reglare manuală a debitului [110].

Vanele cu membrană elastică sunt potrivite pentru oprirea sau reglarea debitului în instalațiile ce transportă lichide cu cantitate mare de suspensii solide sau noroi. Figura 1.7 prezintă o

vane cu membrană elastică. Ele funcționează cu ajutorul unui sau mai mulți elemente flexibile, cum ar fi tuburi de cauciuc care pot fi strangulate pentru oprirea curgerii [110], [121].

Vanele cu diafragmă realizează [110], [121] oprirea trecerii fluidului cu ajutorul unei membrane flexibile atașate la capătul unui sistem de acționare. Când acest sistem este coborât diafragma se deformează și atinge un scaun aflat pe corpul vanei, moment în care se realizează etanșarea și se întrerupe curgerea. Figura 1.8 prezintă principiul de funcționare al acestui tip de vane.

Vanele ac [110], [121] sunt vane de comandă pentru circuite de mici dimensiuni. Principiul de funcționare pentru acest tip de vână este prezentat în figura 1.9. Fluidul ce trece prin vână este orientat în corpul vanei pe o traiectorie perpendiculară pe direcția de curgere și traversează un orificiu care reprezintă scaunul de așezare pentru o tijă cu formă conică. Dimensiunea fantei prin care trece fluidul este reglată prin ridicarea sau coborârea tijei conice față de scaun.

**Vanele rotative**, la momentul actual, se prezintă în trei variante constructive.

Vanele cu cep conic (figura 1.10) sunt folosite în special pentru a opri sau a permite trecerea fluidului, dar și pentru reglarea acestui debit. Controlează debitul cu ajutorul unui obturator cu formă conică prevăzut cu o gaură. Prin răsucirea obturatorului suprafața activă a orificiului se modifică lăsând să treacă un debit de fluid mai mic sau mai mare. O rotație a obturatorului la  $90^\circ$  în orice sens blochează complet trecerea fluidului [110].

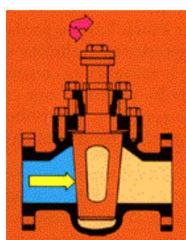


Fig. 1.10 Vane cu cep conic

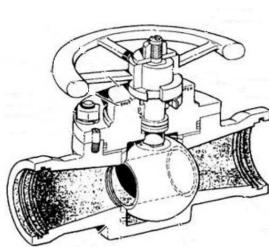


Fig. 1.11 Vane sferică

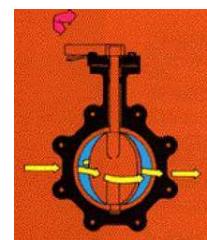


Fig. 1.12 Vane fluture

Vanele sferice sunt folosite pe de o parte pentru a opri trecerea fluidului, dar și ca sistem de reglare a curgerii fluidului. Au în componență un obturator de formă sferică prevăzut cu o gaură centrală care se așează pe scaunul din corpul vanei. În funcție de poziția găurii centrale din obturator față de scaunul de așezare, debitul de fluid care trece poate fi mai mare sau mai mic. Figura 1.11 prezintă soluția constructivă pentru o vane sferică cu acționare manuală [110].

Vanele fluture regleză debitul de fluid necesar procesului cu ajutorul unui disc plan sprijinit în corpul vanei ce se rotește în jurul propriei axei [121]. În funcție de unghiul sub care este rotit discul față de direcția de curgere a lichidului prin vână, debitul ce trece prin vână este mai mare sau mic. Vanele fluture sunt folosite atât ca vane de închidere cât și ca vane de reglare. Ele pot fi cu

acționare mecanică, electromecanică sau hidraulică. Figura 1.12 prezintă o vana fluture cu disc biplan.

Variantele constructive pentru **vanele cu autoacționare** îmbracă două soluții, după cum sunt prezentate în **figurile 1.13 și 1.14**.

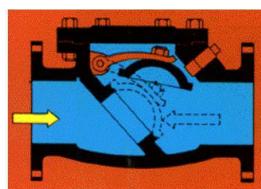


Fig. 1.13 Vana cu clapetă

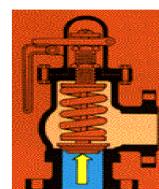


Fig. 1.14 Vana supapă de siguranță

Vanele cu clapetă sunt proiectate pentru a asigura curgerea fluidului într-un singur sens. Ele sunt prevăzute cu o clapetă fixată pe un arbore în corpul vanei care permite trecerea fluidului în sensul de curgere al acestuia. Când presiunea fluidului din aval de clapetă depășește presiunea de pe conductă, clapeta se închide astfel încât fluidul nu se poate deplasa decât într-un singur sens [110], [121]. Soluția constructiv-funcțională a unei astfel de vane este prezentată în **figura 1.13**.

Figura 1.14 prezintă o vana supapă de siguranță. Aceste vane sunt proiectate pentru a asigura protecția la suprapresiune în circuite de abur, gaz, aer și lichid. Vana permite trecerea fluidului până când se depășește valoarea presiunii presetate prin tensionarea arcului elicoidal aflat în corpul vanei. În momentul în care valoarea acestei presiuni este depășită, vana se închide până la revenirea presiunii la limita prevăzută [110].

Un alt criteriu de clasificare pentru vane este cel legat de tipul sistemului de acționare [110]. Din acest punct de vedere vanele pot fi:

- Cu acționare manuală;
- Cu acționare electrică;
- Cu acționare hidraulică;
- Cu acționare pneumatică.



Fig. 1.15 Vana fluture acționată manual



Fig. 1.16 Vana liniară acționată electric

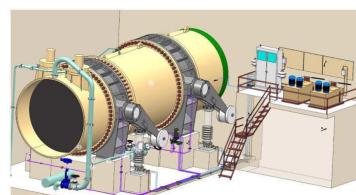


Fig. 1.17 Vana fluture cu acționare hidraulică



Fig. 1.18 Vana ventil cu acționare pneumatică

Vanele cu acționare manuală [106], [112] sunt vanele la care mișcarea obturatorului, indiferent dacă este liniară sau de rotație se realizează cu ajutorul unui sistem de acționare manual (roată de mână sau levier). Figura 1.15 prezintă o vană fluture acționată manual.

În figura 1.16 este prezentată o vană liniară acționată electric. În această variantă constructiv-funcțională [106], [112] mișcarea obturatorului se realizează cu ajutorul unui sistem de acționare care folosește ca sursă de energie curentul electric.

Figura 1.17 prezintă o vană fluture acționată hidraulic împreună cu circuitul acționării, aici fiind inclus și grupul de pompă. Acest tip de acționare produce mișcarea [106], [112] obturatorului folosind energia hidraulică a unor motoare hidraulice acționate la rândul lor cu apă sau ulei sub presiune.

Figura 1.18 ilustrează o vană ventil cu acționare pneumatică. Mișcarea obturatorului pentru vanele echipate cu acest tip de acționare se realizează [106], [112] cu ajutorul unui sistem de acționare care folosește ca sursă de energie aerul comprimat sub presiune produs de un compresor.

#### **1.4 Vane fluture. Generalități, clasificare și elemente componente**

Din multitudinea de tipuri de vane, vanele fluture se remarcă în principal datorită designului simplu și robust pe de o parte, dar și a prețului scăzut pe de altă parte. Au un areal mare de domenii de activitate în care sunt folosite cu mult succes.

Vanele fluture sunt prevăzute în componența instalațiilor pentru a asigura reglarea debitului, respectiv obturarea curgerii fluidului [21]. Alegerea tipului de vane, respectiv dimensionarea trebuie realizate în funcție de valorile minime și maxime ale debitului care tranzitează conductă [121]. Vanele fluture sunt montate de obicei în instalații între flanșe și realizează funcțiile pentru care sunt concepute cu ajutorul unui organ de obturare care efectuează o mișcare de rotație în jurul propriei axe în domeniul 0° - 90° ("sfert de tură") de la poziția complet închis la poziția complet deschis și invers. Domeniul în care se realizează în mod optim reglarea debitului de fluid este cuprins între 30% și 75% din deschiderea maximă [121]. Vanele pot avea dimensiuni cuprinse între 50 mm și 1000 mm și lucrează într-un domeniu de presiuni cuprins între 10 și 25 bar [121].

Mediul de lucru al instalațiilor în care sunt montate este în general un fluid. Ca și domenii de aplicare, vanele fluture se regăsesc într-o multitudine de instalații aparținând de industria petrolieră, chimică, alimentară, de producere a energiei electrice și în domeniul militar.

În amenajările hidroenergetice rolul funcțional al vanelor este acela de organ de obturare în general, de închidere-deschidere (poziția poate fi de durată în cele două poziții extreme – complet închisă sau deschisă) [77]. În cazuri speciale, vanele fluture sunt utilizate ca organ de reglare, lucru

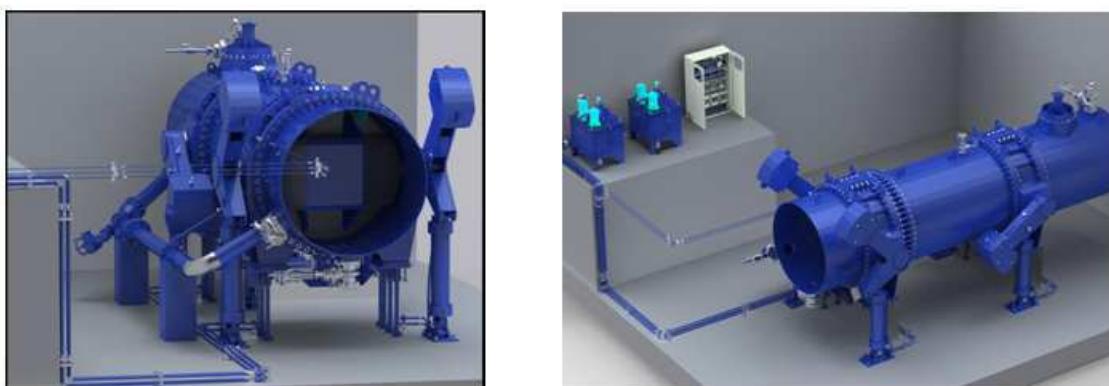
condiționat de durata funcționării în acest regim, de căderea de presiune pe organul de obturare (evitarea cavitației și a vibrațiilor) și concepția acționării [77].

Domeniul de utilizare este acela al conductelor forțate pentru centralele hidroelectrice, stații de pompare, golirile de fund ale barajelor lacurilor de acumulare.

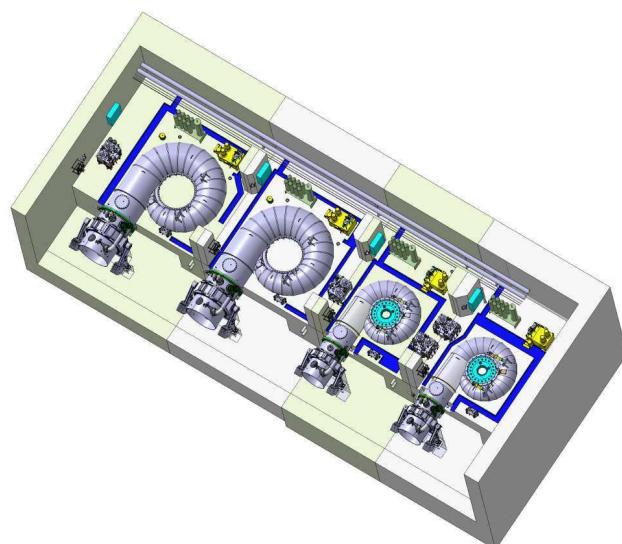
În cazul în care sunt montate pe conductele forțate al hidrocentralelor, vanele sunt amplasate atât la extremitatea amonte a conductelor, în avalul castelului de echilibru (domeniul de căderi propriu acestor amenajări –  $H = 10 \div 520$  m.c.a.) cât și la extremitatea aval, în fața turbinei pentru  $H = 10 \div 520$  m.c.a. [12].

**Figura 1.19** prezintă o instalație de vane fluture nod de presiune (de castel) montate pentru izolarea și protecția conductei forțate.

În **figura 1.20** sunt prezentate vanele fluture de intrare în turbină pentru izolarea turbinelor de tip Francis verticale.



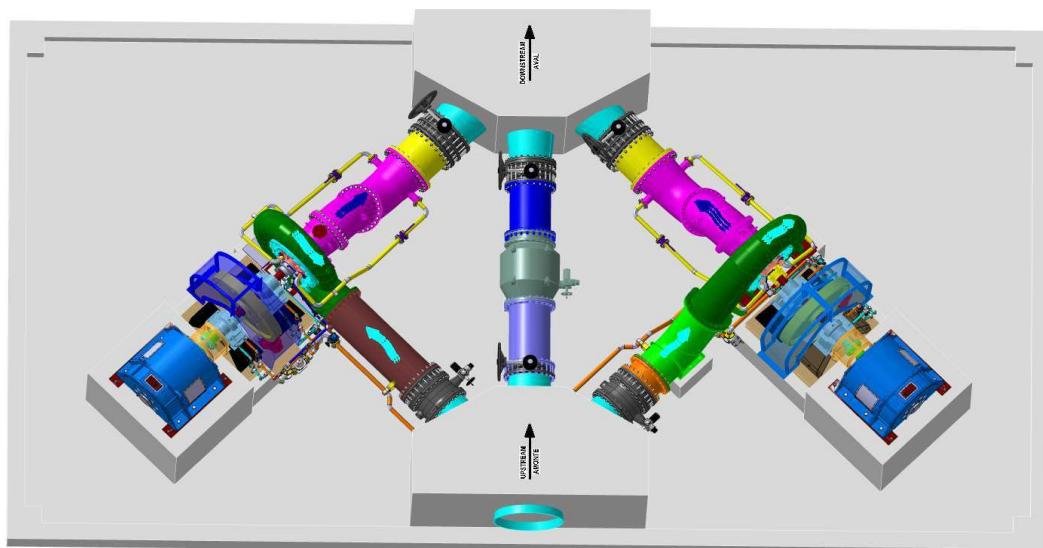
*Fig. 1.19 Vană fluture nod de presiune*



*Fig. 1.20 Vane fluture de intrare în turbină*

Vanele fluture sunt utilizate de asemenea cu mult succes în microhidrocentrale echipate cu turbine orizontale pentru izolarea acestora. Un exemplu pentru această situație îl reprezintă Sistemul de Recuperare a Energiei conceput și pus în funcțiune pe conducta de alimentare cu apă potabilă a municipiului Cluj Napoca, în aval de CHE Tarnița. Această microhidrocentrală este echipată cu vane fluture de intrare cu Dn 700 mm și vane fluture de ieșire având Dn 800 mm [83].

Figura 1.21 prezintă vane fluture de intrare în microturbină pentru izolarea turbinelor de tip Francis orizontale.



*Fig. 1.21 Vane fluture de intrare în microturbine*

În componența stațiilor de pompare, vanele fluture se includ atât în traseul de aspirație al pompelor cât și în cel de refulare al acestora, servind ca organe de manevră pentru pompe și ca organe de siguranță. Deschiderea se efectuează cu sau fără echilibrarea presiunilor pe cele două fețe ale discului (funcție de schema de acționare adoptată pentru condițiile de exploatare date), completat de posibilitatea de lucru a vanei la 2 sensuri de curgere, pentru evitarea mersului în deviraj a pompelor (turație inversă) [12].

La golirile de fund închiderea și deschiderea au loc la regimul de debit maxim. Acest caz prezintă regimul de lucru cel mai greu când vitezele prin conductă pot atinge valori mai mari de 20 m/s [77].

În situația în care vanele fluture echipăză prizele de apă ale barajelor, regimul normal de exploatare a acestor vane nu implică dificultăți, deoarece deschiderea se realizează după o prealabilă egalizare a presiunilor pe cele două fețe ale organului mobil de obturare [12].

Parametrii record pentru vanele fluture care intră în componența amenajărilor hidroenergetice sunt diametrul de 8.5 m pentru o cădere de lucru de 420 m.c.a. [77].

Vanele fluture sunt de asemenea folosite în componența instalațiilor care asigură buna funcționare a turbinelor. În cadrul acestor instalații, vanele îndeplinesc o gamă variată de funcții, ele fiind folosite în mod deosebit ca organe de izolare și ca elemente cu ajutorul cărora se face reglarea debitului de fluid ce deservește instalația respectivă.

Pentru a putea îndeplini cu succes funcțiile pentru care sunt prevăzute, vanele fluture sunt echipate cu mai multe tipuri de acționări. din punct de vedere al acționării, vanele fluture se pot clasifica în patru categorii după cum urmează:

#### **1.4.1 Vane fluture cu acționare manuală**

Pentru această categorie, acționarea discului se face cu ajutorul unei roți de mână. Figura 1.22 ilustrează o vană fluture cu acționare manuală concepută de firma Erhard [100] și în figura 1.23 este prezentată varianta constructivă a firmei VAG Armaturen [99].



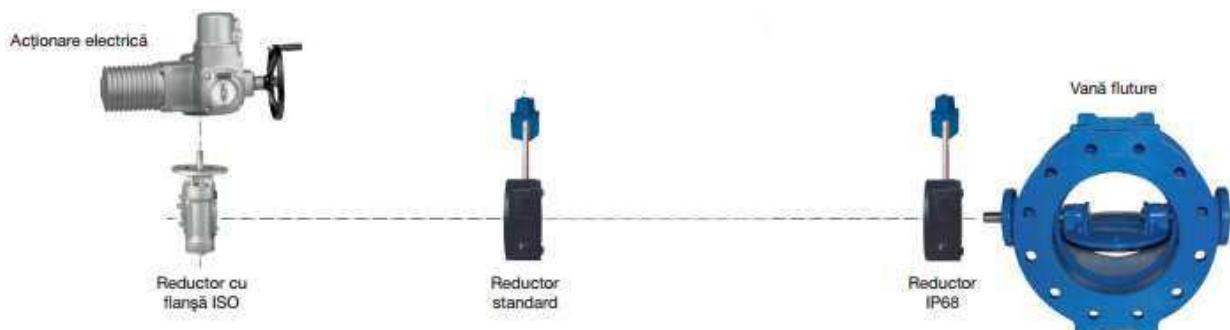
*Fig. 1.22 Vană fluture cu acționare manuală*



*Fig. 1.23 Vană fluture cu acționare manuală*

#### **1.4.2 Vane fluture cu acționare electrică**

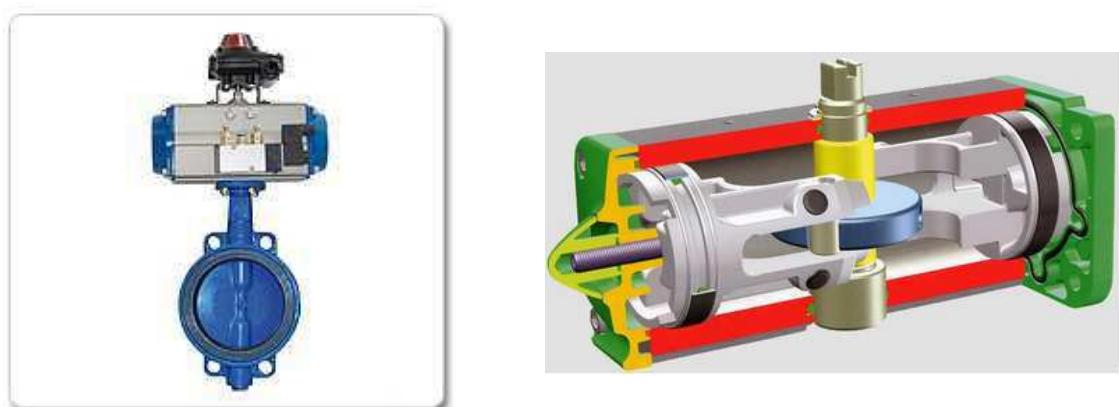
Organele de obturare cu care sunt prevăzute aceste vane sunt acționate de un motor electric prin intermediul unui reductor. Reductoarele care compun acționarea [122] pot fi de asemenea de mai multe tipuri, aşa cum se poate vedea în figura 1.24.



*Fig. 1.24 Vană fluture cu acționare electrică*

#### **1.4.3 Vane fluture cu acționare pneumatică**

Acest tip de vane îndeplinește funcțiile pentru care sunt prevăzute prin deplasarea discului cu ajutorul unei acționări care funcționează pe baza aerului comprimat produs de un compresor. Mecanismele de acționare propriu-zise (actuatorii), cele care transformă energia mecanică a aerului comprimat în mișcare de rotație raportată la disc, se prezintă în mai multe variante constructive. În [figura 1.25](#) este prezentată o vână fluture acționată pneumatic [99].

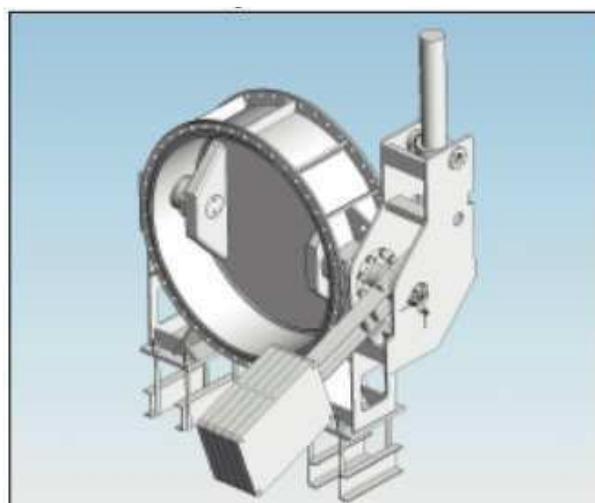


*Fig. 1.25 Vâna fluture cu acționare pneumatică*

#### **1.4.4 Vane fluture cu acționare hidraulică**

Constituie o clasă de vane care îndeplinește funcțiile pentru care au fost prevăzute prin efectuarea mișcării de rotație a organului de obturare obținută cu ajutorul unor motoare hidraulice. Acestea efectuează o mișcare de translație, putând fi acționate cu apă sau cu ulei.

[Figura 1.26](#) prezintă varianta constructivă a firmei Orbinox pentru o vână fluture acționată hidraulic și prevăzută cu contragreutăți pentru manevra de închidere [102].



*Fig. 1.26 Vâna fluture cu acționare hidraulică*

O altă modalitate de a clasifica vanele fluture este în conformitate cu una dintre particularitățile din punct de vedere constructiv a discului ca element de obturare și anume numărul de excentricități cu care este prevăzut acesta. În general, fiecare excentricitate a discului este prevăzută cu scopul de a asigura etanșare periferică foarte bună a vanei pe poziția închis a discului prin intermediul unui moment de închidere. Ținând cont de numărul de excentricități cu care este prevăzut discul, vanele fluture se pot clasifica astfel:

#### **1.4.5 Vane fluture centrice**

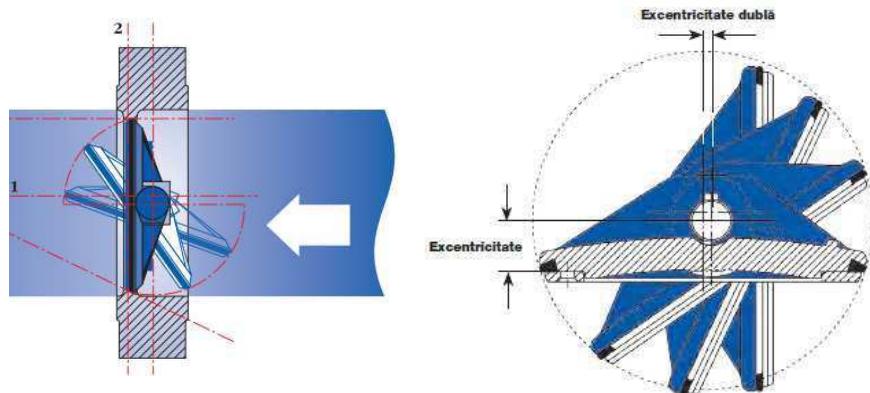
Pentru acest tip de vane, axa discului este concentrică cu axa fusului și cu axa corpului vanei. **Figura 1.27** prezintă o vână fluture centrică cu garnitură vulcanizată pentru apă potabilă și lichide neutre de până la maximum 70°C. Cauciucul este turnat prin injecție direct pe corpul vanei formând o legătură permanentă. Discul profilat generează o deformare minimă a garniturii pentru a obține etanșarea, ceea ce duce la un grad de uzură redus a garniturii [123]. Posibilitatea de rotație a discului este de 360°.



*Fig. 1.27 Vană fluture centrică*

#### **1.4.6 Vane fluture cu dublu excentric**

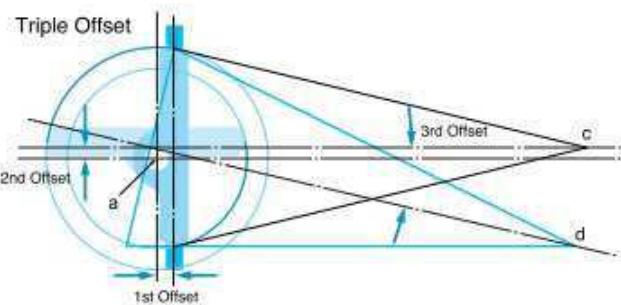
**Figura 1.28** prezintă cinematica unei vane fluture cu dublu excentric [122]. Ideea proiectării vanelor fluture dublu excentrice este în principal aceea de a deplasa tija în ambele direcții în raport cu axele centrale din vână. Așa cum indică figura, excentricitatea este raportată la axul central al conductei, iar excentricitatea dublă este raportată la scaunul vanei. Avantajele acestui tip de vane sunt următoarele: vanele sunt concepute pentru curgere bidirectională, scaunul/discul este proiectat pentru a da cel mai mic cuplu de acționare posibil în direcția de deschidere și închidere, la presiune diferențială maximă, garnitura este eliberată de tensiune chiar la câteva grade ale deschiderii, conferind vanei o durată mai mare de utilizare.



*Fig. 1.28 Vană fluture cu dublu excentric*

#### **1.4.7 Vane fluture cu triplu excentric**

Analizând cazul vanelor dublu excentrice se poate deduce un al treilea tip de vane. Tripla excentricitate se referă la diferența de poziție (excentricitate după ambele direcții) a centrelor de greutate pentru fus, respectiv pentru discul în ansamblu. Figura 1.29 prezintă o vană fluture cu triplu excentric [113].



*Fig. 1.29 Vană fluture cu triplu excentric*

Tinând cont de funcțiile pe care le îndeplinește pe de o parte și de condițiile în care lucrează, pe de altă parte (diametre nominale și presiuni nominale), vanele fluture prezintă trei soluții constructive în ceea ce privește forma, respectiv caracteristicile mecanice și hidraulice ale discului. În funcție de scopul pentru care sunt proiectate și parametrii tehnici în care trebuie să funcționeze cu randament maxim se disting vane fluture echipate cu discuri, ca organe de ansamblare în următoarele soluții constructive.

#### **1.4.8 Vane fluture cu disc lenticular**

Vanele fluture cu disc lenticular sunt folosite în componența instalațiilor și pentru alte aplicații care nu depășesc presiuni de 16 bar. Organul de închidere și reglare a debitului este un disc circular, lenticular, basculând în jurul unui ax transversal curgerii prin conductă. Axul discului,

orizontal sau vertical depinde de modul de acționare și este calculat cu o mică excentricitate, față de centrul discului pentru a se realiza la discul închis un moment de închidere, care asigură o etanșare periferică bună [26]. În prezent sunt realizate vane de acest tip la diametre nominale de până la 2200 mm. Soluțiile constructive fac parte din cadrul general al vanelor fluture, acest tip de vane putând fi executate la un preț de cost redus, ele fiind caracterizate și de o construcție robustă și durabilă. În poziția deschis discul este paralel cu direcția de curgere, iar în poziția închis planul discului are un unghi,  $\alpha = 75 - 90^\circ$  față de axa conductei. Carcasa este un tronson de conductă cu flanșe la capete, având lungimea  $l = (0,45 - 0,55) \times d$  și diametrul egal cu cel al conductei [26]. Poziția de amplasare a discului în corpul vanei și implicit modul de lucru al acestuia, raportat la direcția orizontală divide acest tip de vane în două categorii:

- Vane fluture cu disc lenticular orizontal;
- Vane fluture cu disc lenticular vertical.

Pentru varianta constructivă cu discul orizontal, poziția maxim deschis a acestuia, în care debitul de fluid care tranzitează vana este maxim, se realizează în momentul în care placa inferioară a discului este paralelă cu direcția orizontală. Figura 1.57 descrie soluția constructivă a firmei Mueller pentru o vană fluture cu disc lenticular orizontal [101].



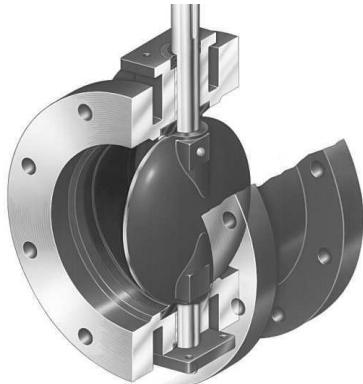
Fig. 1.30 Vană fluture cu disc lenticular orizontal



Fig. 1.31 Vană fluture cu disc lenticular orizontal

În figura 1.31 este prezentată o vană fluture cu disc lenticular orizontal, concepție S.C. HYDRO ENGINEERING S.A. pentru hidrocentrala Mercan Turcia, cu acționare hidraulică. Diametrul  $D_n=900$  mm, căderea de proiectare  $H=260$  mca. Anul de punere în funcțiune 1999 [124].

Vanele fluture cu disc vertical prezintă soluția constructivă în care fusurile discului sunt montate în corpul vanei pe direcția verticală. În această situație, accesul fluidului prin corpul vanei este permis sau restricționat printr-o rotire a discului în domeniul 90 grade în plan vertical. Figura 1.32 exemplifică concret soluția constructivă a firmei Mueller pentru acest tip de vane fluture cu disc lenticular [101].



*Fig. 1.32 Vană fluture cu disc lenticular vertical*



*Fig. 1.33 Vană fluture cu disc lenticular vertical*

În figura 1.33 este prezentată o vană fluture cu disc lenticular vertical, cu dublă etanșare, diametrul de intrare,  $D_n=2800$  mm, căderea de proiectare,  $H=40$  m.c.a. Concepția este S.C. HYDRO ENGINEERING S.A. și reprezintă un proiect în premieră națională [124].

#### **1.4.9 Vane fluture cu disc plan**

Vanele fluture cu disc plan sunt utilizate în mod frecvent în instalațiile care echipează microhidrocentralele având în vedere faptul că în aceste aplicații pierderile hidraulice la nivelul organului mobil de obturarea al vanei nu influențează semnificativ performanțele energetice ale turbinelor. Sunt preferate pentru amenajările în care fluidul de lucru lucrează la presiuni mari și viteze mici. Discul se poate executa în variantă turnată din fontă sau oțeluri manganoase sau în variantă sudată din table laminate. Etanșarea se realizează cu ajutorul unei garnituri de cauciuc montate pe disc. În variantele moderne, asamblarea fusurilor cu discul se face în secțiuni poligonale, acestea prezentând avantajul că simplifică tehnologia de fabricație prin eliminarea organelor de asamblare, respectiv a materialelor și operațiilor tehnologice referitoare la procedeele de sudare. Figura 1.34 ilustrează o asamblare poligonală între fusuri și disc pentru o vană plană [100].



*Fig. 1.34 Asamblare poligonală fus cu disc*

Figura 1.35 [100] și figura 1.36 [99] prezint soluțiile constructive pentru o vană cu disc plan cu acționare hidraulică și contragreutate, respectiv cu acționare manuală.

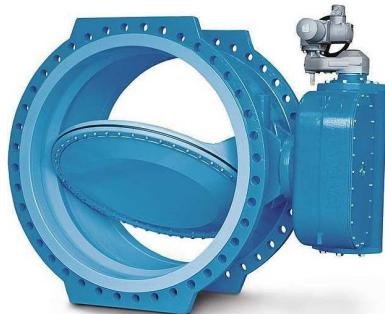


*Fig. 1.35 Vană fluture cu disc plan cu acționare hidraulică*



*Fig. 1.36 Vană fluture cu disc plan cu acționare manuală*

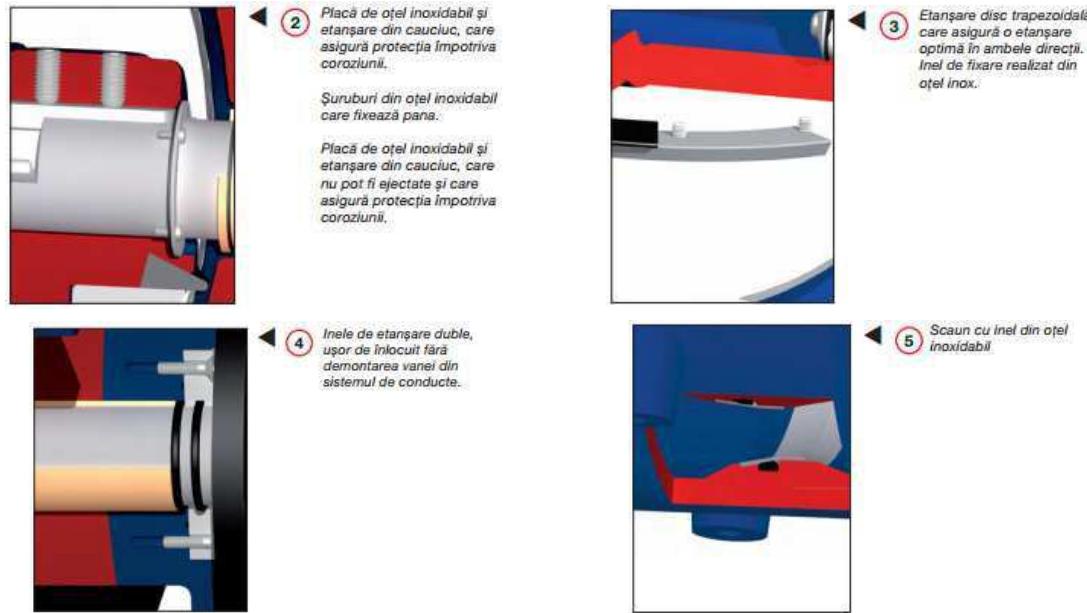
Având în vedere reducerea pierderilor hidraulice, pentru situația în care discul are un diametru mai mare de 2000 mm, acesta este realizat teșit, cu condiția să fie executat din table laminate în construcție sudată. Figura 1.37 prezintă o vană fluture echipată cu disc plan teșit [100].



*Fig. 1.37 Vană fluture cu disc plan teșit*

În continuare este prezentată o soluție constructivă modernă [122] pentru o vană fluture cu disc plan orizontal cu acționare manuală (figura 1.38).





*Fig. 1.38 Soluție constructivă modernă pentru vână fluture cu disc plan*

#### **1.4.10 Vane fluture cu disc biplan**

Vanele fluture cu disc biplan sunt folosite în componența centralelor hidroelectrice ca organe de izolare a conductei forțate. Ele pot fi amplasate pe traseul acesteia, situație în care sunt considerate vane fluture de castel sau înainte de camera spirală a turbinei. Indiferent unde sunt amplasate acest tip de vane suportă presiuni de maxim 25 bar și prezintă soluții constructive-funcționale cu diametre nomiale de până la 4900 mm.

Din punct de vedere constructiv, ansamblul unei vane fluture cu disc biplan prezintă soluții constructive-funcționale complexe care includ următoarele componente principale:

- Corpul vanei;
- Discul;
- Brațele;
- Contragreutățile;
- Tronson amonte;
- Ventil aerisire-dezaerisire;
- Sistem by-pass;
- Mecanism de semnalizare
- Compensator de montaj;
- Servomotor oscilant;
- Pieze inglobate.

Analizând o vana fluture într-un mod mai detaliat, se poate observa că un ansamblu de vane fluture are în componență vana fluture propriu-zisă alături de care sunt prevăzute alte echipamente, unele dintre acestea constituind acționarea vanei, respectiv realizând condițiile de deschidere, altele asigurând fixarea și conexiunea acesteia la conductă forțată.

Servomotoarele oscilante sunt prevăzute cu scopul de a executa mișcarea de deschidere a vanei acționând asupra celor 2 brațe.

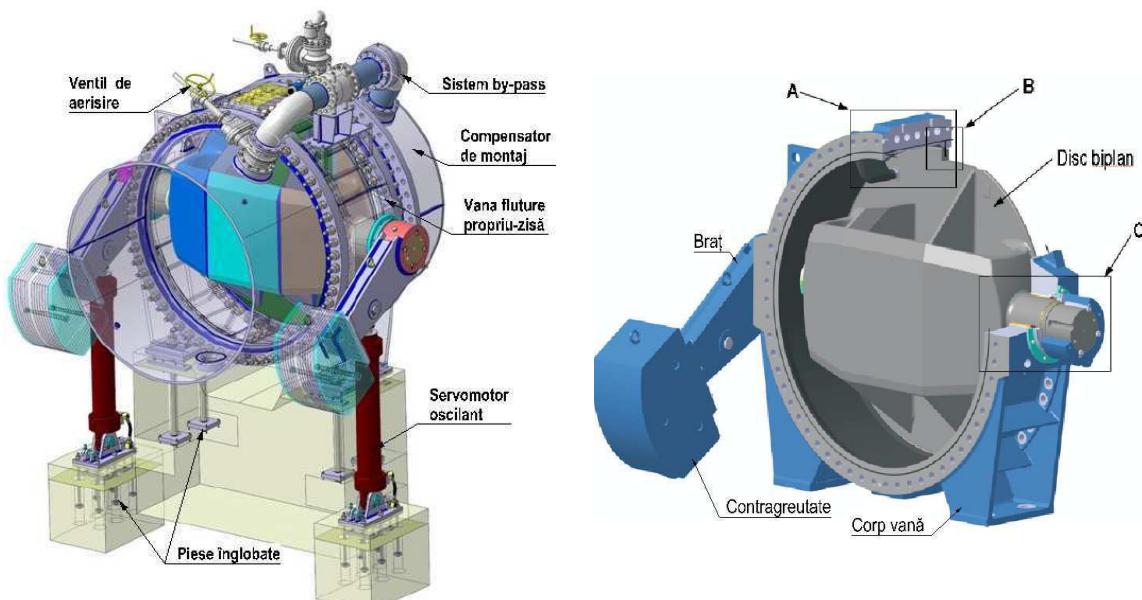
Sistemul by-pass este prevăzut cu scopul de a realiza uniformizarea presiunii în amonte, respectiv în aval de vana în vederea deschiderii discului în condiții optime.

Tronsonul amonte este construcție sudată și este compus din virolă și flanșă, ambele fiind din oțel de uz general.

Compensatorul de montaj este proiectat în scopul preluării abaterilor axiale la montaj și pentru a facilita montarea și demontarea vanei.

Piesele înglobate constituie un ansamblu de piese care sunt montate în betonul secundar al centralei și care sunt prevăzute pentru a asigura fixarea vanei propriu-zise în poziție de lucru.

În [figura 1.39](#) este prezentat instalația generală de vana fluture care cuprinde vana fluture propriu-zisă împreună cu toate echipamentele aferente necesare pentru acționare, deschidere, conexiune la proces și fixare.



*Fig. 1.39 Instalație vana fluture*

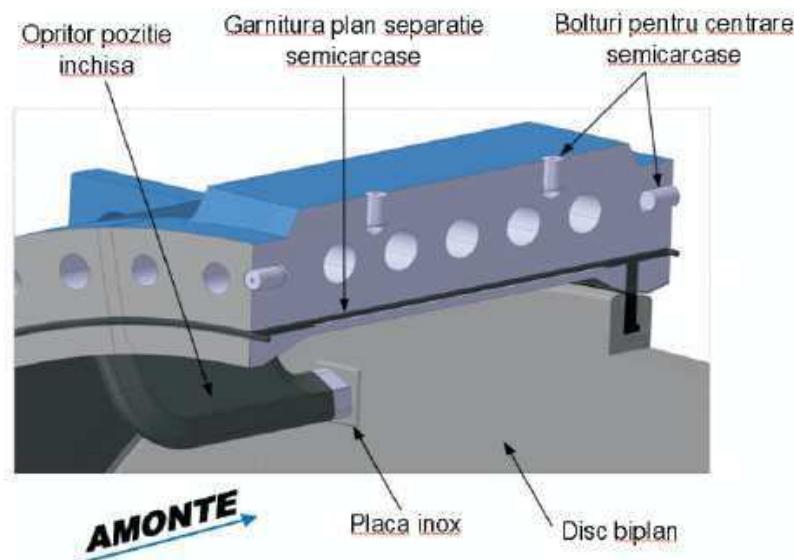
*Fig. 1.40 Vana fluture - ansamblu componente*

Vanele fluture propriu-zise sunt echipamente mecanice complexe care cuprind mai multe ansambluri componente. Variantele moderne de vane fluture prezintă soluții constructive bazate pe următoarele elemente :

- Corpul vanei;
- Discul;
- Brațele;
- Contragreutățile.

**Figura 1.40** prezintă principalele componente ale unei vane fluture și modul în care sunt asamblate la nivelul ansamblului de vană propriu-zisă.

Corpul vanei se realizează în construcție sudată: butuci din oțel turnat manganos și table laminate din oțel de uz general [67] [55]. Este compus din două semicarcase asamblate cu ajutorul unor buloane montate în planele de separație verticale [63]. Pentru a preveni deplasarea axială atât pe direcția orizontală cât și pe cea verticală, în planele de separație dintre cele două semicarcase sunt prevăzute bolțuri de centrare. Scaunul de etanșare se realizează prin depunere de oțel inoxidabil. Pentru a se face etanșarea îmbinărilor cu tronsonul amonte, respectiv cu compensatorul de montaj, suprafetele frontale ale corpului sunt prevăzute cu canale în care sunt montate garnituri din șnur de cauciuc. În mod similar se face și etanșarea din planele de separație ale celor două semicarcase care formează corpul vanei. **Figura 1.41** constituie detaliul “A” al figurii 1.40 și prezintă soluția de asamblare și etanșare pentru corpul vanei.



*Fig. 1.41 Corpul vanei – asamblare și etanșare*

Pentru a asigura o mișcare de rotație a discului în condiții optime, corpul vanei este prevăzut cu lagăre de alunecare cu autoungere. Lagărele de alunecare cu autoungere au în componență materialul suport care este bronz cu incluziuni de grafit foarte fin distribuite în matrice, suprafața de alunecare alcătuită dintr-un aliaj CuSn / CuSnPb sau un film de grafit și prezintă coeficienți de frecare cu valori cuprinse în intervalul  $0,1 \div 0,2$ . Zona fusurilor discului este etanșată cu garnituri de

tip set manșete “V”. În figura 1.42 sunt prezentate lagărele cu autoungere și sistemul de etanșare al discului din zona fusurilor [67].

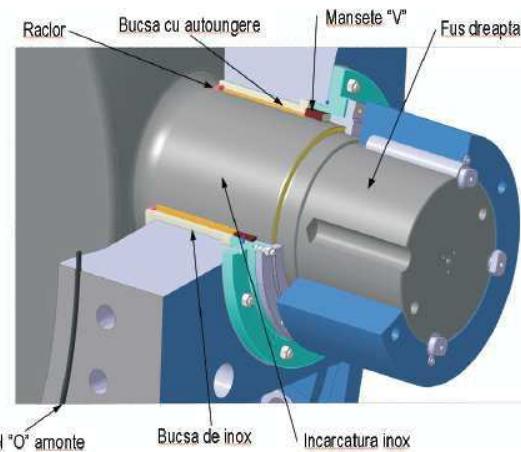


Fig. 1.42 Lagăre de alunecare cu autoungere și etanșare cu manșete “V”

Vanele fluture își îndeplinesc funcțiile pentru care sunt proiectate cu ajutorul unui disc biplan solidar montat pe 2 fusuri care se rotește în corpul vanei. Discul biplan constituie elementul de obturare al vanei și este profilat în direcția de curgere pentru a asigura pierderi hidraulice minime și echilibrarea forțelor pe vană [69].

Discul se realizează în construcție sudată: fusuri din oțel turnat manganos și table laminate din oțel de uz general [55]. Etanșarea principală a vanei este pe circumferința discului și constă într-o garnitură din cauciuc profilată montată pe disc cu ajutorul unui inel de fixare [68] [67]. Inelul de fixare este montat pe disc cu șuruburi. În figura 1.43 este prezentată o variantă constructivă modernă a unui disc biplan.

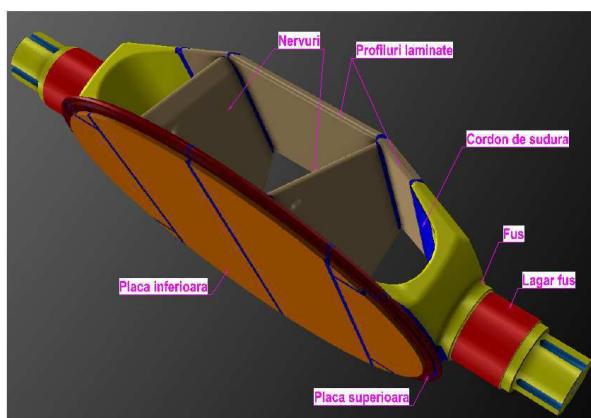


Fig. 1.43 Disc biplan – variantă constructivă modernă

Fusurile sunt în construcție turnată și sunt executate de obicei din oțel G20Mn5 conform DIN 17182 [109], un material rezistent la mediul coroziv, caracteristicile mecanice ale acestuia fiind prezentate în tabelul 1.1.

*Tabel nr. 1.1*

*Caracteristici mecanice oțel G20Mn5 conform DIN 17182*

Grosime perete, t [mm]	Limita de curgere, min. [N/mm <sup>2</sup> ]	Rezistență la rupere [N/mm <sup>2</sup> ]	Alungirea la rupere, min., [%]	Reziliență
50 < t ≤ 100	280	500 - 650	22	40 J
100 < t ≤ 160	260	480 - 630	20	35 J
≥ 160	240	450 - 600	-	

Tablele laminate care intră în componența discului pot fi realizate din oțeluri nealiate, cazul cel mai ușual sau din oțeluri destinate execuției recipienților sub presiune, în cazul vanelor de performanță care lucrează în regimuri speciale. Prima situație impune folosirea oțelului simbolizat S355J2 conform EN 10025, în timp ce în al doilea caz se folosește oțelul simbolizat P460 conform EN 10028. **Tabelul 1.2** prezintă caracteristicile mecanice ale oțelului simbolizat S355J2 conform EN 10025, în stare normalizată [119].

*Tabel nr. 1.2*

*Caracteristici mecanice oțel S355J2 conform EN 10025, în stare normalizată*

Grosime perete, t [mm]	Limita de curgere, min. [N/mm <sup>2</sup> ]	Rezistență la Rupere [N/mm <sup>2</sup> ]	Alungirea la rupere, min., [%]	Reziliență
t ≤ 3	355	490 - 630	-	27 J la o temperatură de - 20°
3 < t ≤ 16	355		20	
16 < t ≤ 40	345		20	
40 < t ≤ 63	335		19	
63 < t ≤ 80	325		18	
80 < t ≤ 100	315		18	
100 < t ≤ 150	295		18	
150 < t ≤ 200	285		17	
200 < t ≤ 250	275		17	

În **tabelul 1.3** sunt prezentate caracteristicile mecanice pentru marca de oțel P460 conform EN 10028.

*Tabel nr. 1.3*

*Caracteristici mecanice oțel P460 conform EN 10028, în stare normalizată*

Grosime perete, t [mm]	Limita de curgere, min. [N/mm <sup>2</sup> ]	Rezistență la rupere [N/mm <sup>2</sup> ]	Alungirea la rupere, min., [%]
≤ 16	460	530 - 720	17
16 < t ≤ 40	440		
40 < t ≤ 63	430		

Din punct de vedere al soluției constructive, discurile biplane care echipează vanele fluture s-au dezvoltat într-o panoplie foarte vastă. Acestea au fost concepute în variante constructive cu 2 sau mai multe nervuri, aceste nervuri fiind dispuse la nivelul discurilor în mai multe poziții (verticale sau inclinate).

În continuare sunt prezentate câteva soluții constructive pentru discurile biplane.

Figura 1.44 prezintă soluția constructivă a companiei Muller, Canada [101], iar în figura 1.45 este prezentat discul biplan conceput de compania Henry Pratt. Ambele soluții prezintă discuri cu nervurile perpendiculare pe placa inferioară.

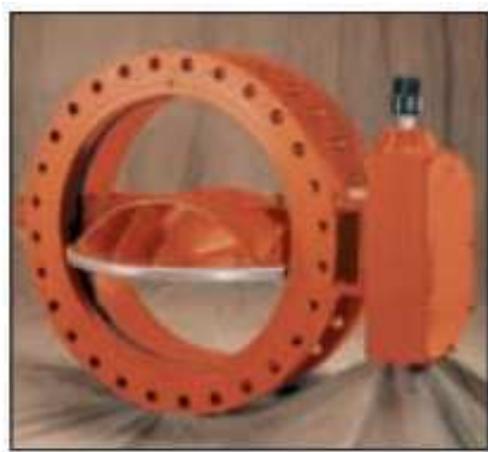


Fig. 1.44 Vană fluture cu disc biplan orizontal cu nervuri perpendiculare



Fig. 1.45 Vană fluture cu disc biplan vertical cu nervuri perpendiculare

În figura 1.46 este prezentat un disc biplan cu două nervuri perpendiculare pe placa inferioară cu fusuri aplicate și carcăsa monobloc, concepție S.C. HYDRO ENGINEERING S.A. și executat de S.C. UCM Reșița S.A [124]. Soluția constructivă pentru discuri biplane cu două nervuri perpendiculare pe placa inferioară și cu butuci mariți a firmei Orbinox, Canada[102] este prezentată în figura 1.47.



Fig. 1.46 Vană fluture cu disc biplan cu fusuri aplicate și cu nervuri perpendiculare



Fig. 1.47 Vană fluture cu disc biplan cu nervi perpendiculare și butuci mariți

O altă variantă constructivă este discul biplan cu două nevuri înclinate. **Figura 1.48** prezintă această variantă. În **figura 1.49** se prezintă soluția S.C. HYDRO ENGINEERING S.A. pentru o vane fluture disc biplan cu nervuri înclinate și acționare electromecanică Otaki-Japonia [124].

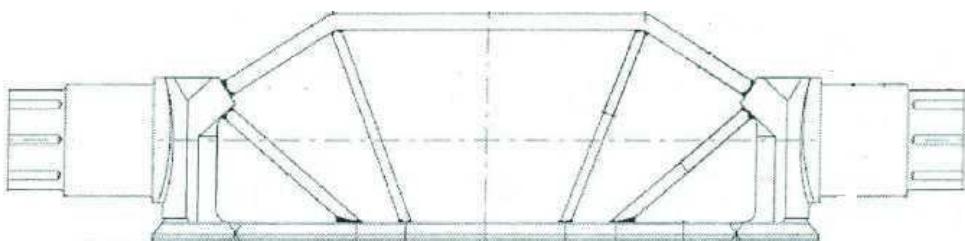


*Fig. 1.48 Vană fluture cu disc biplan cu nervuri înclinate*



*Fig. 1.49 Vană fluture cu disc biplan cu nervuri înclinate*

Pentru aplicații în care diametrul conductei este cuprins între 5m și 6 m se folosesc vane fluture cu patru sau mai multe nevuri. Soluția constructivă cu patru nervuri înclinate a firmei Litostroj, Slovenia este prezentată în **figura 1.50**. Producătorii chinezi [103] prezintă soluția cu șase nervuri perpendiculare pe placa inferioară și șase nervuri înclinate pentru aplicații cu diametrul mai mare de 6 m (**fig 1.51**).



*Fig. 1.50 Disc biplan cu patru nervuri înclinate*



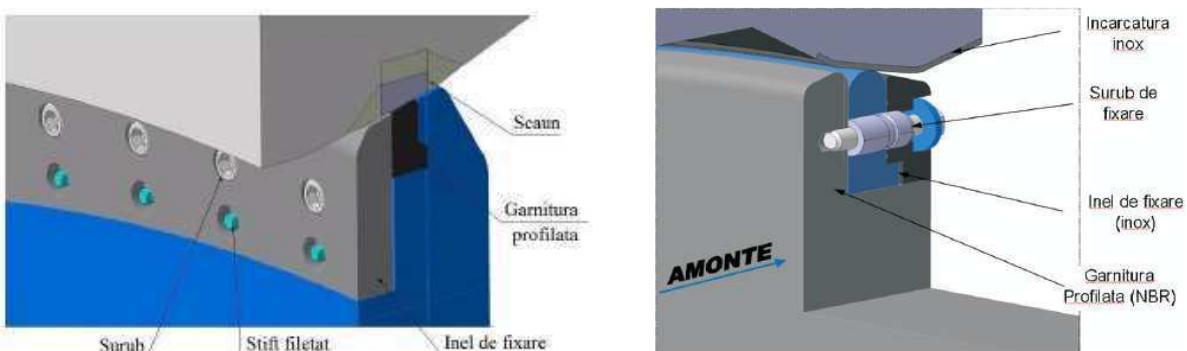
*Fig. 1.51 Disc biplan cu șase nervuri perpendiculare pe placa inferioară și șase nervuri înclinate*

Funcția principală a vanelor, izolarea conductelor forțate, respectiv izolarea turbinelor se realizează în poziția complet închis, cu ajutorul etanșării principale a vanei. Etanșarea principală constă în aducerea suprafeței de etanșare a discului pe suprafața de etanșare concepută pe corpul (carcasa) vanei.

Etanșarea se poate realiza atât prin contactul metalic direct ("fier pe fier") între disc și carcăsa cât și cu ajutorul unui element elastic care poate fi montat ori pe carcăsa, ori pe disc, în toate situațiile folosindu-se o garnitură profilată din cauciuc sintetic. Elementul elastic poate fi montat pe carcăsa, respectiv pe discul biplan. Soluțiile constructive pentru concepția și execuția etanșării principale a unei vane fluture echipată cu disc biplan sunt numeroase. Majoritatea soluțiilor constructive au elementul elastic fixat pe disc, având în vedere faptul că menținerea, respectiv înlocuirea acestuia, dacă este cazul, este foarte facilă.

În continuare sunt prezentate mai multe variante constructive.

În [figura 1.52](#) sunt prezentate soluțiile aplicate de către S.C. HYDRO ENGINEERING S.A., unde elementul de etanșare este fixat pe disc.

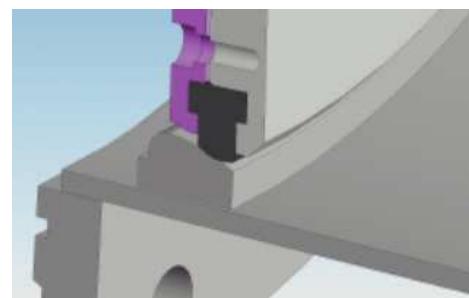


*Fig. 1.52 Etanșare principală vane fluture, concepție S.C. HYDRO ENGINEERING S.A.*

În [figura 1.53](#) este prezentată soluția de etanșare a firmei Muller, Canada, unde elementul elastic se regăsește montat în carcasa vanei [98]. [Figura 1.54](#) prezintă soluția de etanșare a firmei Orbinox, Canada [102], unde elementul de etanșare este montat pe disc.



*Fig. 1.53 Etanșare cu element elastic montat pe carcăsa*



*Fig. 1.54 Etanșare element elastic montat pe disc*

Mai multe soluții constructive, ținând cont de materialele utilizate (scaun etanșare carcăsa vană din oțel inox sau vopsit), respectiv de maniera de dispunere a acestora (scaun de etanșare integrat prin turnare sau ansamblu aparte) la nivelul componentelor vanei [122], sunt prezentate în figurile 1.55, 1.56, 1.57 și 1.58.

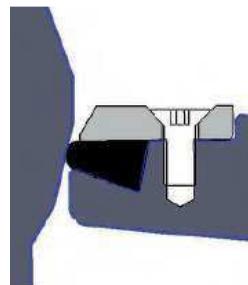


Fig. 1.55 Model cu scaun integrat

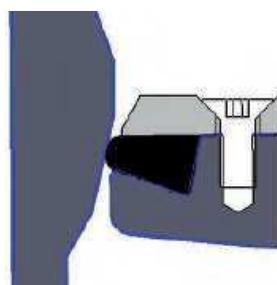


Fig. 1.56 Model cu scaun emailat

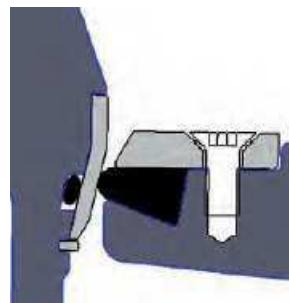


Fig. 1.57 Model cu scaun din oțel inoxidabil

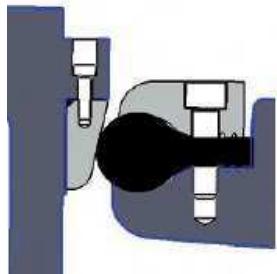


Fig. 1.58 Model cu scaun din oțel inoxidabil

Brațele se realizează de asemenea în construcție sudată din table laminate din oțel de uz general și reprezintă elementele care transformă mișcarea de translație a tijelor aparținând servomotoarelor oscilante în mișcare de rotație pentru disc la manevra de deschidere a vanei.

Contragreutățile de asemenea sunt realizate în construcție sudată din table de oțel de uz general și sunt prevăzute pe extremitățile brațelor cu scopul de a aduce discul în poziție verticală la manevra de închidere a vanei.

#### **1.4.11 Cercetări teoretice și prin simulare numerică pe vane fluture**

Prezența unor obstacole pe traseul de curgere a fluidului într-o instalație face ca în zona respectivă mișcarea acestuia să fie una neuniformă, fluidul modificându-și viteza în modul și / sau ca direcție. La trecerea peste aceste obstacole, lichidul pierde o parte din energia hidraulică înmagazinată, efectul acestei pierderi de energie fiind o scădere bruscă a presiunii pe porțiunea respectivă, numită și cădere de presiune [18].

Vanele fluture sunt prevăzute în general în instalații ca și organ de obturare a debitului de fluid care tranzitează instalația respectivă, oferind o închidere rapidă și asigurând pierderi hidraulice mici [28], [16].

Performanțele și modul de alegere al acestor echipamente pot influența în mod semnificativ buna-funcționare a instalației pe care o deservesc.

Vorbind despre performanțe, trebuie neapărat precizat faptul că, aceste echipamente trebuie să fie proiectate și executate astfel încât să asigure o pierdere hidraulică minimă și tranzitarea unui debit maxim de fluid de lucru, în condiții care să nu facă posibilă apariția fenomenului de cavitație, fenomen generator în principal al vibrațiilor și zgometelor, dar și un factor care generează numeroase daune în zonele expuse acestui fenomen, toate acestea ținând cont de faptul că aceste echipamente trebuie să prezinte o construcție robustă rezultată din dimensionarea optimă și verificarea exigentă a tuturor elementelor componente, din punct de vedere al rezistenței [63].

Pierderile locale se exprimă în funcție de energia cinetică, printr-o relație propusă de Weissbach, sub forma [77], [18]:

$$h_{loc} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (1.1)$$

sau, în funcție de căderea de presiune  $\Delta p$  care apare pe rezistență respectivă, prin relația:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (1.2)$$

în care:

$\xi$  – este coeficientul de rezistență locală;

$v$  – viteza medie a fluidului în aval de obstacol dacă nu se indică astfel.

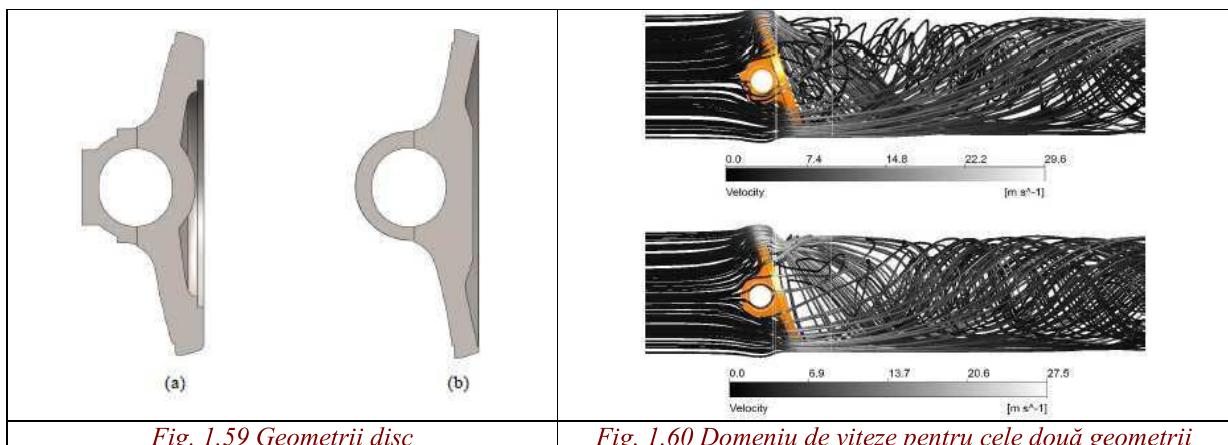
Coeficientul adimensional  $\xi$ , același în ambele relații precedente, depinde în cazul rezistențelor fixe de forma geometrică a acesteia, de numărul Reynolds, de calitatea suprafetei rezistente, iar pentru rezistențele cu secțiune variabilă (robinete, clape) depinde de poziția organului obturator [18].

Având în vedere cele amintite mai sus, trebuie punctat în mod obligatoriu faptul că obținerea unei soluții optime în ceea ce privește designul vanelor nu se poate face decât în condițiile în care sunt foarte bine cunoscute toate forțele și momentele care acționează asupra vanei, calculele teoretice fiind în multe situații verificate prin cercetări experimentale [90], [76].

Beneficiind de cunoștințele teoretice din acest domeniu, regăsite într-o vastă literatură de specialitate și profitând de progresul platformelor de proiectare care includ module de simulare

numerică, numeroși cercetători [51], [46], [74], au studiat „la alt nivel” fenomenele care apar la nivelul vanelor fluture, astfel încât soluția constructivă să prezinte o variantă optimă pentru a putea asigura performanțe maxime, [66].

În acest context, în momentul de față există un areal vast de exemple în care modelele matematice teoretice cunoscute sau propuse sunt verificate și validate cu ajutorul tehnicii de calcul, acesta putând fi considerat un mare pas înainte referitor la maniera de abordare în concepția și optimizarea vanelor fluture [89], [41], [22], [92], [17], [50], [47], [73], [36], [6], [57], [38]. În figura 1.59 se prezintă două geometrii de discuri studiate, iar în figura 1.60 sunt prezentate vitezele de curgere obținute prin simulare numerică pentru cele două geometrii [41].



În același context, în figurile 1.61 și 1.62 sunt prezentate geometriile și distribuțiile de viteze pentru două variante constructive ale discului aferente unui studiu dezvoltat în scopul optimizării formei discului pentru îmbunătățirea performanțelor vanei fluture studiate [92].

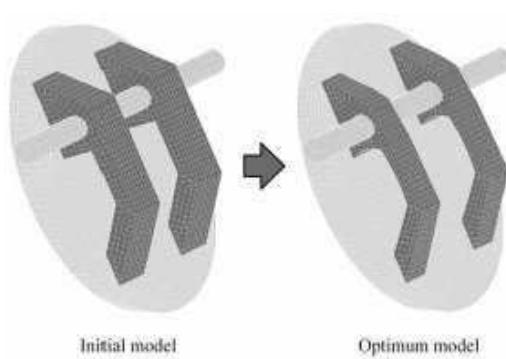


Fig. 1.61 Geometrii disc

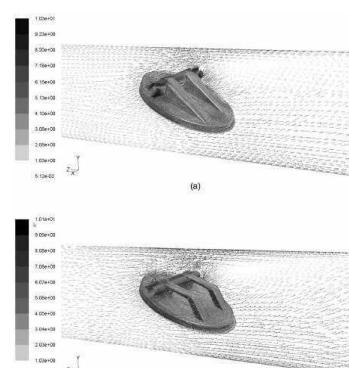


Fig. 1.62 Distribuția vitezelor pentru cele două geometrii

A.D. Henderson ținând cont de prevederile American Water Works Association (AWWA) [4], pune în evidență relațiile de calcul a momentului hidrodinamic care acționează asupra unei vane fluture [24] și propune modele numerice de calcul. Validarea rezultatelor determinate în mod

analitic, în cazul acestor studii este realizată cu ajutorul analizei numerice efectuată cu ajutorul calculatorului [78], [95], [32], [31], [91], [22], [37].

Dincolo de studiul referitor la forțele și momentele [60], [49], [48], [62] și beneficiind din plin de avantajele dezvoltării aplicațiilor de simulare numerică, performanțele vanelor fluture au fost analizate și din perspectiva determinării coeficienților de rezistență hidraulică și de debit în funcție de unghiul de deschidere al discului [81], [54], [79], [70], [25], [58], [42], [14], [3], [19], [40]. Rezultatele obținute în urma efectuării acestor studii sunt prezentate sub forma unor diagrame [87], [72]. Figura 1.63 prezintă domeniul de calcul și domeniul computațional folosite pentru determinarea coeficienților de pierdere hidraulică, respectiv de debit a unei vane având un diametru de 1,35 m [87].

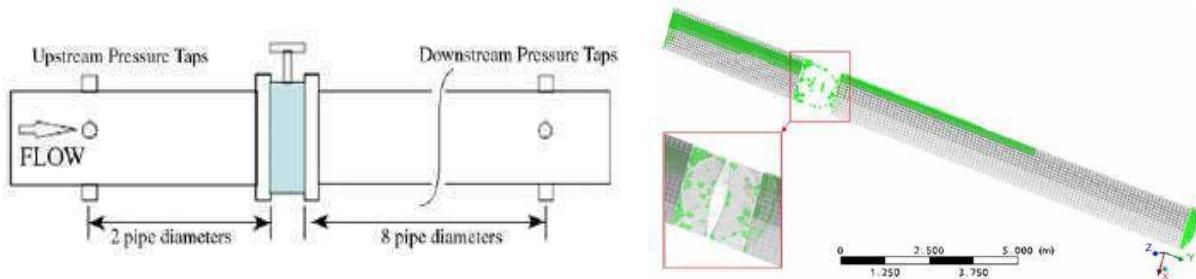


Fig. 1.63 Domeniul de calcul și domeniul computațional

Tot cu ajutorul platformelor de proiectare a fost studiat cu ajutorul modulelor de simulare numerică și comportamentul unei vane fluture amplasată în vecinătatea unui cot montat în instalație [20], [35], [59], [56]. Concluziile acestor studii arată că un cot montat în amonte de vane influențează în mod negativ comportamentul vanei din perspectiva performanțelor hidraulice.

Referitor la fenomenul de cavitație, se poate spune că de asemenea a fost tratat cu cea mai mare seriozitate.

Prof. Gh. Băran în [8] precizează că „în procesul de implozie are loc un ansamblu de fenomene simultane de natură mecanică, chimică, electrică, termică, și.a., care conduc la distrugerea suprafețelor udate, distrugeri denumite distrugeri sau eroziuni cavitационale”.

Acad. I. Anton în [5] afirmă că „fenomenul de cavitație este un proces dinamic de formare, dezvoltare și surpare a unor bule sau cavitați umplute cu vaporii și gaze, în masa unui lichid”, acest fenomen datorându-se datorită diferenței de presiune care se manifestă în interiorul și exteriorul bulei.

Cavitația, ca și fenomen care apare la nivelul tuturor materialelor care lucrează imersate într-un fluid [29], [23], [44], [11], [118], a fost tratată în numeroase studii teoretice în care sunt prezentate modele de calcul și prin simulare numerică, care pun în evidență modul în care se

manifestă acest fenomen, respectiv perspective de optimizare a instalațiilor pentru evitarea acestui fenomen [52], [30], [53], [39], [34], [84], [13], [93], [75], [2], [94], [61].

Fenomenul cavitational al vanelor fluture este tratat pornind de la stabilirea valorilor din punct de vedere teoretic pentru viteza critică la care apare cavităția [77], continuând cu stabilirea relațiilor matematice după care se face calculul analitic [5] al unei instalații prevăzută cu vane fluture și finalizându-se cu verificarea acestor rezultate prin efectuarea calculelor folosind simulări numerice și cercetări experimentale [71], [45], [33], [86], [43], [107], [7], [85].

Având în vedere că S.C. HYDRO ENGINEERING S.A. este un nume de referință în domeniul hidroenergetic, după cum o demonstrează sutele de proiecte derulate și implemetate de-a lungul deceniilor, pentru beneficiari din țară și străinătate [124], această companie se poate mândri cu faptul că a contribuit în mod major prin aportul specialiștilor săi la dezvoltarea și optimizarea concepțională în domeniul vanelor fluture. Compania a executat servicii de proiectare în acest domeniu începând de la înființarea sa, în anul 1966 și până în prezent, parcurgând etapele inerente perioadelor traversate de către întregul mediu ingineresc implicat în acest proces.

Beneficiind de faptul că valoarea specialiștilor săi din punct de vedere tehnic a fost la cel mai înalt nivel, în cadrul companiei au fost realizate numeroase proiecte de vane fluture elaborate atât pe planșetă, cât și cu ajutorul calculatorului prin utilizarea unor platforme de proiectare (Catia).

În continuare vor fi prezentate, conform [www.hye.ro](http://www.hye.ro), referințe vane obiectivele hidroenergetice din România și din alte țări, în care S.C. HYDRO ENGINEERING S.A. a elaborat documentația aferentă proiectului cu privire la concepția vanelor fluture.

Dintre amenajările hidroenergetice importante din România care au montate la castel (nod de presiune) două vane fluture cu disc biplan (seviciu - siguranță), amintim:

- vanele fluture de castel de la CHE Râul Mare Retezat. Au diametrul nominal 3600 mm și presiunea nominală de 175 mca;
- vanele fluture de castel de la CHE Mărișelu. Au diametrul nominal 3200 mm și presiunea nominală de 100 mca;
- vanele fluture de castel de la CHE Dâmbovița-Clăbucet. Au diametrul nominal 2800 mm și presiunea nominală de 120 mca;
- vanele fluture de castel de la CHE Colibița. Au diametrul nominal 2000 mm și presiunea nominală de 110 mca;

- vanele fluture de castel de la CHE Răstolița. Au diametrul nominal 2300 mm și presiunea nominală de 125 mca, în construcție;

Amenajările hidroenergetice din România care au montate la nodul de presiune o vană fluture cu disc biplan sunt enumerate în continuare:

- vana fluture de castel de la CHE Ruieni. Vana are diametrul nominal 3600 mm și presiunea nominală de 140 mca;
- vana fluture de castel de la CHE Munteni. Vana are diametrul nominal 3600 mm și presiunea nominală de 170 mca;
- vana fluture de castel de la CHE Rucăr. Vana are diametrul nominal 3200 mm și presiunea nominală de 140 mca;
- vana fluture de castel de la CHE Remeți. Vana are diametrul nominal 2800 mm și presiunea nominală de 110 mca;
- vana fluture de castel de la CHE Nehoiașu-Siriu. Vana are diametrul nominal 2800 mm și presiunea nominală de 140 mca;
- vana fluture de castel de la CHE Bumbești și CHE Dumitra. Vana are diametrul nominal 3000 mm și presiunea nominală de 45 mca;

Printre centralele hidroelectrice din România echipate cu vană future la intrarea în turbină, se numără:

- - vana fluture de intrare în turbină de la CHE Tarnița. Vana are diametrul nominal 2700 mm și presiunea nominală de 100 mca;
- - vana fluture de intrare în turbină de la CHE Vălenii de Munte. Vana are diametrul nominal 1400 mm și presiunea nominală de 65 mca;
- - vana fluture de intrare în turbină de la CHE Herculane. Vana are diametrul nominal 1800 mm și presiunea nominală de 60 mca;
- - vana fluture de intrare în turbină de la CHE Bumbești, CHE Dumitra. Vana are diametrul nominal 1500 mm și presiunea nominală de 170 mca, în construcție.

### 1.5 Concluzii

Ținând cont de toate aspectele legate de vanele fluture menționate în conținutul acestei lucrări se pot formula următoarele concluzii referitoare la acest tip de echipament:

- Prezintă un design simplu și robust;
- Se realizează cu un preț de cost redus;
- Se prezintă într-o multitudine de soluții constructive și funcționale;
- Îndeplinesc funcții multiple, fiind folosite pentru oprire a curgerii unui fluid, respectiv pentru reglarea debitului de curgere a unui fluid;
- Sunt proiectate pentru curgere bidirectională;
- Discul pivotează în poziția deschis/închis ca o ușă, asigurând astfel uzarea minimă a garniturii din cauciuc;
- Garnitura este eliberată de tensiune chiar la câteva grade ale deschiderii, conferind vanei o durată mai mare de utilizare;
- Garnitura este comprimată complet doar în poziția închis, oferind o etanșare de 100%;
- Scaunul/discul este proiectat pentru a da cel mai mic cuplu de acționare posibil în direcția de deschidere și închidere, la presiune diferențială maximă;
- Performanțele energetice ale vanelor și îmbunătățirea acestora sunt un permanent subiect de studiu;
- Studiile performanțelor energetice ale vanelor sunt realizate atât pe cale teoretică, cât și cu ajutorul computerului, folosind diferite tipuri de simulare numerică.

## **Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT**

Obiectivul general al prezentei teze este investigarea teoretică și experimentală a unei vane fluture echipate cu mai multe variante constructive de disc biplan. Studiile și cercetările elaborate includ parcurgerea unui ciclu complet de proiectare hidrodinamică, proiectare constructiv-funcțională, simulare, execuție, cercetare experimentală și selecția variantei optime din punct de vedere al performanțelor hidrodinamice a discului, destinat a echipei o vană pentru un obiectiv industrial.

Obiectivele specifice propuse spre a fi realizate în prezenta teză de doctorat sunt:

- realizarea unei sinteze bibliografice care să descrie elementele constitutive ale unei vane, să inventarieze tipurile de vane și să prezinte clasificarea, soluțiile constructive actuale și destinațiile de utilizare a acestora;
- elaborarea unui studiu bibliografic axat pe vanele fluture care să descrie elementele componente ale acestora, funcții lor în cadrul sistemelor hidroenergetice, clasificarea după mai multe criterii, performanțe energetice, metode de calcul și proiectare și realizări existente pe plan mondial;
- proiectarea unor variante constructive ale discului biplan prototip pentru echiparea unei vane fluture corespunzătoare unui obiectiv industrial cu parametrii de intrare specificați;
- simularea numerică a curgerii pe vana echipată cu variante de discuri biplane referitor la determinarea performanțelor hidrodinamice pentru mai multe poziții de lucru ale discului (viteze, presiuni, coeficient de pierdere hidraulică, coeficient de cavitație, forțe) și selecția variantei optime a discului din punct de vedere al performanțelor hidrodinamice;
- analiza prin simulare numerică a tensiunilor și deformațiilor care apar la varianta de disc biplan selectată;
- proiectarea variantei constructive a modelului discului biplan, în similitudine cu discul prototip selectat, destinat cercetărilor experimentale;
- încadrarea modelului discului biplan în circuitul hidraulic al standului de încercare destinat încercărilor experimentale pe modele de vană fluture;
- cercetări pe modelului discului biplan pentru determinarea experimentală a performanțelor hidrodinamice (viteze, presiuni, coeficient de pierdere hidraulică, coeficient de cavitație, coeficient de debit, coeficienții forțelor, coeficientul de moment și vibrații);
- calculul analitic al vanei prototip echipată cu discul biplan selectat și cercetat experimental.

### Cap. 3 SIMULAREA CURGERII PRIN VANA FLUTURE CU DISC BIPLAN

#### 3.1 Simularea curgerii prin vana fluture pe variante constructive ale discului biplan

Simularea curgerii prin vana fluture are drept obiectiv determinarea distribuției de viteze și presiuni pe discul vanei, forțele hidrodinamice, precum și comportamentului cavitațional al acesteia. De asemenea, prin transferul distribuției de presiuni din Flow Simulation în modulul Simulation din SolidWorks se va calcula comportamentul discului vanei din punct de vedere al rezistenței.

Etapele simulării numerice sunt următoarele:

- Creare geometrie 3D;
- Activare modul Flow Simulation și creare proiect de simulare a curgerii;
- Definire tip analiză și volum de control;
- Specificare condiții de frontieră și criterii de convergență;
- Calcul studiu de curgere și vizualizare rezultate;
- Transfer distribuție presiune din Flow Simulation în modulul Simulation;
- Calcul de rezistență;
- Vizualizare distribuție tensiuni și deformații.

Simularea a fost realizată pentru trei variante de disc: inițial, intermediar respectiv final, prin intermediul modulului Flow Simulation, integrat în interfața aplicației SolidWorks, pentru un singur punct de funcționare definit prin debitul masic nominal  $Q_n$  masic = 154631 kg/s respectiv viteza de 8.2 m/s și pentru 17 poziții unghiulare ale discului cuprinse între 0 ° și 80 grade cu pas de 5 grade.

Cele trei soluții analizate prezintă variante constructive evolutive ale discului biplan, ținând cont de faptul că acesta, fiind organul de obturare ala vanei, trebuie să fie conceput într-o soluție constructivă optimă pentru a asigura funcționarea vanei la cel mai înalt nivel din punct de vedere al parametrilor hidronamici la poziția maxim deschis a discului.

Optimizarea discului a ținut cont în primul rând de reducerea turbulențelor von Karman și constă în modificarea geometriei discului prin ajustarea formei și a unghiului de dispunere a nervurilor și a concepției plăcilor superioare în funcție de placă inferioară.

Ținând cont de aceste considerente, placă superioară a discului pe bordul de atac (față amonte) este profilată simetric, în timp ce bordul de fugă (față aval) a acesteia este profilat asimetric ținând cont de grosimea plăcii din care este executat discul (figura 3.1).

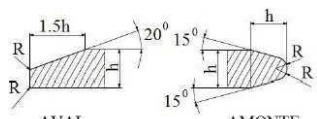


Fig. 3.1 Profilare placă superioară

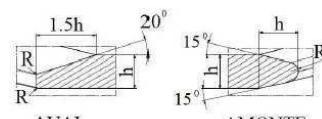
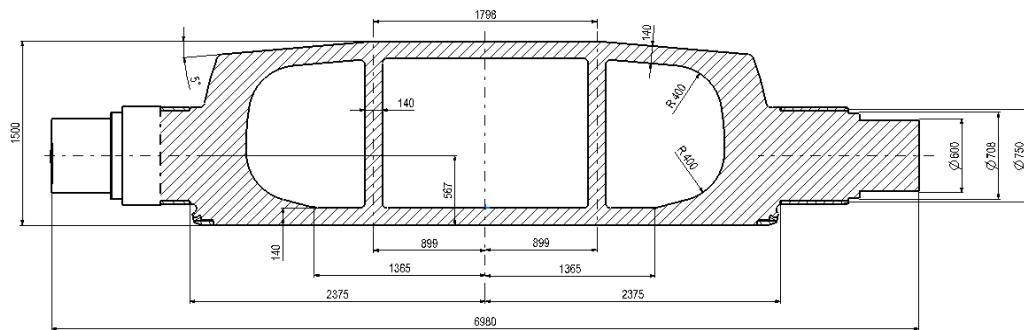


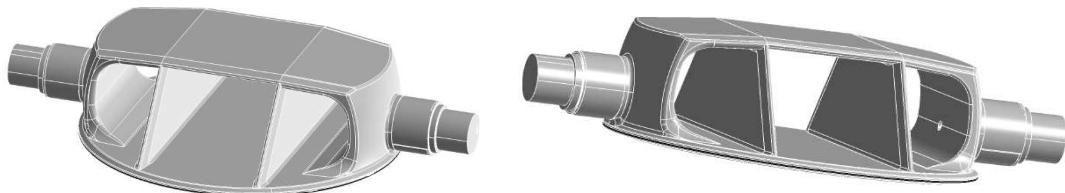
Fig. 3.2 Profilare nervuri

Profilarea asimetrică descrisă anterior a fost perpetuată și la nivelul nervurilor (figura 3.2).

Figurile 3.3 și 3.4 prezintă geometria și soluția constructivă pentru discul biplan în varianta inițială.

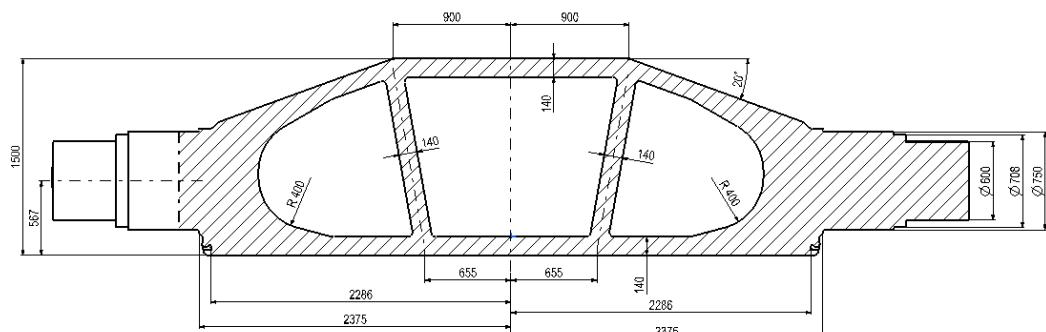


*Fig. 3.3 Geometrie disc biplan – varianta inițială*



*Fig. 3.4 Soluție constructivă disc biplan – varianta inițială*

Figurile 3.5 și 3.6 prezintă geometria și soluția constructivă pentru discul biplan în varianta intermediară.



*Fig. 3.5 Geometrie disc biplan – varianta intermedieră*



*Fig. 3.6 Soluție constructivă disc biplan – varianta intermedieră*

Figurile 3.7 și 3.8 prezintă geometria și soluția constructivă pentru discul biplan în varianta finală.

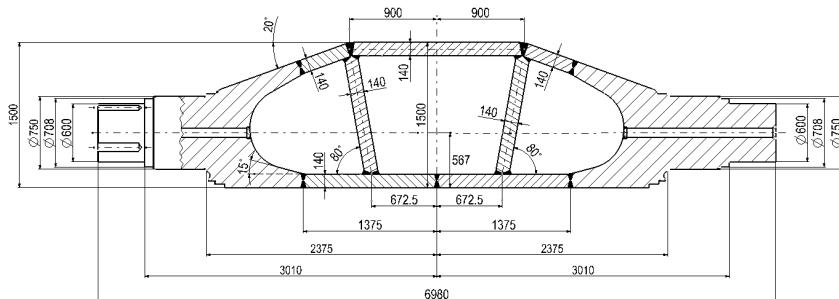


Fig. 3.7 Geometrie disc biplan – varianta finală

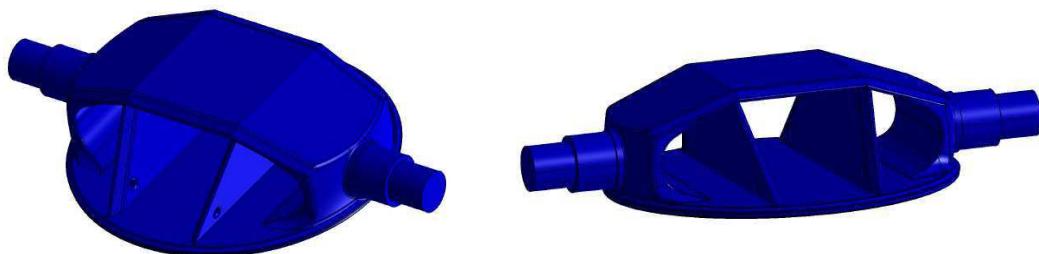


Fig. 3.8 Soluție constructivă disc biplan – varianta finală

Figurile 3.9, 3.10 și 3.11 prezintă diferențele între cele trei soluții constructive pentru discul biplan.



Fig. 3.9 Diferență disc biplan – varianta inițială și varianta intermedieră



Fig. 3.10 Diferență disc biplan – varianta inițială și varianta finală

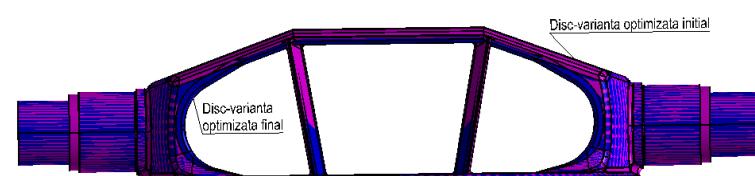


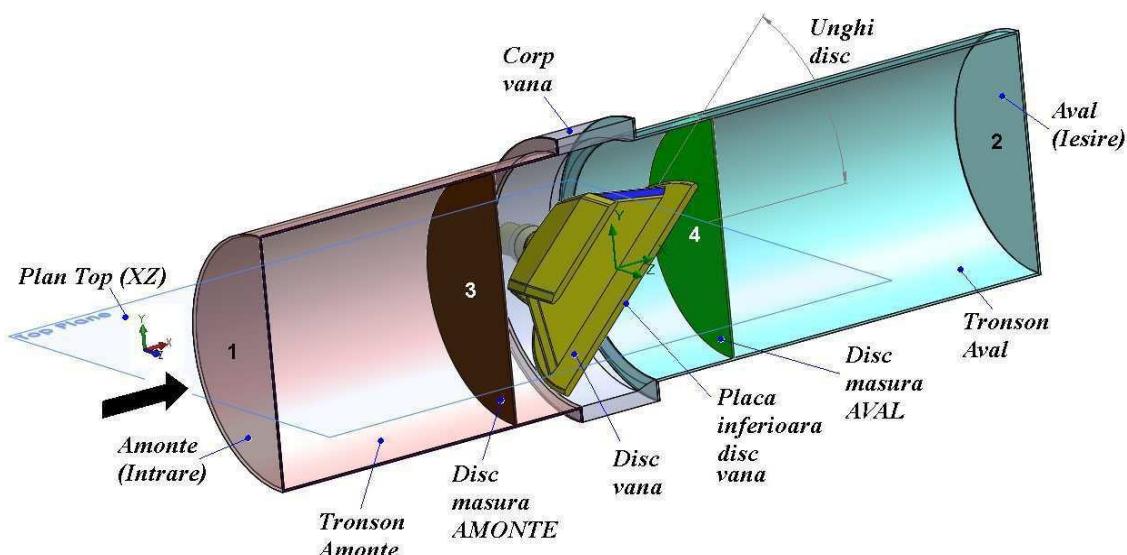
Fig. 3.11 Diferență disc biplan – varianta intermedieră și varianta finală

Vana fluture (corp vană și disc) cu caracteristicile din **tabelul 3.1** a fost încadrată într-o tubulatură amonte cu diametrul egal cu 4,9 m și o tubulatură aval, cu diametrul egal cu 4.66 m, **figura 3.12**. Unghiul discului este definit între placa inferioară a discului vanei și planul Top(XZ), direcția X fiind orientată pozitiv de-a lungul axei tronsoanelor dinspre amonte spre aval, **figura 3.12**.

*Tabel nr. 3.1*

*Caracteristici vană*

Tip vană	Vană fluture cu disc biplan		
Axa fusurilor	Orizontală		
Diametru corp vana intrare/iesire	D	m	4.9 / 4.66
Lungime corp vana	$L_{CV}$	m	1.7
Arie secțiune intrare/ieșire	Aria	$m^2$	18.85741 / 17.05539
Debit volumic nominal	$Q_n$	$m^3/s$	154.631
Debit masic nominal	$Q_n$ masic	kg/s	154631
Viteză la intrare la debit nominal	$V_n$	m/s	8.2
Lungime Tronson Amonte	$L_{Tam}$	m	6.79
Lungime Tronson Aval	$L_{Tav}$	m	8.72
Diametru Tronson Amonte / Aval	$D_{Tam}$	m	4.9
Diametru Tronson Aval	$D_{Tav}$	m	4.66



*Fig. 3.12 Ansamblu supus simulării de curgere în SolidWorks Flow Simulation*

În simulare se va utiliza simetria domeniului computațional pe direcția Z, ceea ce va reduce semnificativ timpul de calcul și resursele fizice necesare sistemului de calcul, fără a afecta precizia rezultatelor, **figura 3.13**. Parametrii simulării numerice sunt prezenți în **tabelul 3.2**, iar discretizarea domeniului computațional și a discului vanei sunt prezenți în **figura 3.13** respectiv **figura 3.14**.

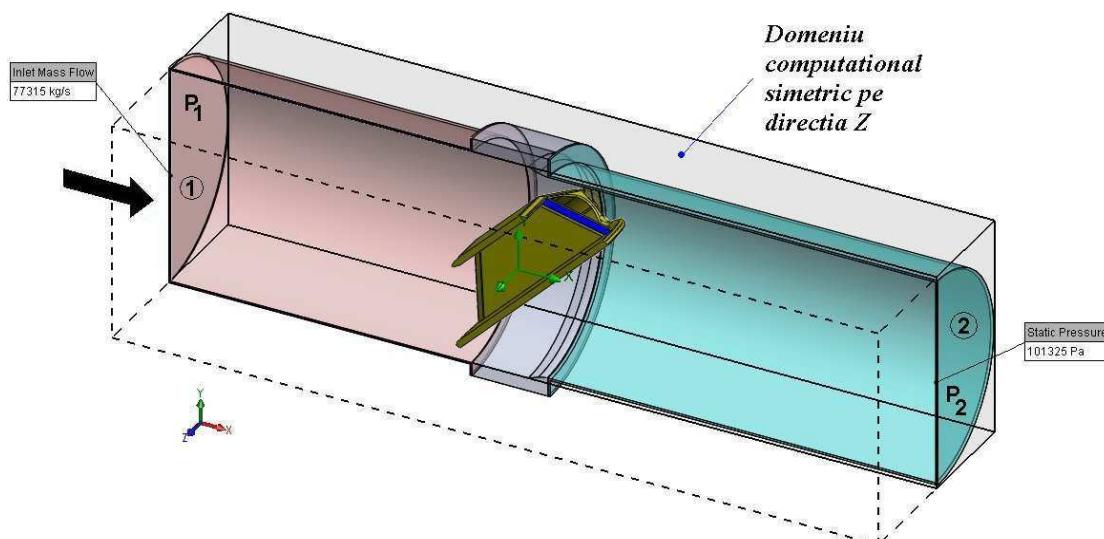
Intrarea și ieșirea în domeniu este marcată de punctele 1 și 2, pentru care corespund viteza  $V_1$  și presiunile  $P_1$  respectiv  $P_2$ . Discurile de măsură AMONTE și AVAL din **figura 3.12**, sunt marcate de punctele 3 și 4, pentru care corespund viteza  $v_3$  și presiunile  $p_3$  respectiv  $p_4$ ; aceste discuri au numai funcția de zone de măsurare a caracteristicilor hidrodinamice (viteze, presiuni) imediat înainte și după vană, fără însă a influența curgerea - prin obturarea acesteia, deoarece geometria lor este dezactivată, în sensul că nu este luată în considerare în simularea numerică. Pentru placa inferioară a discului vanei corespunde presiunea minimă  $p_{min}$ .

**Figura 3.15** prezintă discretizarea discului vanei. **Figurile 3.16 ÷ 3.21** prezintă poziția discului vanei la unghiurile  $0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ$ .

*Tabel nr. 3.2*

*Parametrii simulării numerice în SolidWorks Flow Simulation*

Tip simulare	3D		
	Simetric pe direcția Z		
Domeniu computațional	Lungime pe direcția X	m	17.21
Condiții de frontieră – Intrare	SemiDebit masic (Inlet Mass Flow) $Q_n/2$	kg/s	77315.38
Condiții de frontieră – Ieșire	Presiune statică (Static Pressure)	Pa	101325



*Fig. 3.13 Domeniu computațional și condiții pe frontieră*

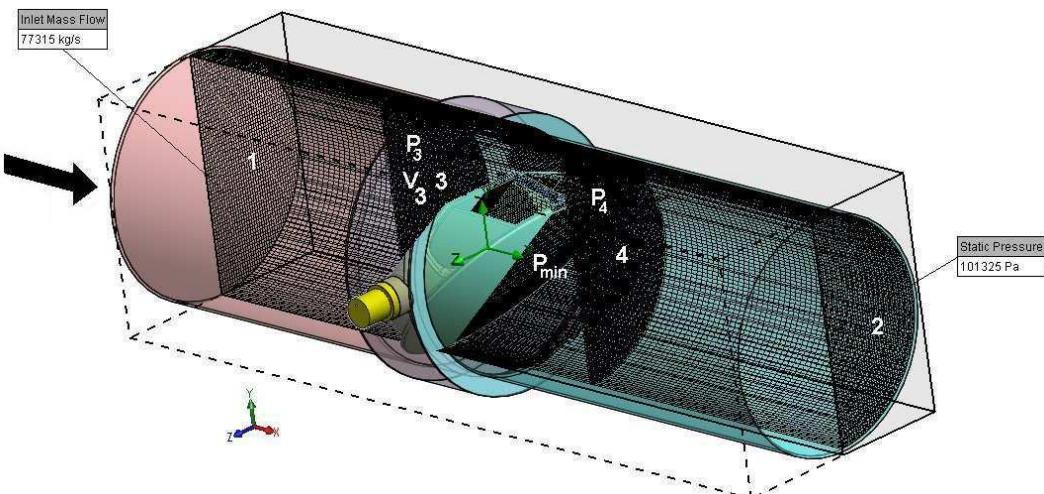


Fig. 3.14 Discretizare domeniu computațional

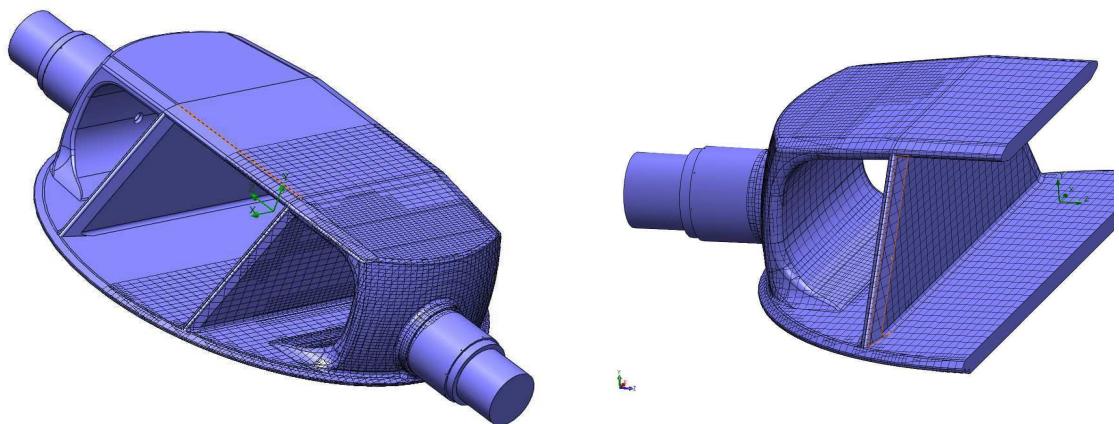


Fig. 3.15 Discretizare disc vană

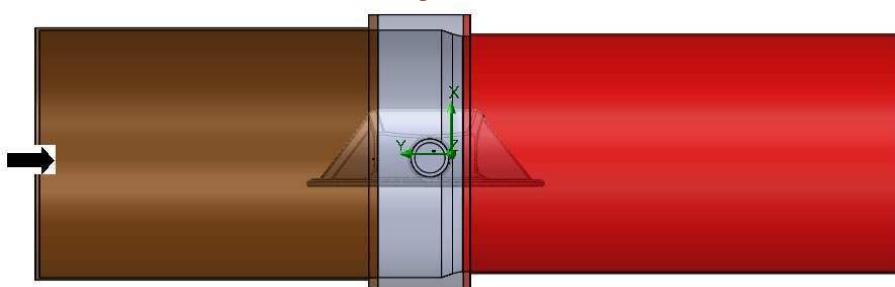


Fig. 3.16 Poziție de lucru disc vană la un unghi de  $0^\circ$  față de direcția orizontală

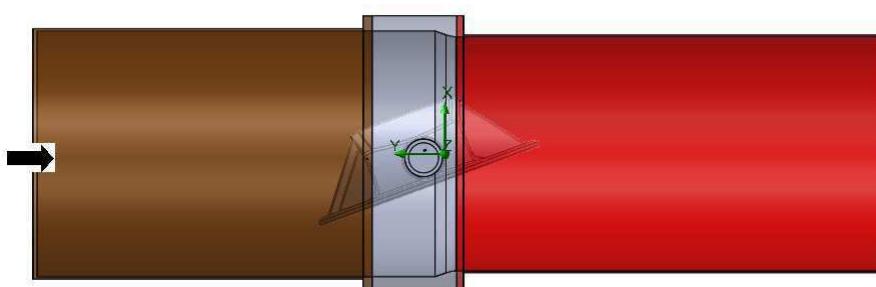
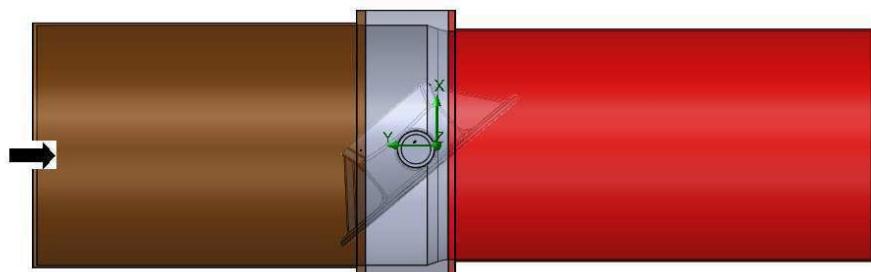
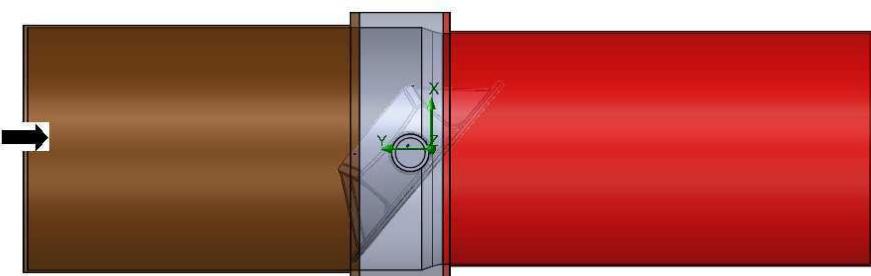


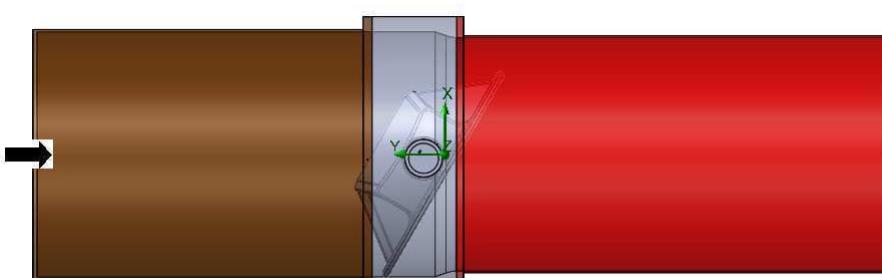
Fig. 3.17 Poziție de lucru disc vană la un unghi de  $20^\circ$  față de direcția orizontală



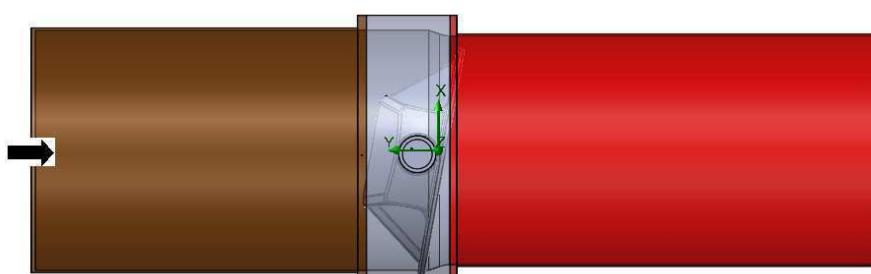
*Fig. 3.18 Poziție de lucru disc vană la un unghi de 40° față de direcția orizontală*



*Fig. 3.19 Poziție de lucru disc vană la un unghi de 50° față de direcția orizontală*



*Fig. 3.20 Poziție de lucru disc vană la un unghi de 60° față de direcția orizontală*



*Fig. 3.21 Poziție de lucru disc vană la un unghi de 80° față de direcția orizontală*

La trecerea apei prin vana fluture se va produce o cădere de presiune semnificativă și – în condiții favorabile – apare fenomenul de cavitație. Efectele acestui fenomen se manifestă prin reducerea performanțelor, încărcări asimetrice, eroziune și deteriorarea suprafețelor, vibrații, zgomote și reducerea duratei de viață a echipamentelor.

La calcul coeficienților de cavitație s-a admis temperatura apei  $20^{\circ}$  C, iar presiunea de vaporizare egală cu  $P_V=2380$  Pa. Coeficientul de cavitație al instalației, al vanei, rezerva de cavitație respectiv coeficientul de debit, s-au calculat prin relațiile:

$$\sigma_{\text{instalație}} = \frac{(P_1 - P_V)}{\frac{\rho V_1^2}{2}} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{\text{vana}} = -C_{p\min} = -\frac{(P_{\min} - P_1)}{\frac{\rho V_1^2}{2}} \quad (3.2)$$

$$\sigma_{\text{rezerva}} = \sigma_{\text{instalație}} - \sigma_{\text{vana}} \quad (3.3)$$

$$\zeta = \frac{(p_3 - p_4)}{\frac{\rho V_1^2}{2}} \quad (3.4)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \quad (3.5)$$

unde:

- $P_1$  – este presiunea la intrare în domeniul computațional;
- $V_1$  – este viteza la intrare în domeniul computațional;
- $P_{\min}$  – este presiunea minimă pe disc; pentru calcul s-a considerat ca referință presiunea de pe planul inferior al discului;
- $\zeta$  - coeficientul de rezistență hidraulică;
- $\mu$  - coeficientul de debit.

Tabelele 3.3, 3.5, 3.7 prezintă distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vanele echipate cu disc inițial, disc intermediar, disc final, iar figurile 3.22, 3.24, 3.26 prezintă variația presiunilor  $p_3, p_4$  pe disc vana Amonte/Aval funcție de unghiul de deschidere al discului pentru debit nominal.

Tabelele 3.4, 3.6, 3.8 prezintă distribuția vitezelor, coeficienți de cavitație și de rezistență hidraulică obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vanele echipate cu disc inițial, disc intermediar, disc final, iar figurile 3.23, 3.25, 3.27 prezintă variația coeficienților de cavitație funcție de unghiul de deschidere al discului pentru debit nominal.

Figurile 3.28 ÷ 3.30 prezintă variația coeficientului de rezistență hidraulică funcție de unghi deschidere pentru vanele echipate cu disc inițial, disc intermediar, disc final.

Tabel nr. 3.3

*Distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation  
pentru vana echipată cu disc inițial*

Unghi disc	Presiune Intrare	Presiune Ieșire	Diferența presiune	Presiune Disc vană	Presiune Disc vană	Diferența presiune	Presiune minimă
------------	------------------	-----------------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------	-----------------

Tabel nr. 3.3

*Distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation  
pentru vana echipată cu disc inițial*

			Intrare - Ieșire	Amonte	Aval	Disc vană Amonte-Aval	Placa inferioara Disc vană
			P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>1</sub> - P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	P <sub>4</sub>
grade	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa
0	149087	143859	5228	148731	144873	3858	55069
5	150828	144171	6657	150435	145446	4989	33096
10	157149	146887	10263	156713	149207	7506	45489
15	170633	153502	17131	170174	157442	12732	21080
20	189819	163219	26600	189399	169157	20242	41738
25	215785	172149	43636	215380	183263	32117	32213
30	251029	183726	67303	250647	202048	48599	17629
35	306732	201977	104755	306371	234506	71866	713
40	400552	237165	163387	400189	292345	107845	-13970
45	542192	284406	257786	541831	379608	162223	-42760
50	783690	346305	437384	783327	491559	291768	-77260
55	1218017	428410	789607	1217655	712120	505534	-137044
60	2013171	530200	1482970	2012806	1080761	932045	-232392
65	3245552	776025	2469527	3245184	1472936	1772248	-125251
70	5281109	1009502	4271607	5280738	2036532	3244206	-122848
75	8647364	1333388	7313976	8646989	3099107	5547883	-11512
80	14916882	1694103	13222780	14916505	4317798	10598707	-104917

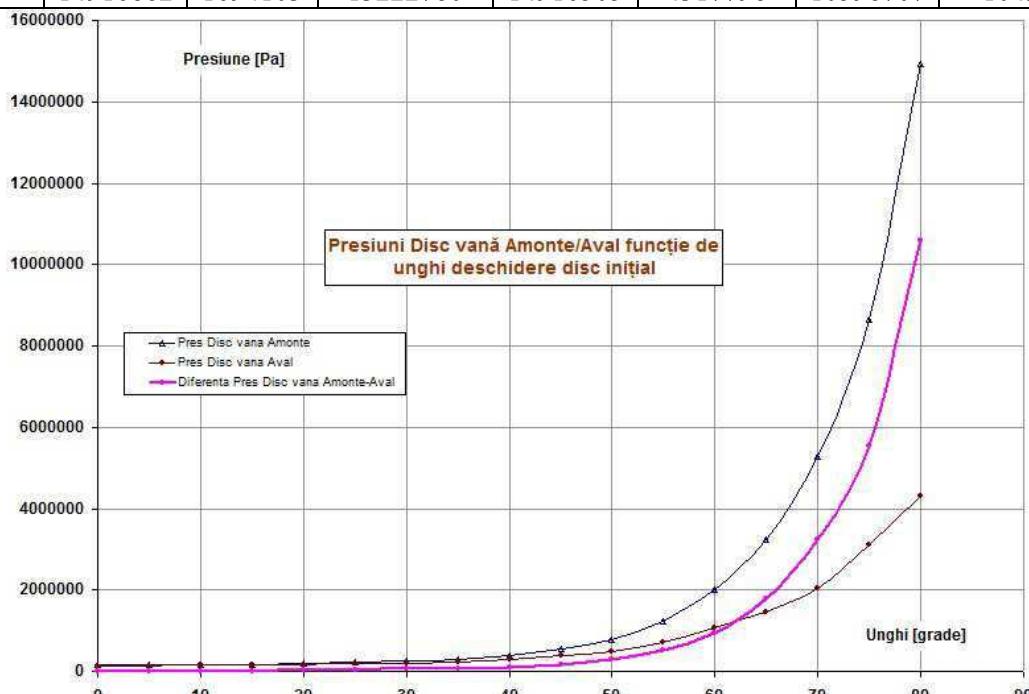
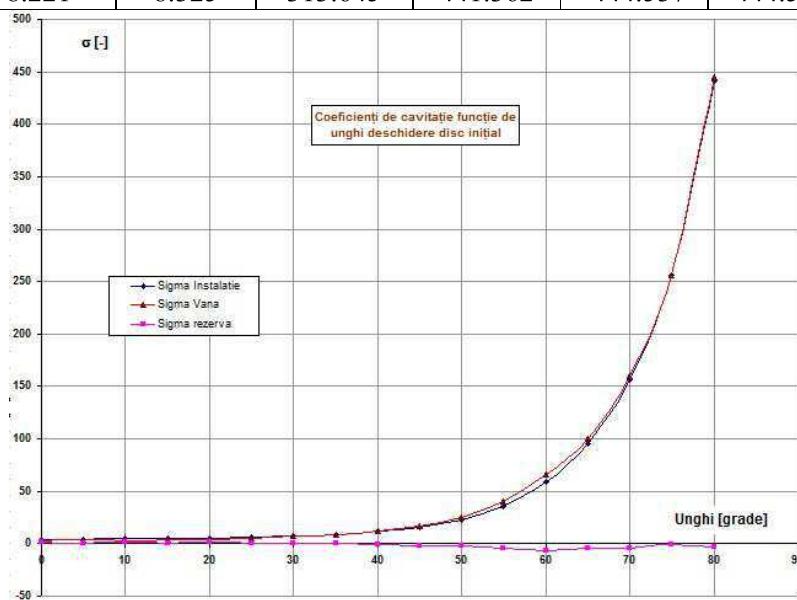


Fig. 3.22 Presiuni Disc vană Amonte/Aval funcție de unghi deschidere disc inițial

Tabel nr. 3.4

*Viteze și coeficienți de cavitare și de rezistență hidraulică obținuți din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc inițial*

Unghi disc	Viteza Intrare	Viteza Disc vană Amonte	Coficientul de rezistență hidraulică	Coeficient de cavitare instalație	$C_{p\min}$	Coeficient de presiune minim	Coeficient de cavitare vană	Coeficient de cavitare rezervă
							$\sigma_{Instalație}$	$\sigma_{Vana}$
grade	m/s	m/s	-	-	-	-	-	-
0	8.221	8.253	0.114	4.341	-2.782	2.782	1.559	
5	8.221	8.293	0.148	4.393	-3.484	3.484	0.909	
10	8.221	8.344	0.222	4.580	-3.304	3.304	1.276	
15	8.221	8.388	0.377	4.979	-4.426	4.426	0.553	
20	8.221	8.357	0.599	5.547	-4.382	4.382	1.165	
25	8.221	8.343	0.950	6.315	-5.432	5.432	0.883	
30	8.221	8.315	1.438	7.358	-6.907	6.907	0.451	
35	8.221	8.300	2.127	9.007	-9.056	9.056	-0.049	
40	8.221	8.284	3.191	11.783	-12.267	12.267	-0.484	
45	8.221	8.270	4.801	15.975	-17.310	17.310	-1.336	
50	8.221	8.268	8.634	23.121	-25.478	25.478	-2.357	
55	8.221	8.253	14.960	35.974	-40.100	40.100	-4.126	
60	8.221	8.255	27.582	59.505	-66.452	66.452	-6.948	
65	8.221	8.266	52.446	95.975	-99.751	99.751	-3.777	
70	8.221	8.282	96.005	156.212	-159.918	159.918	-3.706	
75	8.221	8.303	164.177	255.829	-256.240	256.240	-0.411	
80	8.221	8.325	313.645	441.362	-444.537	444.537	-3.175	



*Fig. 3.23 Coeficienți de cavitare funcție de unghi deschidere disc inițial*

Tabel nr. 3.5

*Distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc intermediar*

Unghi disc	Presiune Intrare	Presiune Ieșire	Diferența presiune Intrare - Ieșire	Presiune Disc vana Amonte	Presiune Disc vana Aval	Diferența presiune Disc vana Amonte-Aval	Presiune minimă Placa inferioară Disc vana
	P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>1</sub> - P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	P <sub>4</sub>	P <sub>3</sub> - P <sub>4</sub>	P <sub>min</sub>
grade	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa
0	149132	143793	5339	148834	144847	3987	68946
5	150539	144006	6533	150180	145198	4982	38371
10	157451	147479	9971	156990	149637	7353	-54544
15	171873	155902	15970	171425	160036	11389	-34940
20	190150	164025	26125	189731	172000	17731	13733
25	213321	171262	42059	212921	183508	29413	-10474
30	248131	183548	64583	247756	202710	45047	-29875
35	305476	204692	100784	305115	237396	67720	-94935
40	399936	243240	156696	399576	298132	101444	-180174
45	545512	291596	253916	545152	385045	160108	-403242
50	787546	361605	425940	787186	511250	275936	-300425
55	1248634	448682	799952	1248274	755403	492872	-673885
60	2040441	598269	1442172	2040079	1161201	878878	-1255684
65	3197078	803198	2393881	3196713	1520541	1676172	-925634
70	5118253	1012960	4105293	5117885	2120527	2997358	-732281
75	8211356	1306638	6904717	8210984	3174662	5036322	-1113346
80	13631504	1561142	12070363	13631131	4788782	8842349	-1956232

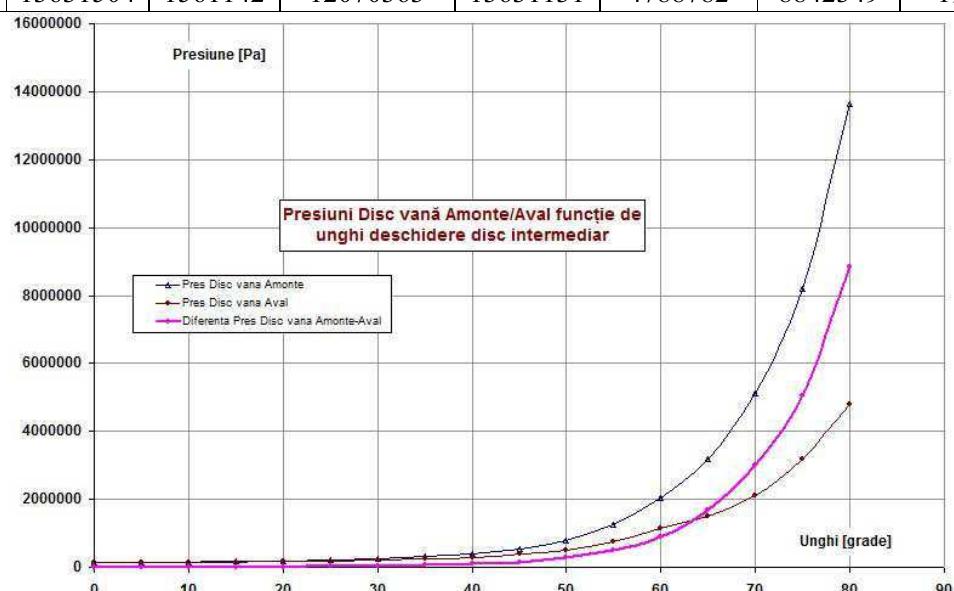
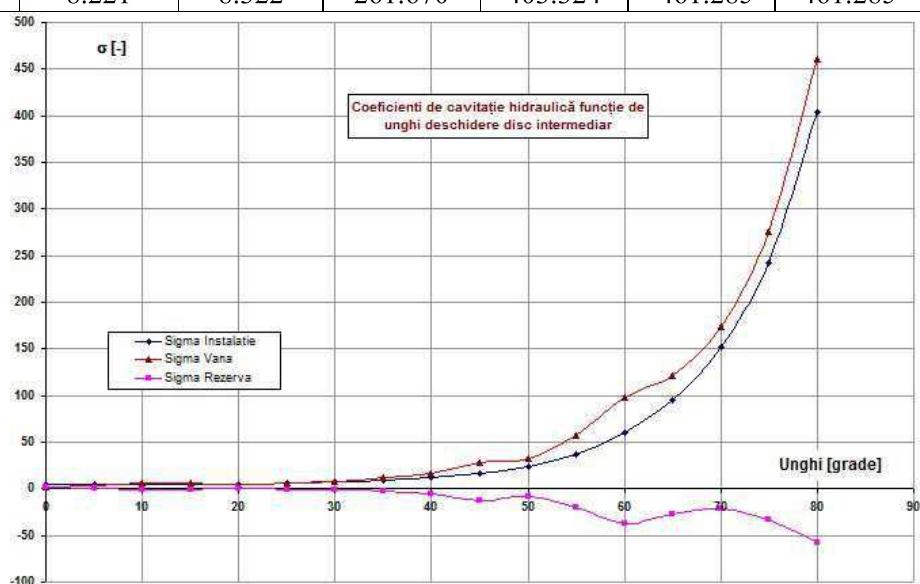


Fig. 3.24 Presiuni Disc vână Amonte/Aval funcție de unghi deschidere disc intermediar

*Tabel nr. 3.6*

*Viteze și coeficienți de cavitare și de rezistență hidraulică obținuți din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc intermediar*

Unghi disc	Viteza Intrare	Viteza Disc vana Amonte	Coficientul de rezistență hidraulică	Coeficient de cavitare instalație	Coeficient de presiune minim	Coeficient de cavitare vană	Coeficient de cavitare rezervă
grade	m/s	m/s	-	-	-	-	-
0	8.221	8.270	0.118	4.343	-2.373	2.373	1.970
5	8.221	8.295	0.147	4.384	-3.319	3.319	1.065
10	8.221	8.326	0.218	4.589	-6.274	6.274	-1.685
15	8.221	8.350	0.337	5.016	-6.120	6.120	-1.104
20	8.221	8.337	0.525	5.557	-5.221	5.221	0.336
25	8.221	8.318	0.870	6.242	-6.623	6.623	-0.380
30	8.221	8.293	1.333	7.272	-8.227	8.227	-0.955
35	8.221	8.285	2.004	8.969	-11.849	11.849	-2.880
40	8.221	8.268	3.002	11.765	-17.167	17.167	-5.402
45	8.221	8.260	4.738	16.073	-28.076	28.076	-12.003
50	8.221	8.251	8.166	23.235	-32.196	32.196	-8.961
55	8.221	8.246	14.585	36.880	-56.893	56.893	-20.013
60	8.221	8.254	26.008	60.312	-97.542	97.542	-37.230
65	8.221	8.263	49.603	94.540	-122.003	122.003	-27.463
70	8.221	8.282	88.700	151.393	-173.134	173.134	-21.741
75	8.221	8.300	149.039	242.927	-275.944	275.944	-33.017
80	8.221	8.322	261.670	403.324	-461.285	461.285	-57.961



*Fig. 3.25 Coeficienți de cavitare funcție de unghi deschidere disc intermediar*

Tabel nr. 3.7

*Distribuția presiunilor obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc final*

Unghi disc	Presiune Intrare	Presiune Ieșire	Diferența presiune Intrare - Ieșire	Presiune Disc vană Amonte	Presiune Disc vană Aval	Diferența presiune Disc vană Amonte-Aval	Presiune minimă Placa inferioară Disc vană
	P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>1</sub> - P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	P <sub>4</sub>	P <sub>3</sub> - P <sub>4</sub>	P <sub>min</sub>
grade	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa
0	149133	143911	5221	148805	144955	3850	60182
5	150077	143940	6137	149720	145009	4711	1015
10	155942	146652	9290	155476	148532	6943	-5526
15	169511	154376	15135	169066	158170	10896	-79990
20	187936	163352	24584	187516	171444	16072	-67339
25	211798	172558	39240	211396	184675	26721	-149258
30	246472	184680	61792	246096	203731	42364	-149875
35	301683	202924	98759	301315	235027	66288	-172677
40	388822	238077	150745	388462	289117	99344	-327566
45	533661	288557	245104	533302	379835	153467	-404820
50	774670	361906	412763	774311	511251	263060	-703282
55	1217900	442985	774915	1217540	770523	447016	-800225
60	1991102	658438	1332664	1990740	1121858	868881	-2055222
65	3142330	805608	2336721	3141965	1529110	1612855	-2705559
70	5050913	1011373	4039540	5050544	2123678	2926867	-443658
75	8001904	1296675	6705229	8001532	3253064	4748469	-956440
80	13792192	1614315	12177877	13791818	4980620	8811198	-1539598

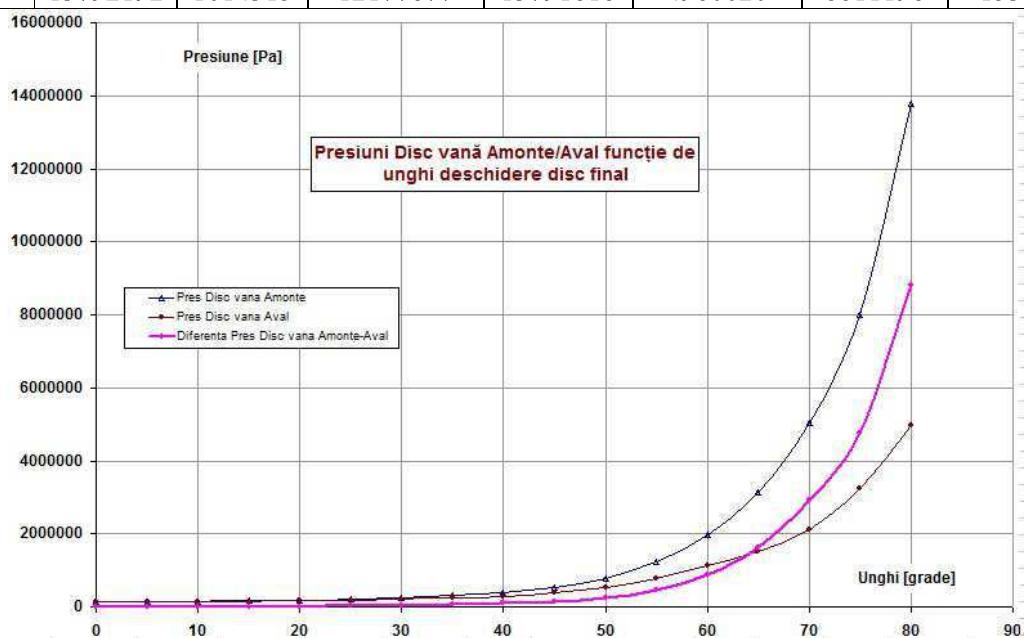
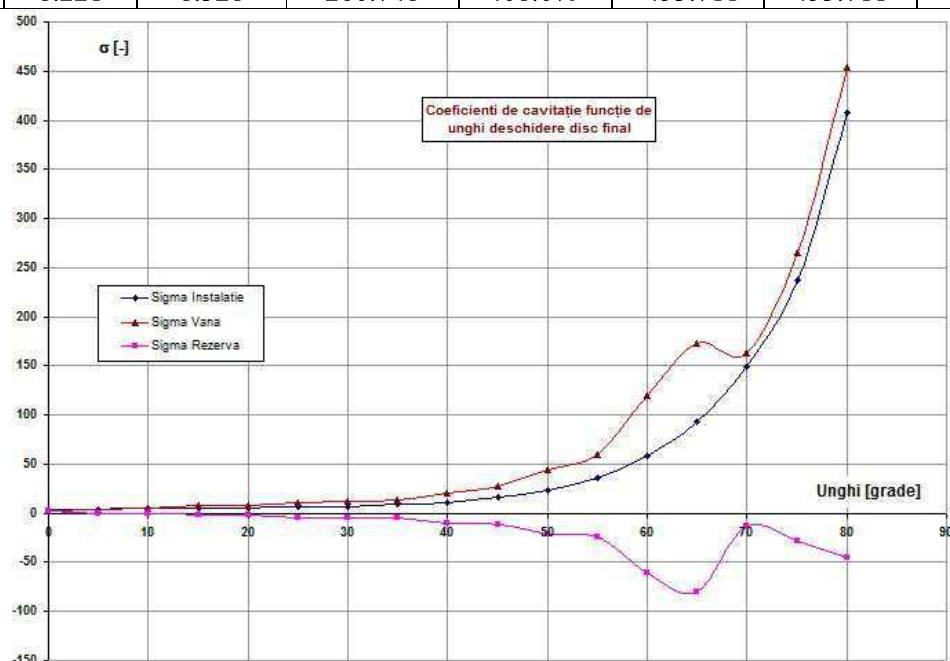


Fig. 3.26 Presiuni Disc vană Amonte/Aval funcție de unghi deschidere disc final

*Tabel nr. 3.8*

*Viteze și coeficienți de cavitatie și de rezistență hidraulică obținuți din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc final*

Unghi disc	Viteza Intrare	Viteza Disc vana Amonte	Coficientul de rezistență hidraulică	Coeficient de cavitatie instalatie	Coeficient de presiune minim	Coeficient de cavitatie vană	Coeficient de cavitatie rezervă
			-				
grade	V <sub>1</sub>	V <sub>3</sub>	ζ	σ <sub>Instalație</sub>	C <sub>pmin</sub>	σ <sub>Vana</sub>	σ <sub>Rezervă</sub>
0	8.221	8.274	0.114	4.343	-2.632	2.632	1.711
5	8.221	8.297	0.139	4.371	-4.411	4.411	-0.040
10	8.221	8.325	0.205	4.544	-4.778	4.778	-0.234
15	8.221	8.360	0.322	4.946	-7.383	7.383	-2.438
20	8.221	8.340	0.476	5.491	-7.554	7.554	-2.063
25	8.221	8.316	0.791	6.197	-10.685	10.685	-4.487
30	8.221	8.293	1.254	7.223	-11.729	11.729	-4.506
35	8.221	8.278	1.962	8.857	-14.038	14.038	-5.180
40	8.221	8.262	2.940	11.436	-21.200	21.200	-9.764
45	8.221	8.255	4.542	15.722	-27.772	27.772	-12.050
50	8.221	8.246	7.785	22.854	-43.737	43.737	-20.883
55	8.221	8.247	13.228	35.971	-59.722	59.722	-23.751
60	8.221	8.260	25.713	58.852	-119.742	119.742	-60.890
65	8.221	8.273	47.729	92.920	-173.055	173.055	-80.135
70	8.221	8.289	86.614	149.400	-162.600	162.600	-13.200
75	8.221	8.313	140.520	236.728	-265.102	265.102	-28.374
80	8.221	8.328	260.748	408.079	-453.711	453.711	-45.631



*Fig. 3.27 Coeficienți de cavitatie funcție de unghi deschidere disc final*

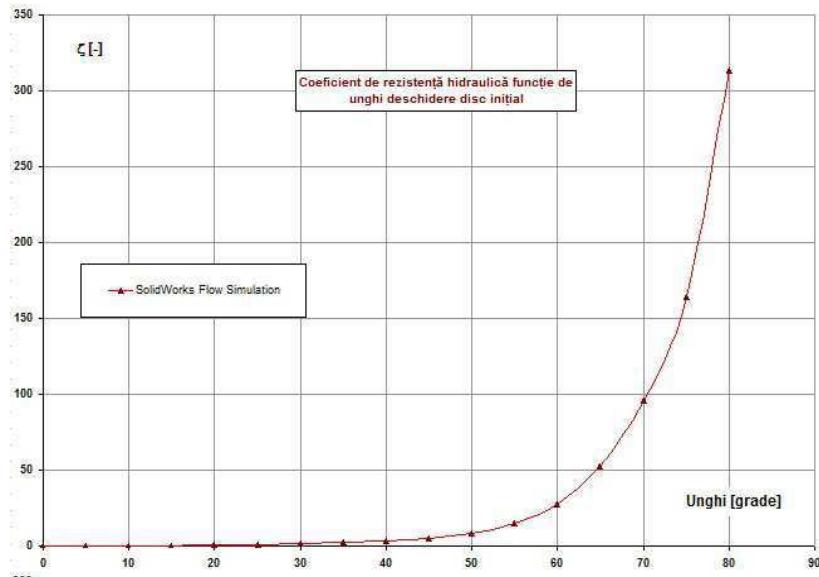


Fig. 3.28  
Coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi deschidere disc inițial

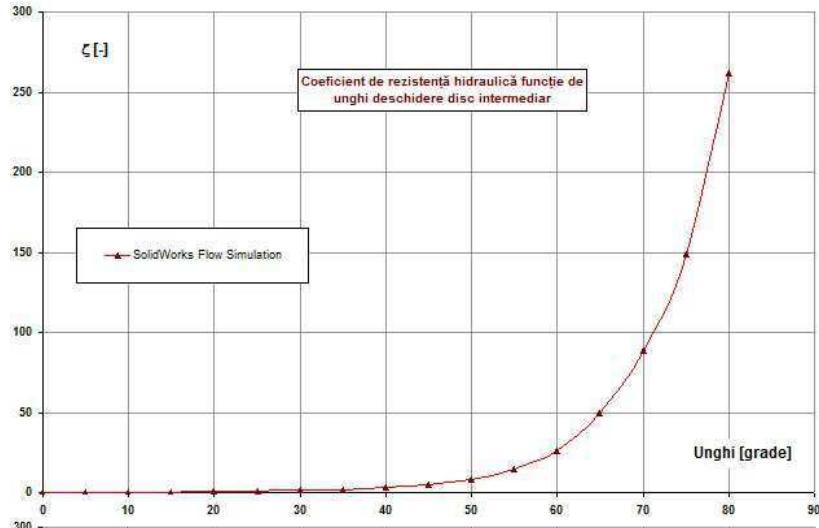


Fig. 3.29  
Coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi deschidere disc intermediar

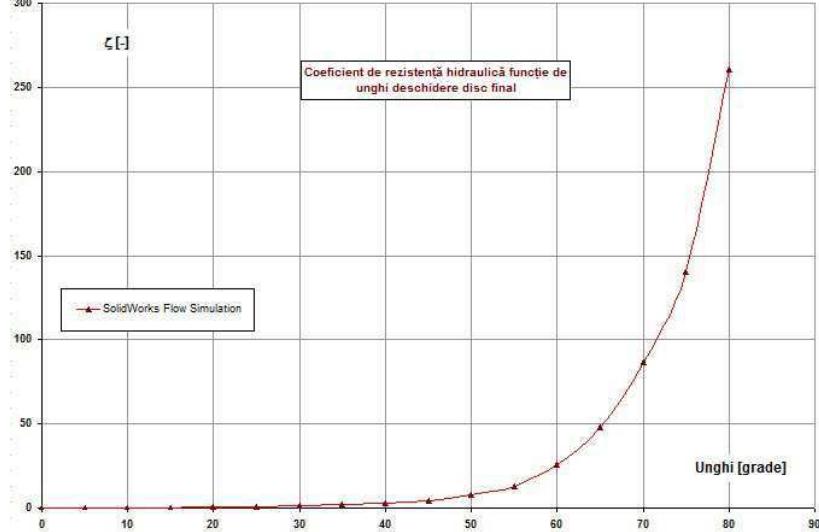


Fig. 3.30  
Coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi deschidere disc final

Din **tabelul 3.4** rezultă că valoarea coeficientului de cavitație rezervă  $\sigma_{Rezervă}$  pentru vana echipată cu disc inițial schimbă de semn între unghiurile 30 și 35 grade, ceea ce înseamnă că între aceste valori apare incipiența cavitațională. Din **tabelul 3.6** rezultă că valoarea coeficientului de cavitație rezervă  $\sigma_{Rezervă}$  pentru vana echipată cu disc intermediar schimbă de semn între unghiurile 5 și 10 grade. Din **tabelul 3.8** rezultă că valoarea coeficientului de cavitație rezervă  $\sigma_{Rezervă}$  pentru vana echipată cu disc final schimbă de semn între unghiurile 0 și 5 grade. Deci din punct de vedere cavitațional, vana echipată cu disc final se comportă mai defavorabil comparativ cu celelalte două variante de disc inițial respectiv intermediar. Din **figurile 3.23, 3.25, 3.27** rezultă o instabilitate a coeficientului de cavitație  $\sigma_{Vană}$  în domeniul de deschideri unghiulare  $50^\circ \div 70^\circ$ , care se amplifică de la varianta de disc inițial, spre cel intermediar respectiv final.

**Figurile 3.31 ÷ 3.37, 3.38 ÷ 3.44, 3.45 ÷ 3.49** prezintă distribuția vitezei, presiunii respectiv a traiectoriilor de curgere pentru vana echipată cu disc inițial la debit nominal și unghiurile discului  $0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ$ . **Figurile 3.50 ÷ 3.56, 3.57 ÷ 3.63, 3.64 ÷ 3.68** prezintă distribuția vitezei, presiunii respectiv a traiectoriilor de curgere pentru vana echipată cu disc intermediar la debit nominal și unghiurile discului  $0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ$ . **Figurile 3.69 ÷ 3.75, 3.76 ÷ 3.82, 3.83 ÷ 3.87** prezintă distribuția vitezei, presiunii respectiv a traiectoriilor de curgere pentru vana echipată cu disc final la debit nominal și unghiurile discului  $0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ$ . Din traiectoriile de curgere și distribuția vitezei rezultă foarte clar că odată cu creșterea unghiului discului, liniile de curgere se aglomerează spre secțiunea îngustată rămasă disponibilă, iar viteză crește pentru a asigura debitul de calcul impus.

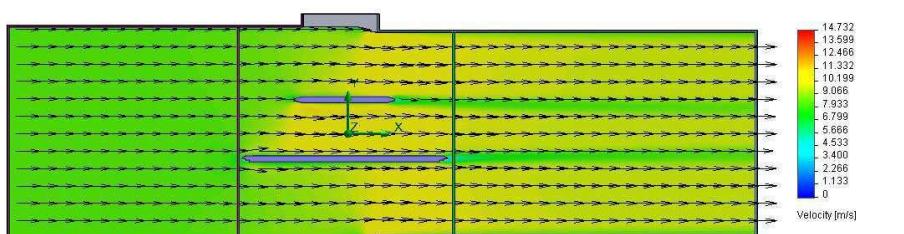
**Tabelele 3.9 și 3.10** prezintă forțele obținute din SolidWorks Flow Simulation pentru vana echipată cu disc inițial și intermediar respectiv final la unghiurile discului  $0^\circ \div 80^\circ$  cu pas de  $5^\circ$ .

**Figurile 3.88 ÷ 3.90** prezintă distribuția componentelor  $F_x, F_y$  precum și a forței hidraulice pentru vana echipată cu disc inițial la debit nominal și unghiurile discului  $0^\circ \div 80^\circ$  cu pas de  $5^\circ$ . **Figurile 3.91 ÷ 3.93** prezintă distribuția componentelor  $F_x, F_y$  precum și a forței hidraulice pentru vana echipată cu disc intermediar la debit nominal și unghiuri disc  $0^\circ \div 80^\circ$  cu pas de  $5^\circ$ . **Figurile 3.94 ÷ 3.196** prezintă distribuția componentelor  $F_x, F_y$  precum și a forței hidraulice pentru vana echipată cu disc final la debit nominal și unghiurile discului  $0^\circ \div 80^\circ$  cu pas de  $5^\circ$ .

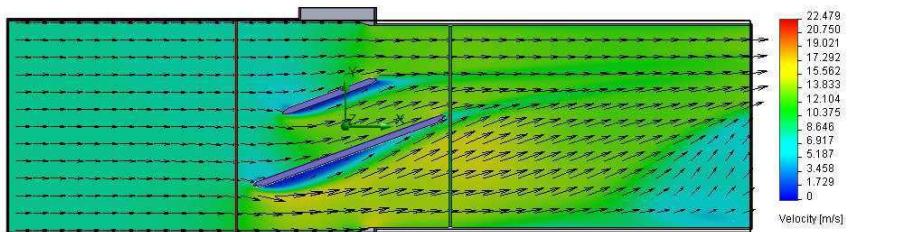
**Figura 3.97** prezintă comparația forței hidraulice funcție de unghi la diferite geometrii disc (inițial, intermediar, final) la debit nominal și unghiurile discului  $0^\circ \div 80^\circ$  cu pas de  $5^\circ$ .

**Figura 3.98** prezintă comparația coeficientului de rezistență hidraulică funcție de unghi la diferite geometrii disc (inițial, intermediar, final) la debit nominal și unghiurile discului  $0^\circ \div 80^\circ$  cu pas de  $5^\circ$ .

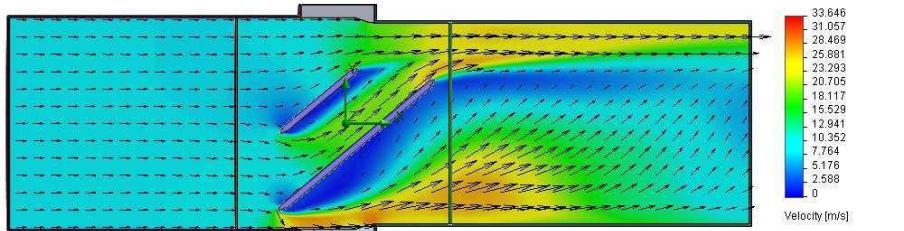
pas de  $5^\circ$ . Din figură rezultă concluzia că discul final are cele mai mici valori ale coeficientului de rezistență hidraulică, comparativ cu celelalte două variante de disc inițial respectiv intermediar.



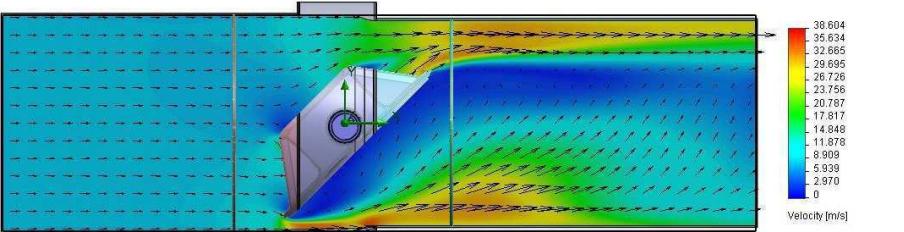
*Fig. 3.31  
Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul  $0^\circ$*



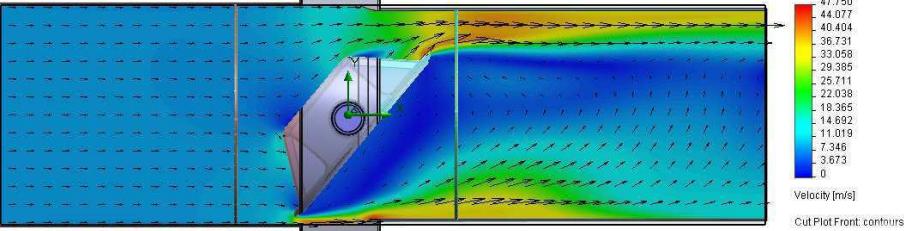
*Fig. 3.32  
Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul  $20^\circ$*



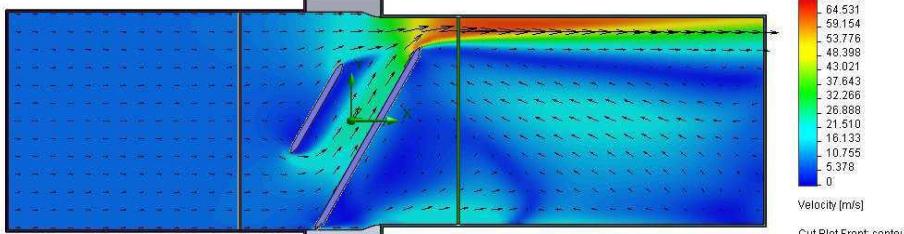
*Fig. 3.33  
Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul  $40^\circ$*



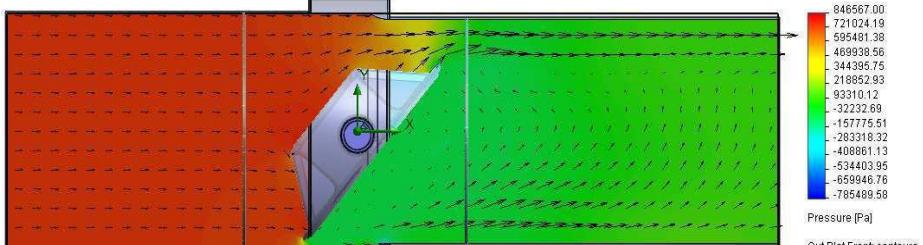
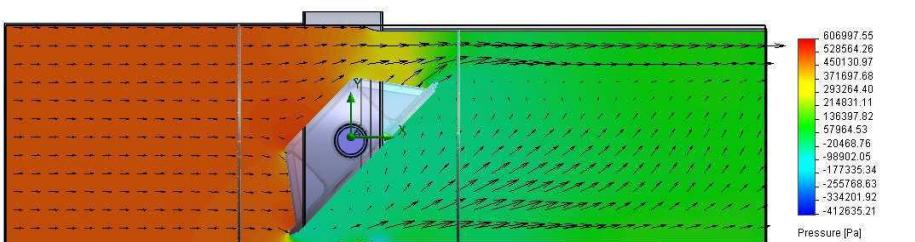
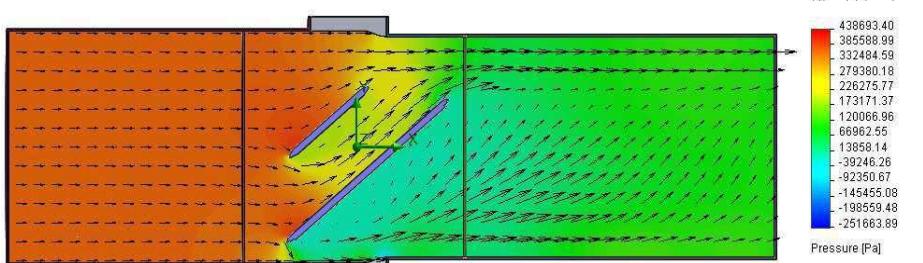
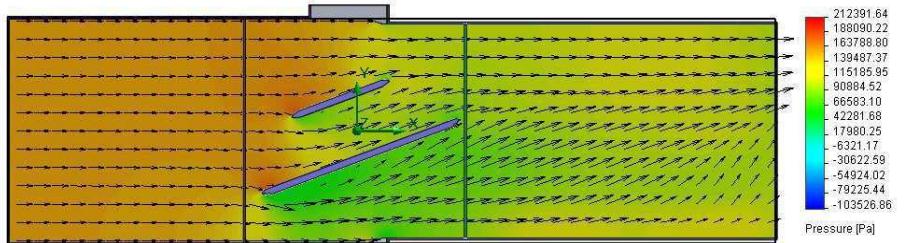
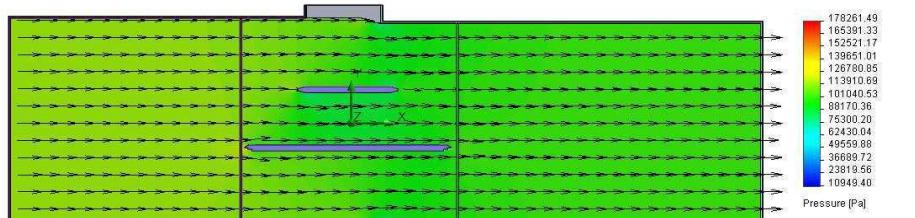
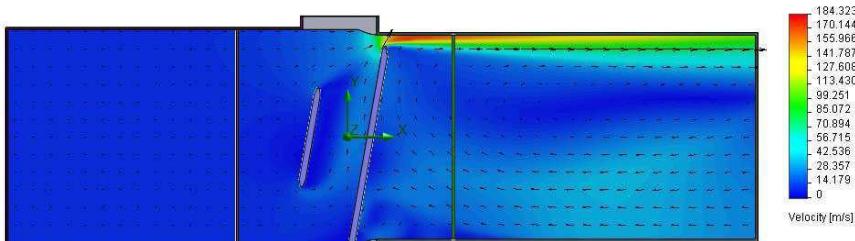
*Fig. 3.34  
Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul  $45^\circ$*

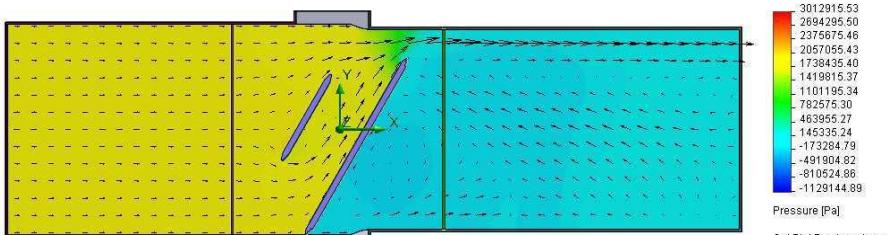


*Fig. 3.35  
Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul  $50^\circ$*

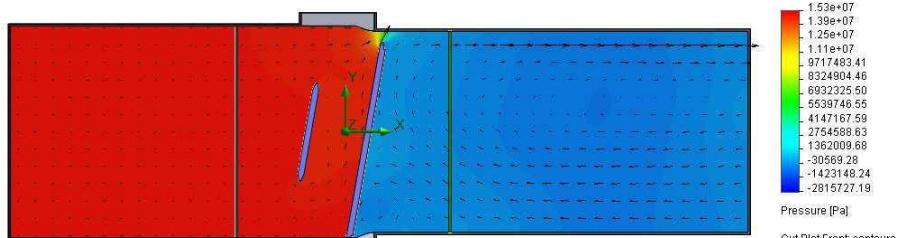


*Fig. 3.36  
Distribuția vitezei pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul  $60^\circ$*

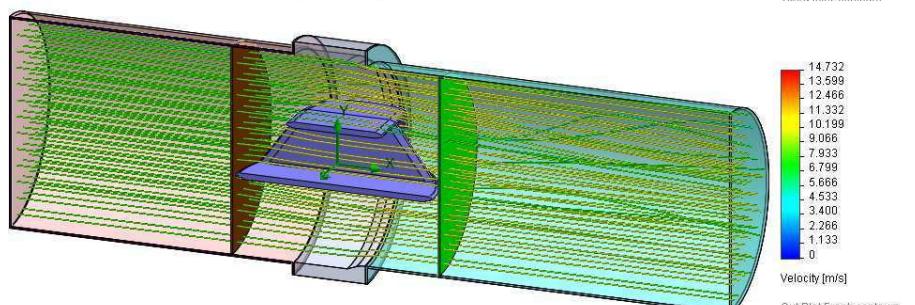




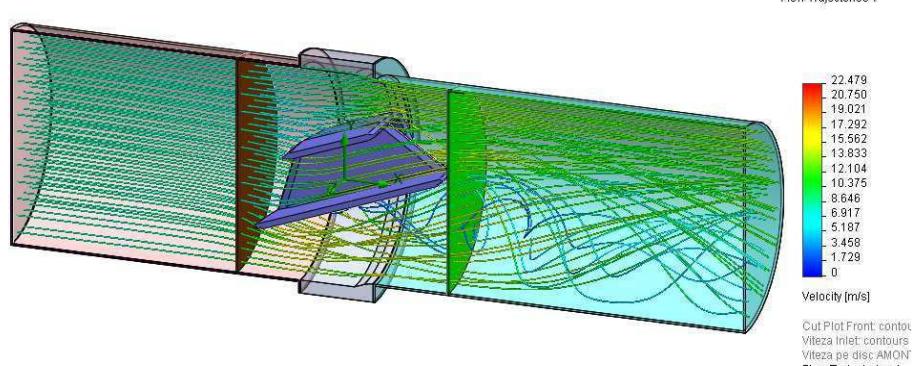
*Fig. 3.43  
Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 60°*



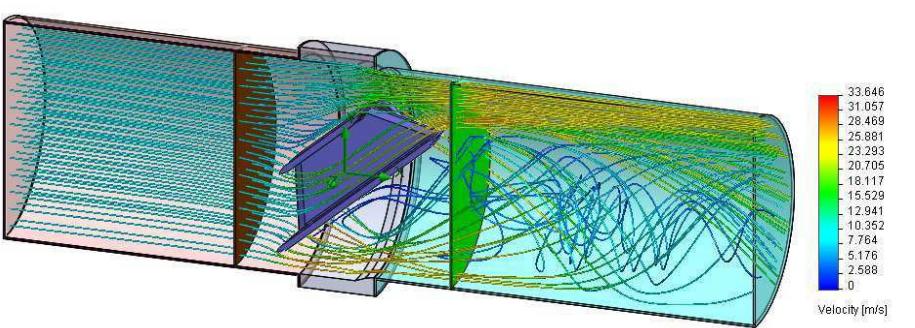
*Fig. 3.44  
Distribuția presiunii pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 80°*



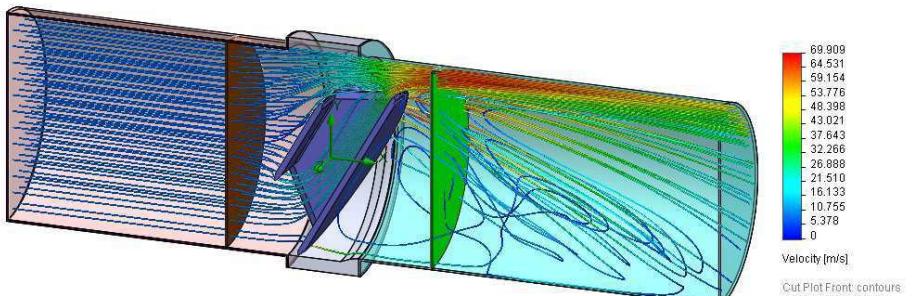
*Fig. 3.45  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 0°*



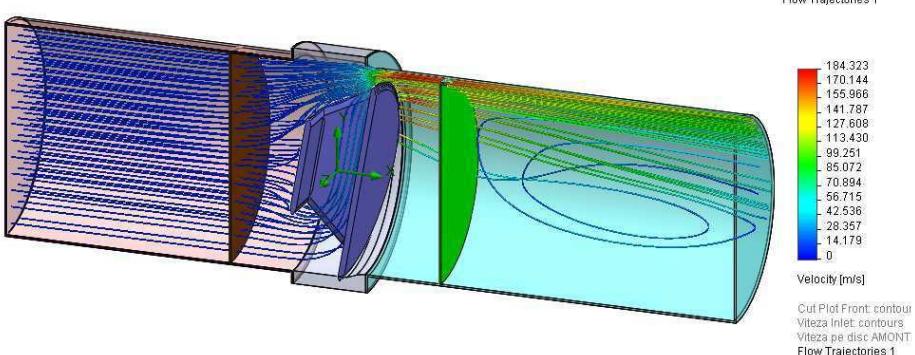
*Fig. 3.46  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 20°*



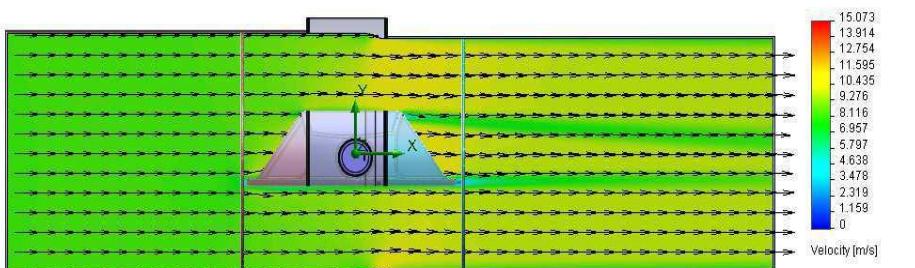
*Fig. 3.47  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 40°*



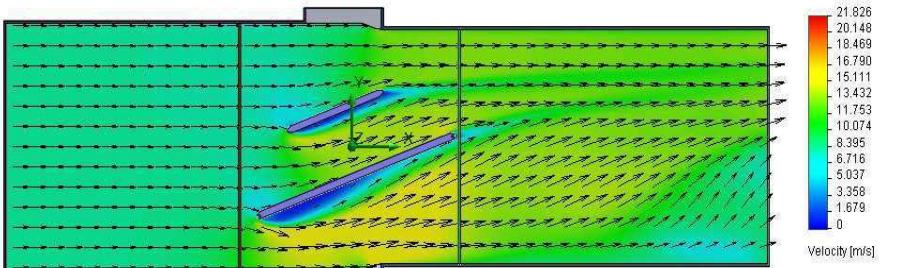
*Fig. 3.48  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 60°*



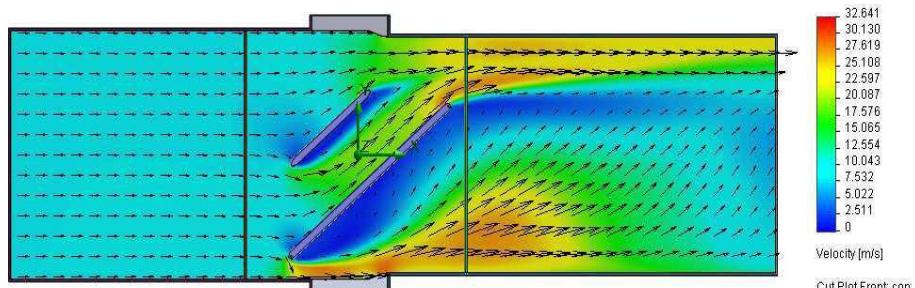
*Fig. 3.49  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc inițial vană la debit nominal și unghiul 80°*



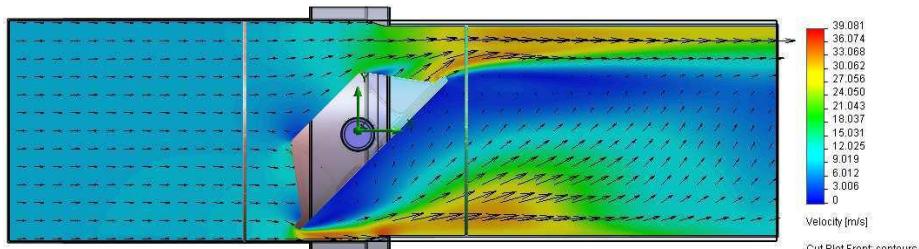
*Fig. 3.50  
Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 0°*



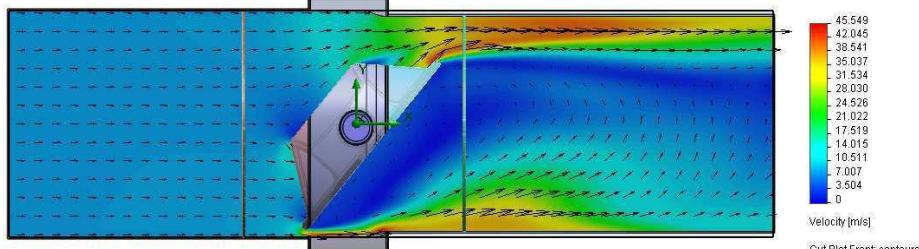
*Fig. 3.51  
Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 20°*



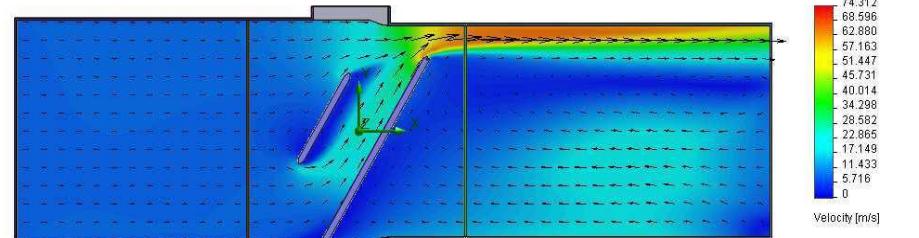
*Fig. 3.52  
Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 40°*



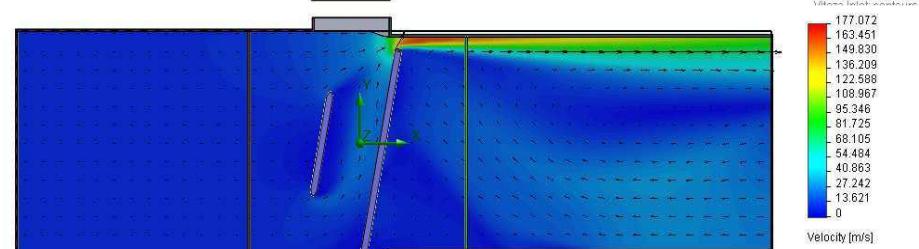
*Fig. 3.53  
Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 45°*



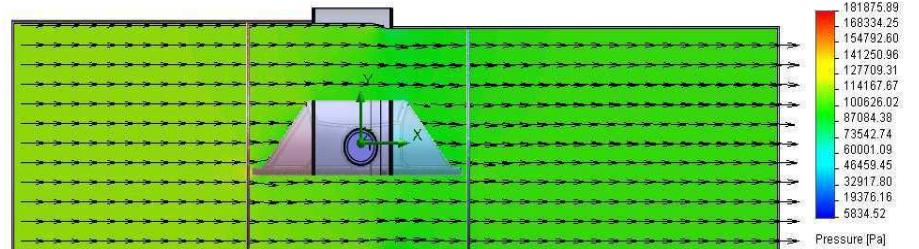
*Fig. 3.54  
Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 50°*



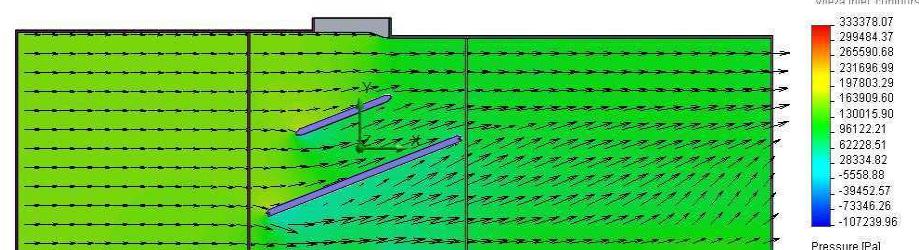
*Fig. 3.55  
Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 60°*



*Fig. 3.56 Distribuția vitezei pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 80°*



*Fig. 3.57  
Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 0°*



*Fig. 3.58  
Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul 20°*

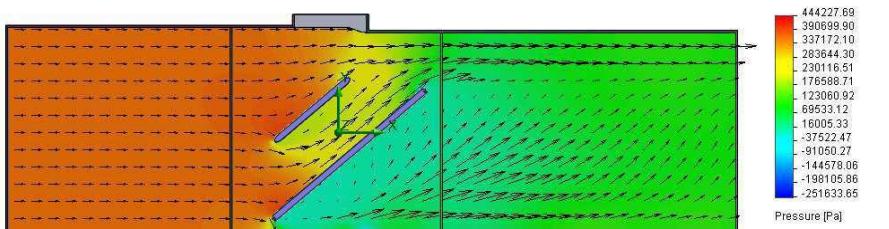


Fig. 3.59  
Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul  $40^\circ$

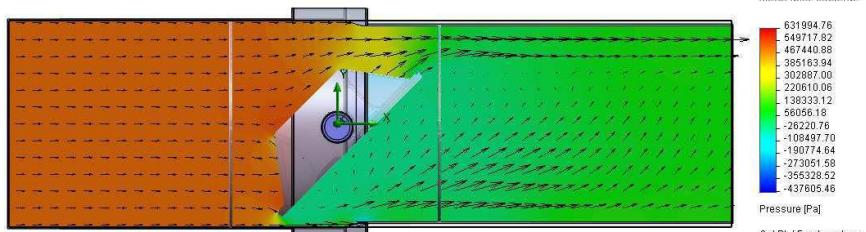


Fig. 3.60  
Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul  $45^\circ$

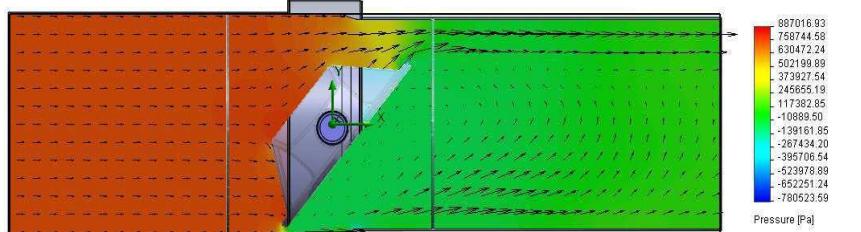


Fig. 3.61  
Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul  $50^\circ$

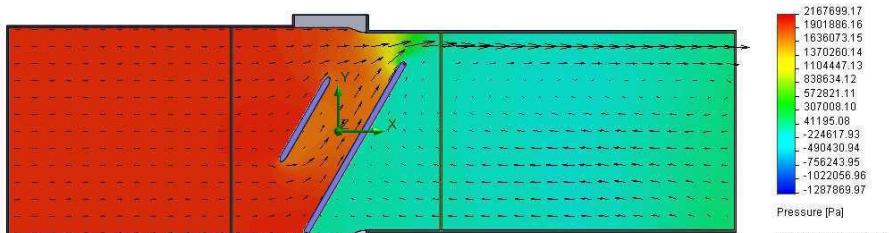


Fig. 3.62  
Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul  $60^\circ$

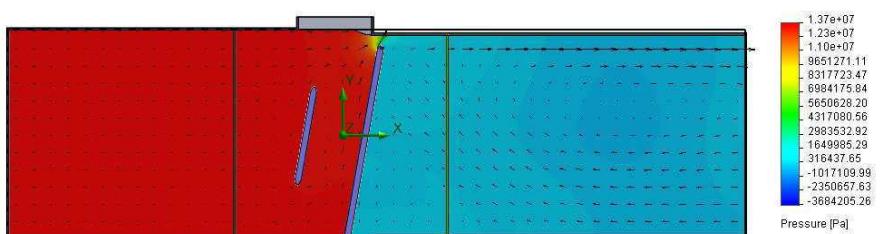


Fig. 3.63  
Distribuția presiunii pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul  $80^\circ$

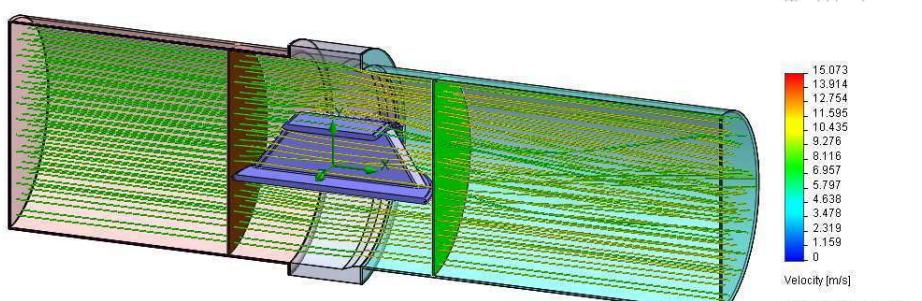
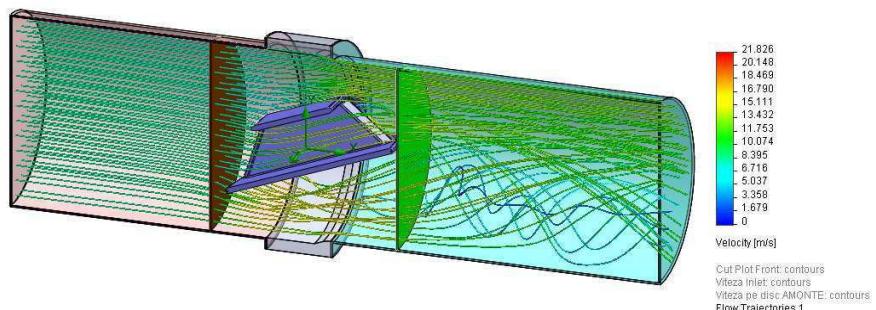
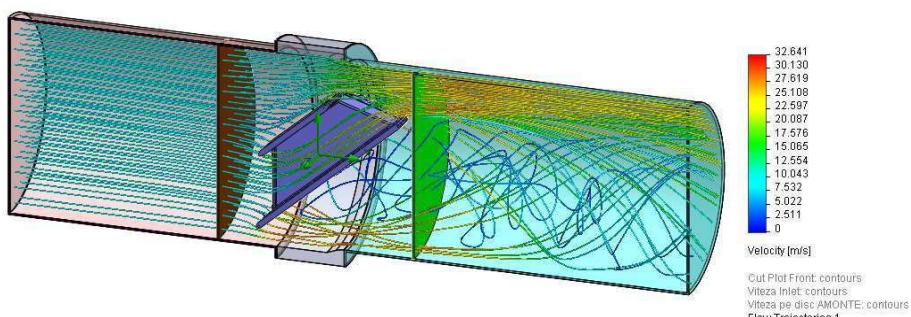


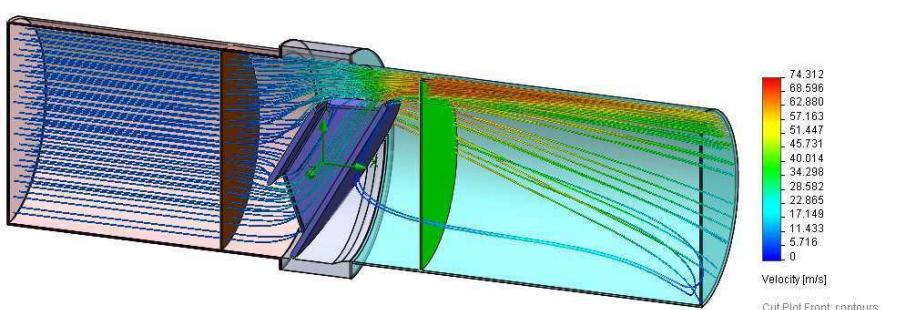
Fig. 3.64  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc intermediar vană la debit nominal și unghiul  $0^\circ$



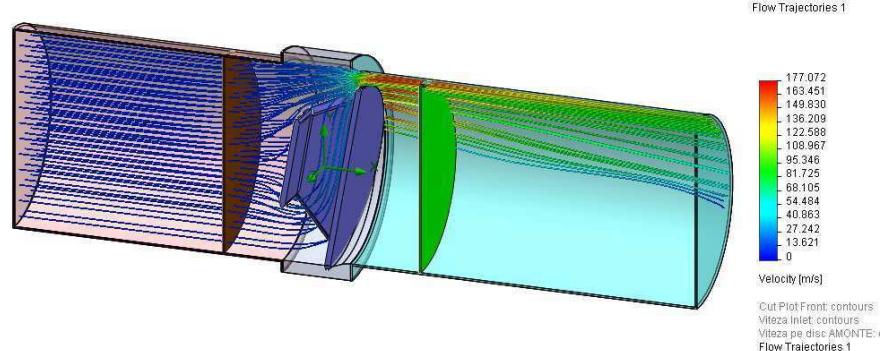
*Fig. 3.65  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc intermediu vană la debit nominal și unghiul 20°*



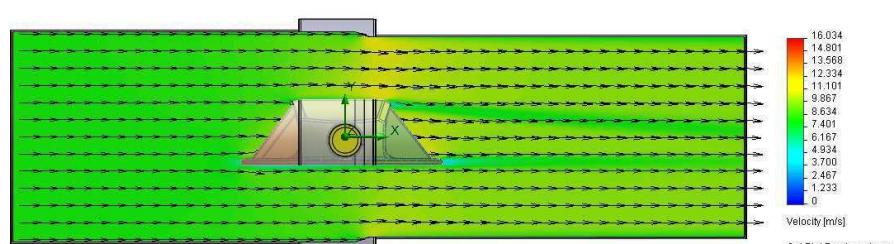
*Fig. 3.66  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc intermediu vană la debit nominal și unghiul 40°*



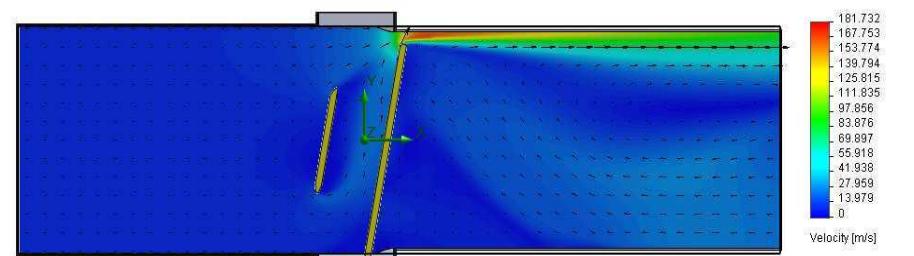
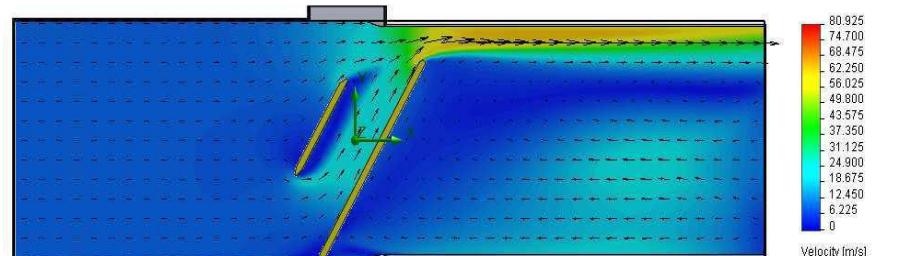
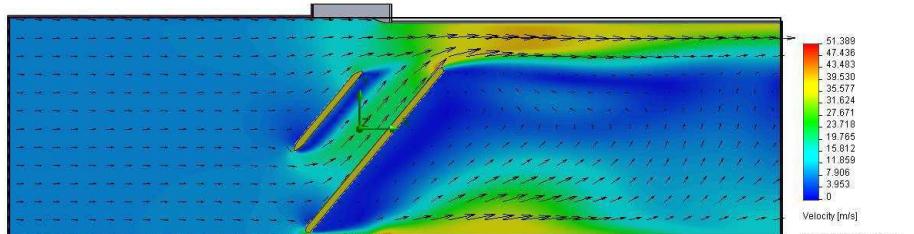
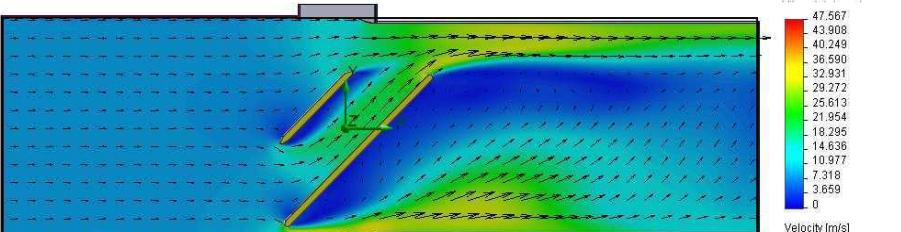
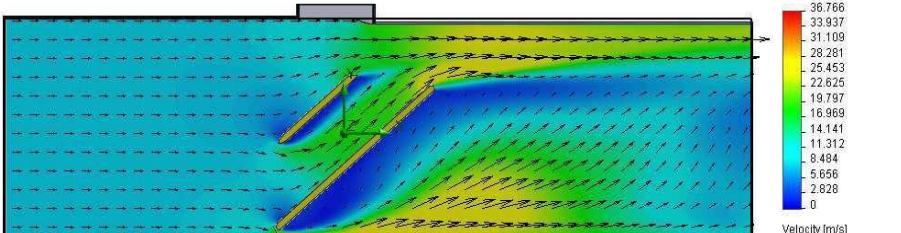
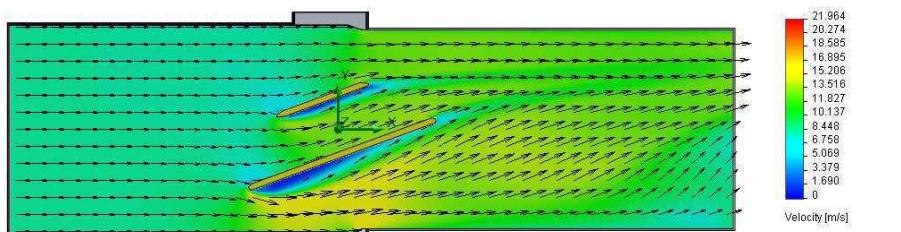
*Fig. 3.67  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc intermediu vană la debit nominal și unghiul 60°*



*Fig. 3.68  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc intermediu vană la debit nominal și unghiul 80°*



*Fig. 3.69  
Distribuția vitezei pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul 0°*



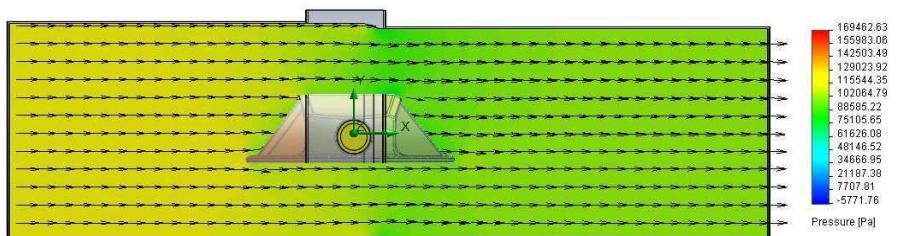


Fig. 3.76  
Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul  $0^\circ$



Fig. 3.77  
Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul  $20^\circ$

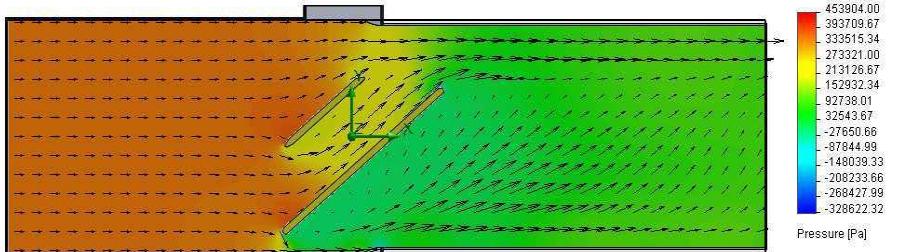


Fig. 3.78  
Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul  $40^\circ$

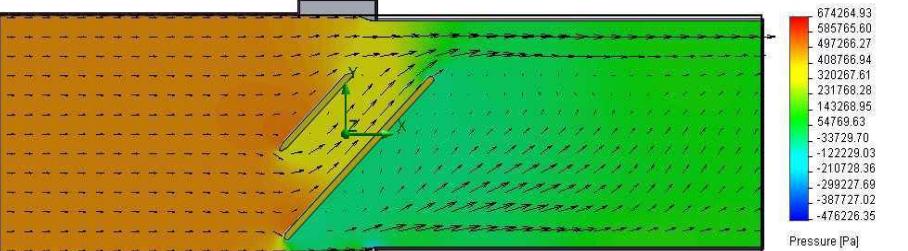


Fig. 3.79  
Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul  $45^\circ$

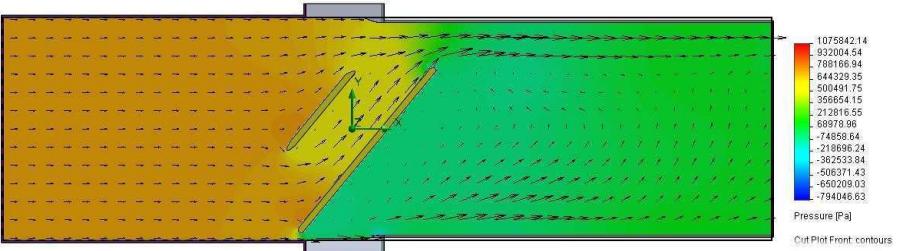


Fig. 3.80  
Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul  $50^\circ$

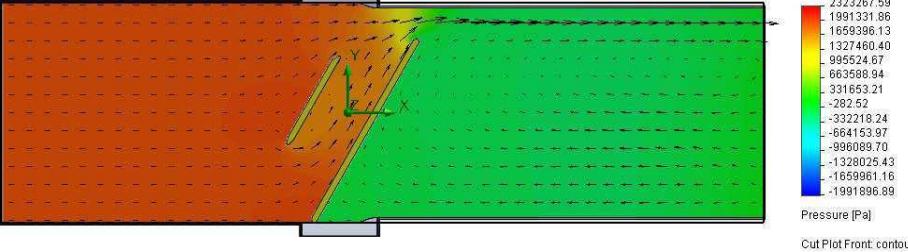
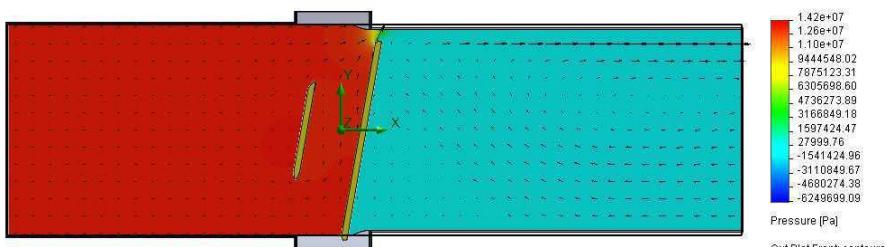
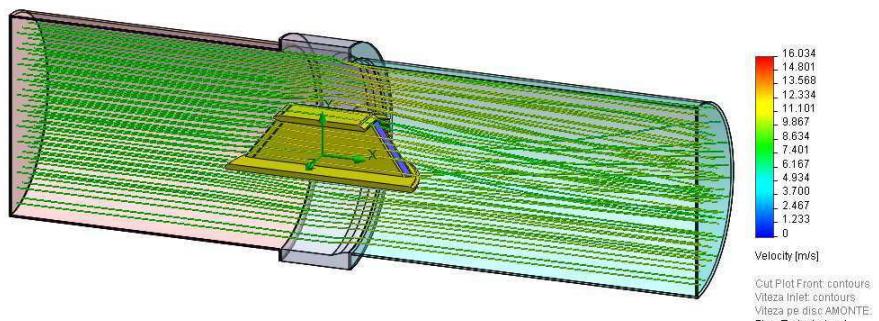


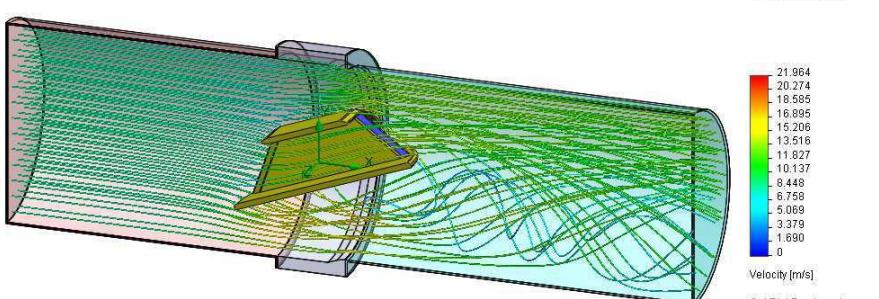
Fig. 3.81  
Distribuția presiunii pentru poziție disc final vană la debit nominal și unghiul  $60^\circ$



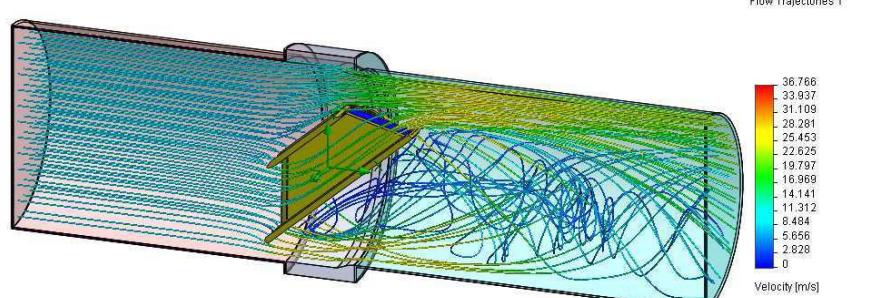
*Fig. 3.82  
Distribuția presiunii pentru poziție disc final vana la debit nominal și unghiul 80°*



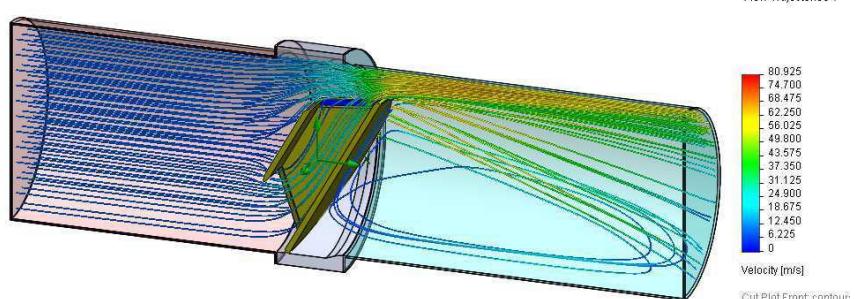
*Fig. 3.83  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc final vana la debit nominal și unghiul 0°*



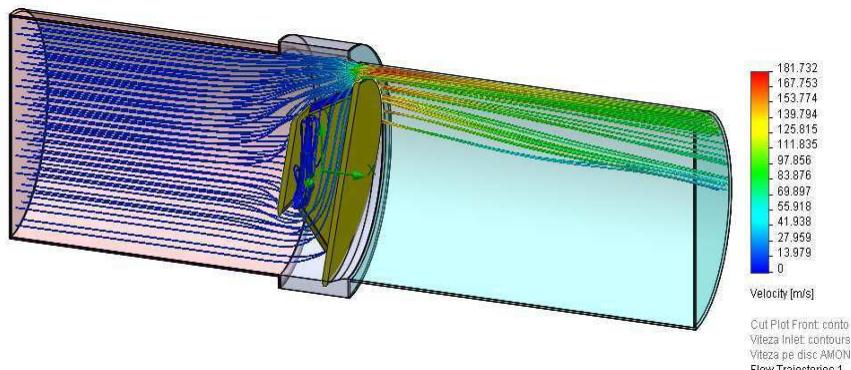
*Fig. 3.84  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc final vana la debit nominal și unghiul 20°*



*Fig. 3.85  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc final vana la debit nominal și unghiul 40°*



*Fig. 3.86  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc final vana la debit nominal și unghiul 60°*



*Fig. 3.87  
Traiectoriile de curgere pentru poziție disc final vana la debit nominal și unghiul 80°*

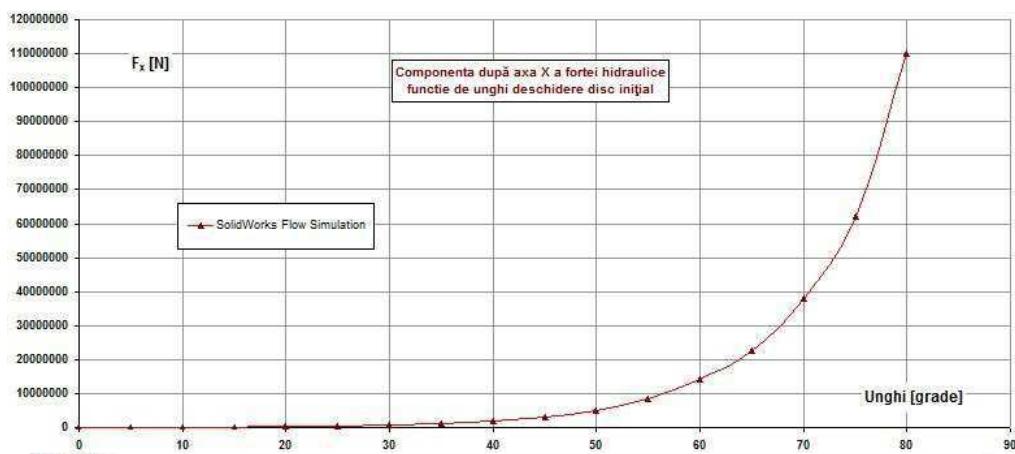
*Tabel nr. 3.9  
Distribuția forțelor obținute din SolidWorks Flow Simulation  
pentru vana echipată cu disc inițial și intermediu*

Unghi disc	Disc inițial			Disc intermediu		
	F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub>	Forță hidraulică F	F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub>	Forță hidraulică F
grade	N	N	N	N	N	N
<b>0</b>	46311	14182	48434	46078	53710	70767
<b>5</b>	63828	160717	172928	61259	130831	144463
<b>10</b>	112591	296814	317451	111028	254865	277999
<b>15</b>	203095	450569	494227	205293	428274	474936
<b>20</b>	333958	588216	676406	340611	603742	693196
<b>25</b>	552263	841075	1006182	521486	780433	938628
<b>30</b>	834065	1090718	1373074	796014	1027672	1299904
<b>35</b>	1272034	1421254	1907363	1238477	1394733	1865236
<b>40</b>	1985973	1937471	2774506	1941106	1885956	2706422
<b>45</b>	3083570	2604325	4036201	3072919	2586793	4016756
<b>50</b>	5041679	3672162	6237251	4983160	3588917	6141027
<b>55</b>	8522424	5318530	10045819	8668544	5313673	10167535
<b>60</b>	15077937	7937855	17039769	14637273	7554468	16471786
<b>65</b>	23880416	10465605	26073035	23170851	10107504	25279438
<b>70</b>	40219570	14125504	42627968	38683226	13518071	40977191
<b>75</b>	67744206	17968118	70086594	63648951	16726590	65810088
<b>80</b>	120388083	21768262	122340295	109082638	19315922	110779632

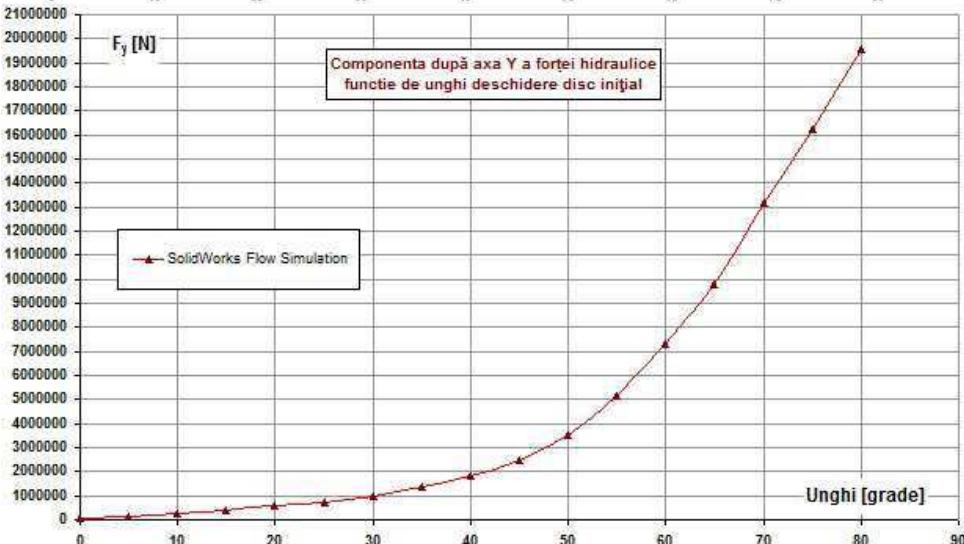
*Tabel nr. 3.10*

*Distribuția forțelor obținute din SolidWorks Flow Simulation  
pentru vana echipată cu disc final*

Unghi disc	F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub>	Forța hidraulică F	Unghi disc	F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub>	Forța hidraulică F
grade	N	N	N	grade	N	N	N
<b>0</b>	45816	68035	82023	<b>45</b>	2981014	2493855	3886612
<b>5</b>	58298	122073	135279	<b>50</b>	4924973	3529803	6059280
<b>10</b>	103283	241748	262886	<b>55</b>	8405564	5131239	9848000
<b>15</b>	191077	401639	444775	<b>60</b>	14200423	7315077	15973802
<b>20</b>	328365	589878	675114	<b>65</b>	22649124	9814364	24684095
<b>25</b>	504312	749717	903552	<b>70</b>	37858461	13175886	40085746
<b>30</b>	777260	1002745	1268712	<b>75</b>	62084643	16257230	64177881
<b>35</b>	1215811	1352434	1818591	<b>80</b>	110198360	19565808	111921845
<b>40</b>	1865032	1797912	2590527				



*Fig. 3.88  
Componenta Fx a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc inițial*



*Fig. 3.89  
Componenta Fy a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc inițial*

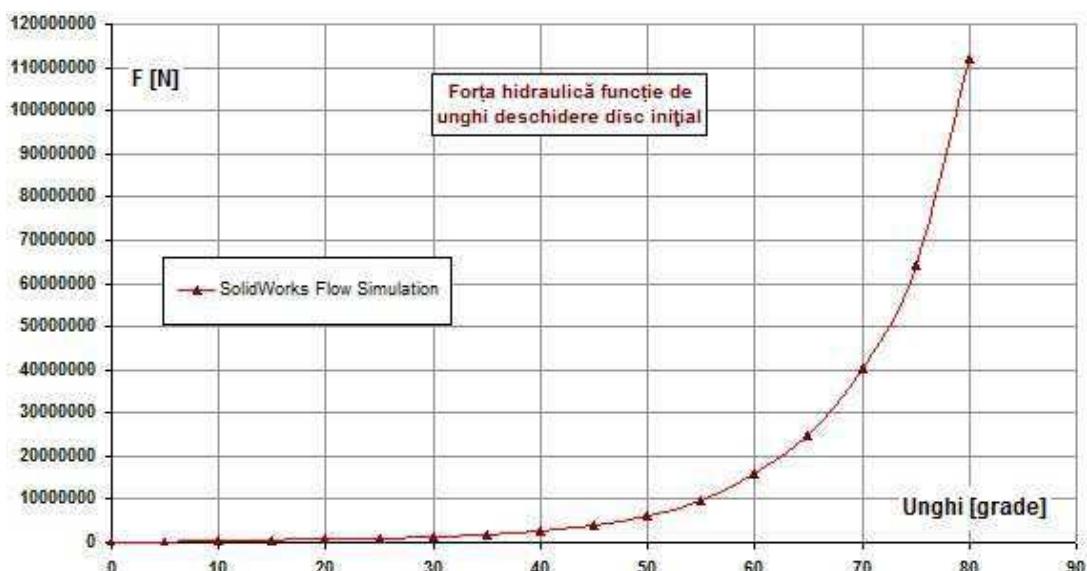


Fig. 3.90  
Forță hidraulică  $F$  funcție de unghi deschidere disc inițial



Fig. 3.91  
Componenta ponentă  $F_x$  a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc intermediar

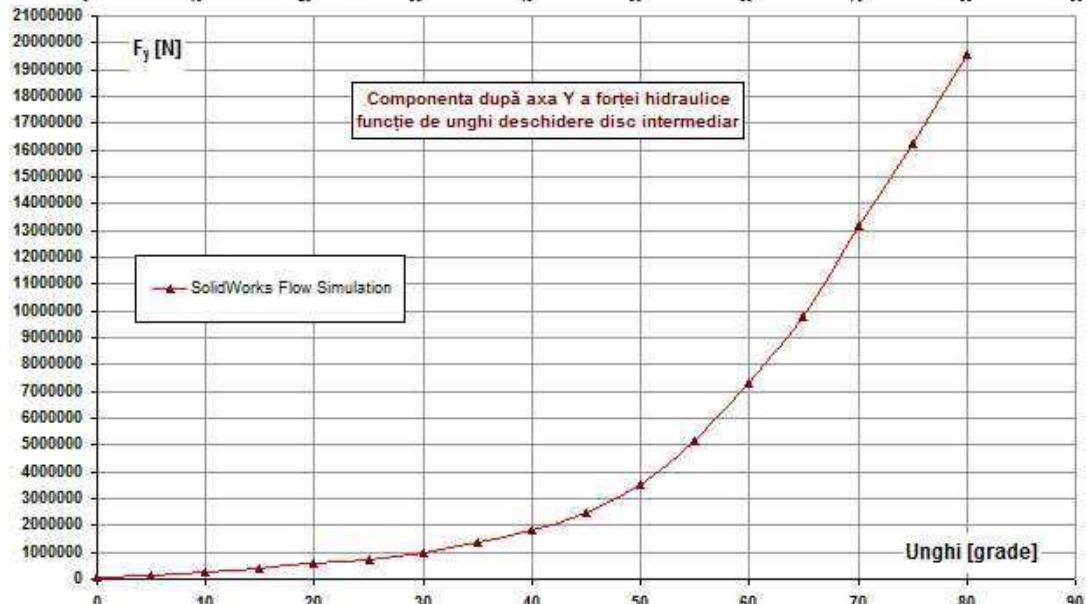


Fig. 3.92  
Componenta ponentă  $F_y$  a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc intermediar

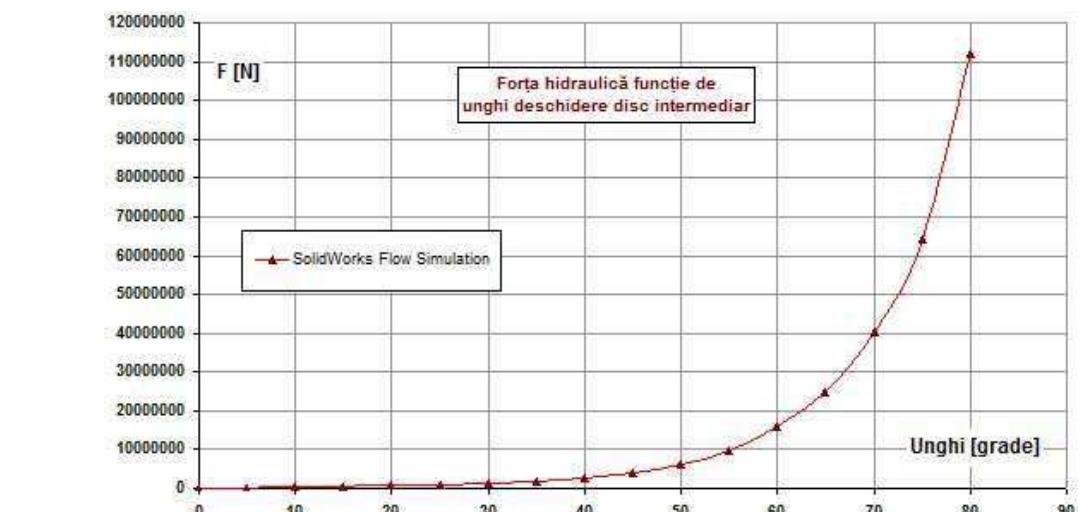


Fig. 3.93  
Forța hidraulică  $F$  funcție de unghi deschidere disc intermediar

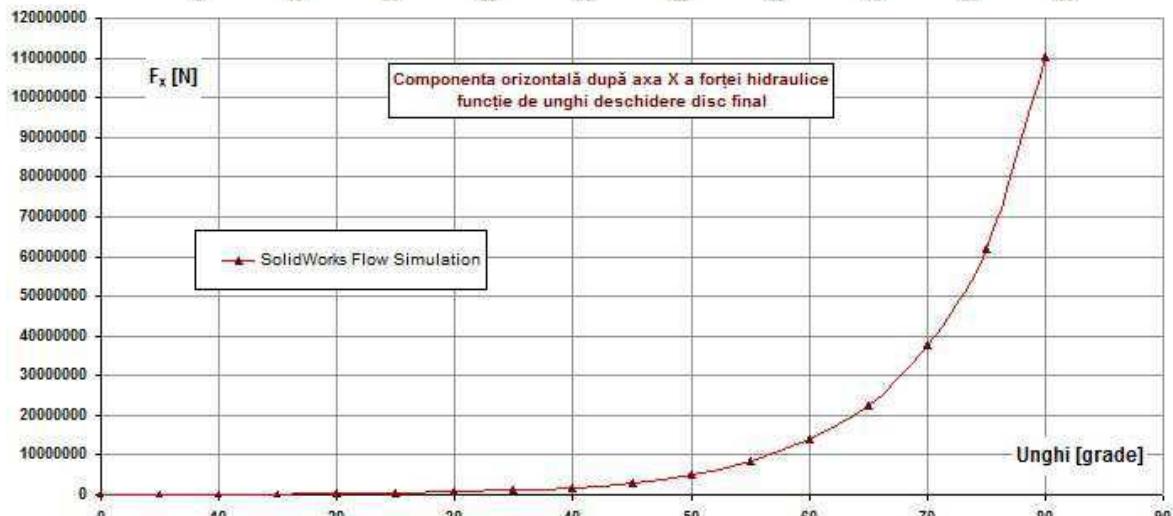


Fig. 3.94  
Componenta  $F_x$  a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc final

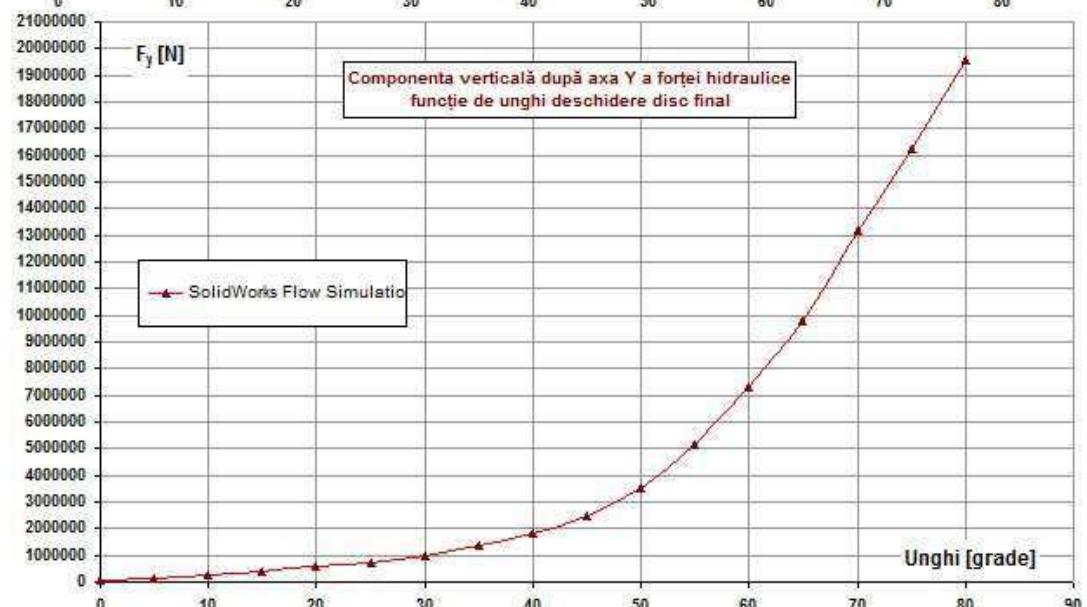


Fig. 3.95  
Componenta  $F_y$  a forței hidraulice funcție de unghi deschidere disc final

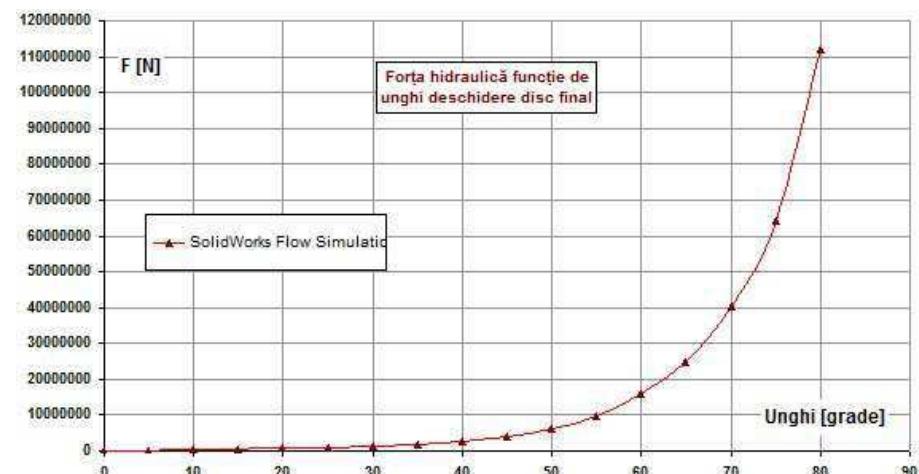


Fig. 3.96  
Forța hidraulică  $F$  funcție de unghi deschidere disc final

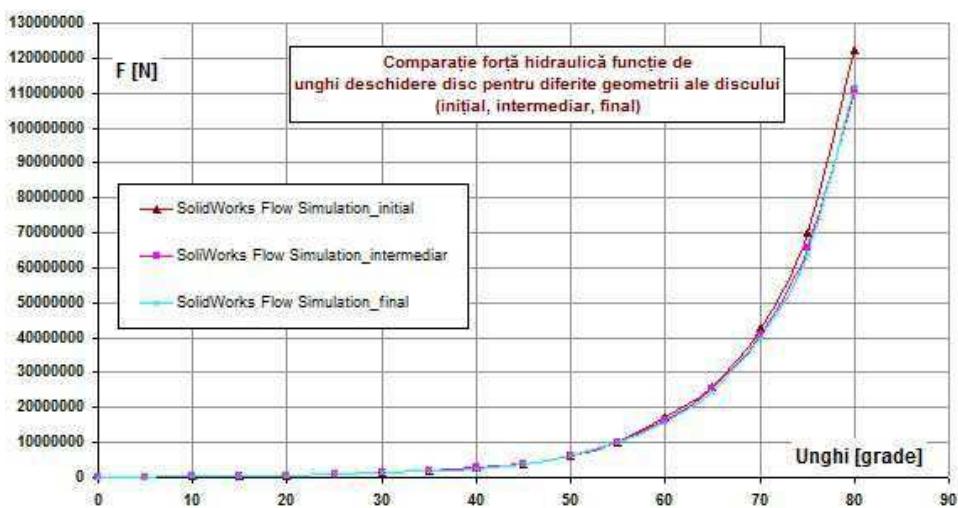


Fig. 3.97  
Comparație forță hidraulică funcție de unghi la diferite geometrii disc (initial, intermediar, final)

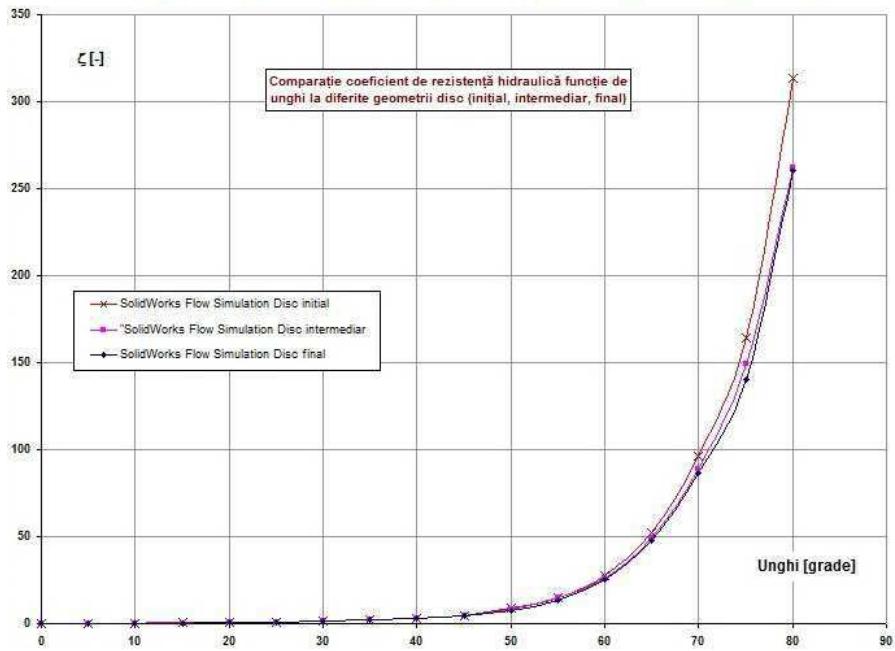


Fig. 3.98  
Comparație coeficient de rezistență hidraulică funcție de unghi la diferite geometrii disc (initial, intermediar, final)

### 3.2 Calculul de rezistență al discului vanei

#### 3.2.1 Calculul de rezistență pentru ansamblul tronson amonte, corp vană, disc

Tronsonul este în construcție sudată format din:

- Virolă din P355+N EN 10028-3 cu:
  - Limita de curgere  $R_c = 355 \text{ MPa}$ ;
  - Rezistență la rupere  $R_t = 490 \text{ MPa}$ ;
  - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 140 \text{ MPa}$ .
- Flanșe din P460+N EN 10028-3 cu:
  - Limita de curgere  $R_c = 380 \text{ MPa}$ ;
  - Rezistență la rupere  $R_t = 520 \text{ MPa}$ ;
  - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 148,5 \text{ MPa}$ .

Corpul vanei este în construcție sudată format din:

- Virolele celor două semicarcase din P355+N EN 10028-3 cu:
  - Limita de curgere  $R_c = 355 \text{ MPa}$ ;
  - Rezistență la rupere  $R_t = 490 \text{ MPa}$ ;
  - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 140 \text{ MPa}$ .
- Flanșe din P460+N EN 10028-3 cu:
  - Limita de curgere  $R_c = 380 \text{ MPa}$ ;
  - Rezistență la rupere  $R_t = 520 \text{ MPa}$ ;
  - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 148,5 \text{ MPa}$ .

Discul este în construcție sudată format din:

- Fusuri turnate din G20Mn5 QT EN 10293 cu:
  - Limita de curgere  $R_c = 2400 \text{ daN/cm}^2 (240 \text{ MPa})$ ;
  - Rezistență la rupere  $R_t = 4500 \text{ daN/cm}^2 (450 \text{ MPa})$ ;
  - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 700 \text{ daN/cm}^2 (70 \text{ MPa})$ .
- Profile laminate din P460+N EN 10028-3 cu:
  - Limita de curgere  $R_c = 380 \text{ MPa}$ ;
  - Rezistență la rupere  $R_t = 520 \text{ MPa}$ ;
  - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 148,5 \text{ MPa}$ .

Calculul se realizează luând în considerare următoarele condiții de contur:

- Flanșele DN 490 sunt în contact pe o suprafață exterioară diametrului de dispunere a găurilor pentru buloane;

- Fusurile discului sunt în contact cu corpul vanei pe toată lungimea lagărului,  $L = 400$  mm;
- Discul pe periferie prezintă frecare, coeficientul de frecare – 0,5;
- Contactul între tălpile vanei și suprafața de așezare a pieselor înglobate în beton este cu frecare;
- Virola cu grosime de 28 mm a conductei forțate reprezintă suport fix pentru direcția X;
- Lungimea virolei conductei forțate cu grosimea de 28 mm este de 1300 mm și lungimea tronsonului amonte, cu o grosime de 45 mm este de 1500 mm;
- Încărcare – presiune normală pe suprafața discului de 1,7 MPa.

Pentru discretizare s-a considerat un element de formă tetraedrică cu dimensiunea maximă de 50 mm, iar după discretizare s-au obținut 607740 puncte nodale și 376548 elemente finite.

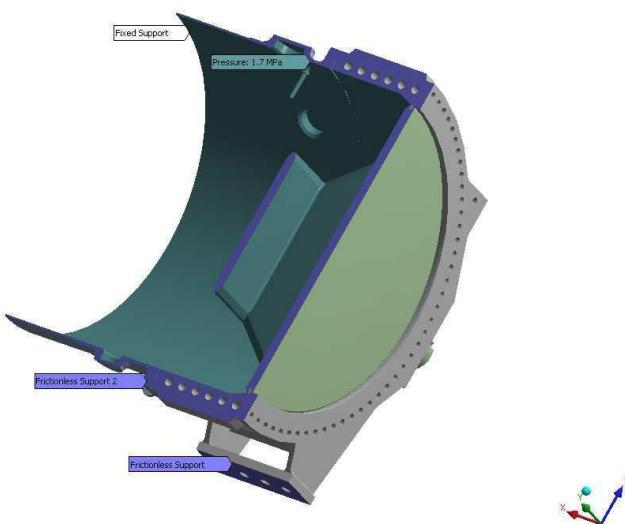
**Figura 3.99** prezintă condițiile de contur în baza cărora s-a efectuat calculul.

**Figura 3.100** prezintă rețeaua de elemente finite și puncte nodale obținută pentru ansamblul tronson amonte, corp vană, disc.

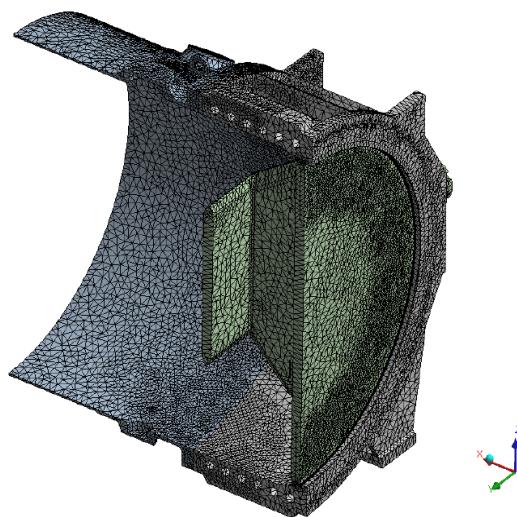
**Figura 3.101** prezintă distribuția tensiunilor tangențiale pentru ansamblul tronson amonte, corp vană, disc.

**Figura 3.102** prezintă distribuția tensiunilor echivalente von Mises pentru ansamblul tronson amonte, corp vană, disc.

**Figura 3.103** prezintă două detalii care conțin distribuția tensiunilor echivalente von Mises la nivelul corpului vanei.



*Fig. 3.99 Condiții de contur*



*Fig. 3.100 Rețeaua de elemente finite și puncte nodale*

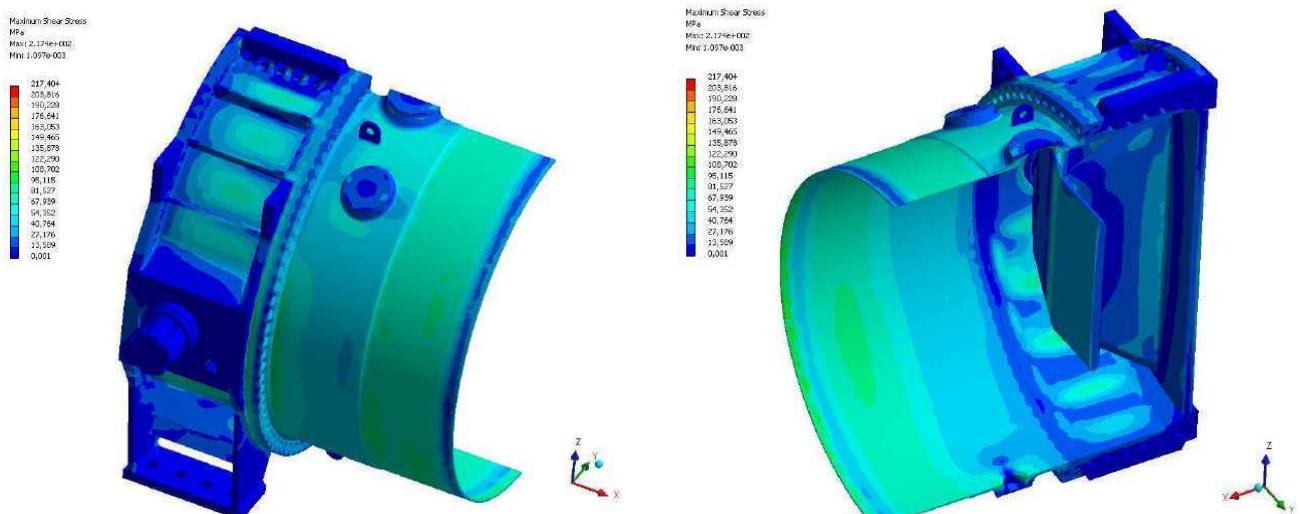


Fig. 3.101 Distribuția tensiunilor tangențiale

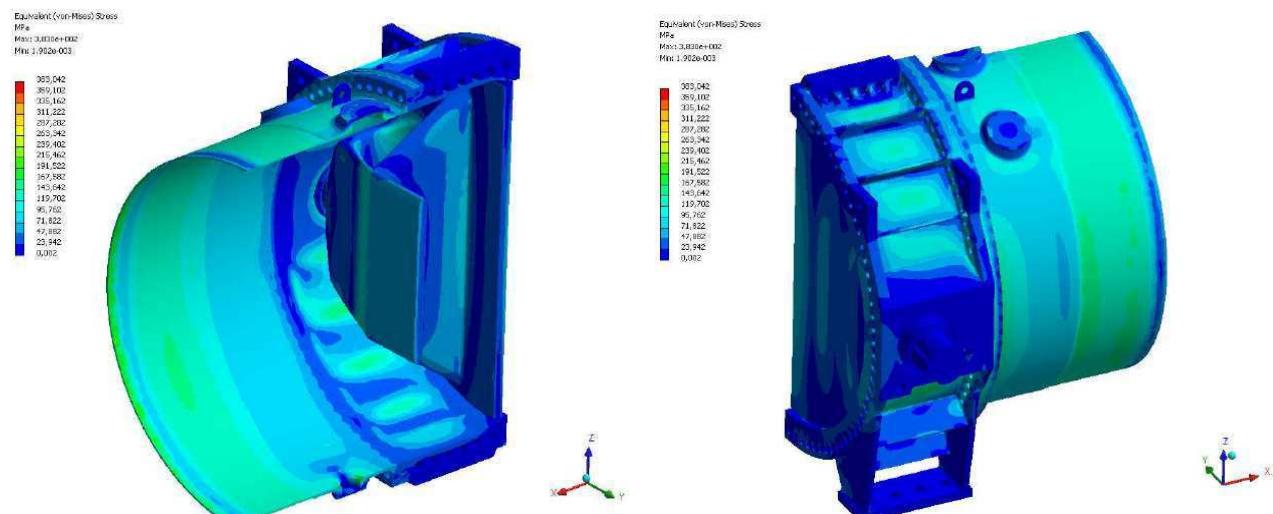


Fig. 3.102 Distribuția tensiunilor echivalente von Mises

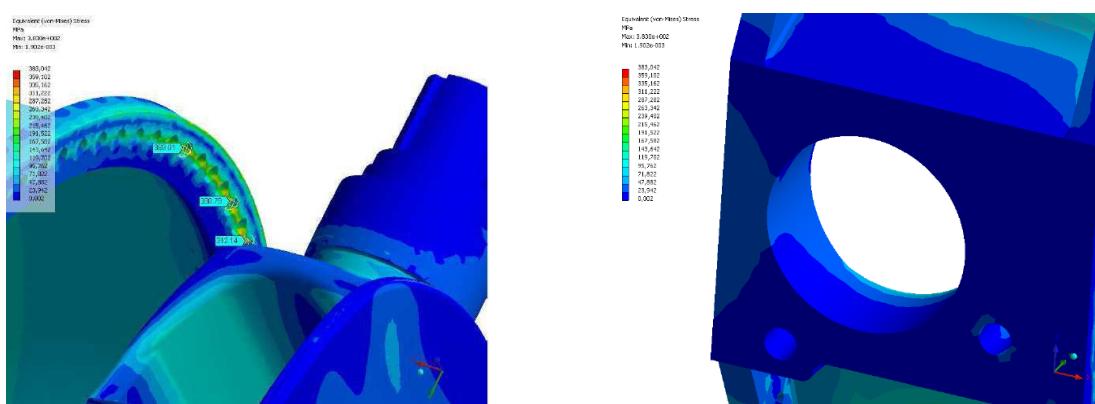
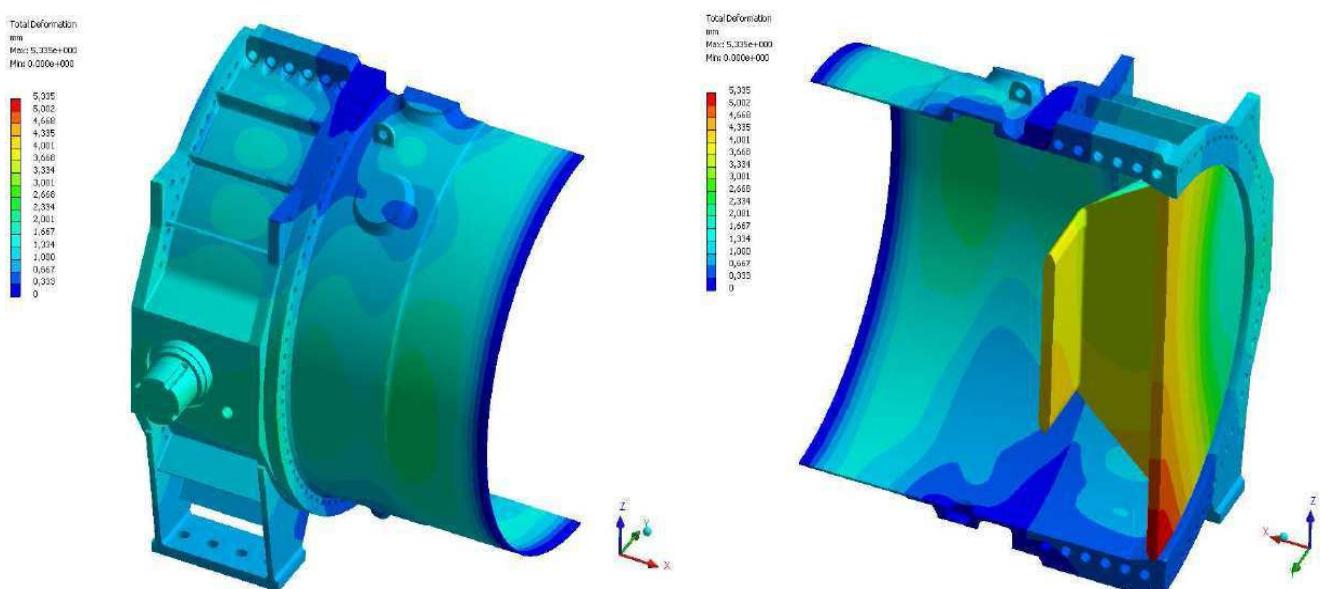


Fig. 3.103 Distribuția tensiunilor echivalente von Mises în corpul vanei

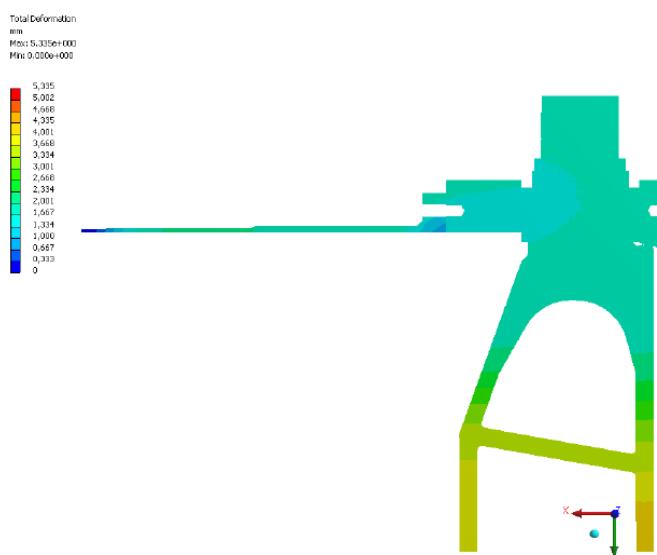
În urma acestei analize se poate constata cu ușurință faptul că tensiunile nu depășesc valoarea de 210 MPa, valoare maxim admisibilă conform ASME Code Division 2 Appendix 4 [97].

Valorile maxime ale tensiunilor, care se manifestă în corpul vanei în zona diametrului de dispunere a buloanelor, pentru față dinspre amonte și în zona lagărelor de sprijin a discului, se datorează condițiilor de contur care nu permit deformarea.

**Figura 3.104 și figura 3.105 prezintă deformațiile maxime care apar la nivelul ansamblului tronson amonte, corp vană, disc, obținute în urma efectuării calculului de analiză cu element finit.**



*Fig. 3.104 Deformații maxime la nivelul ansamblului tronson amonte, corp vană, disc*



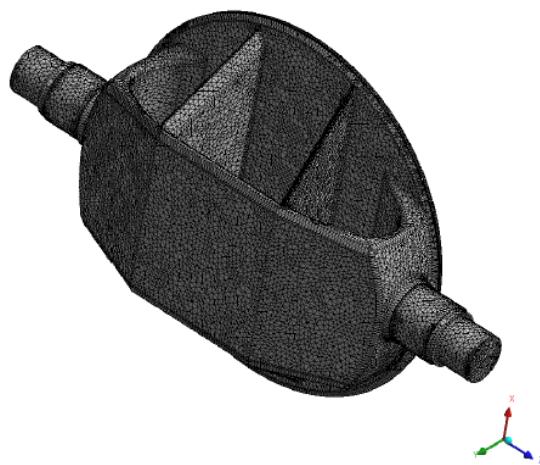
*Fig. 3.105 Deformații maxime la nivelul ansamblului tronson amonte, corp vană, disc*

Deformația maximă, având valoarea de 5,3 mm se manifestă în plăcile discului la nivelul periferiei, în zona inferioară.

### 3.2.2 Calculul de rezistență a discului

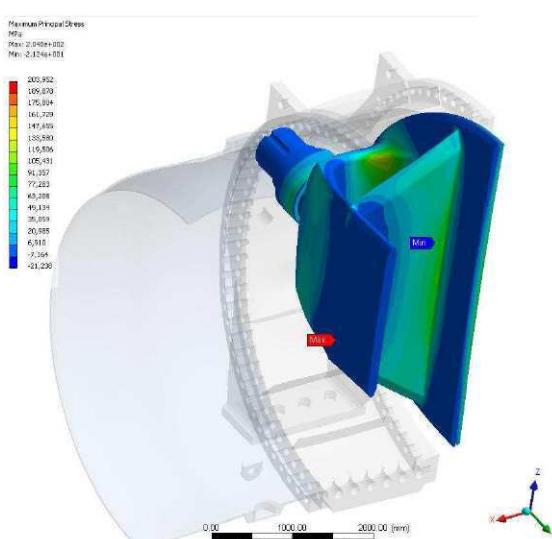
Efectuarea calculului de rezistență a discului prin metoda analizei cu element finit pune în evidență stările de tensiune și deformațiile care se manifestă la nivelul acestuia. Pentru discretizare s-a considerat un element de formă tetraedrică cu dimensiunea maximă de 50 mm, iar după discretizare s-au obținut 693170 puncte nodale și 463380 elemente finite.

Figura 3.106 prezintă rețeaua de elemente finite și puncte nodale obținută pentru disc.



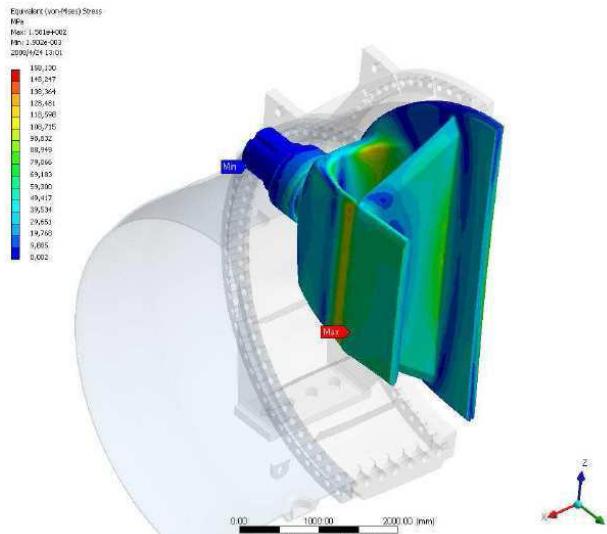
*Fig. 3.106 Rețeaua de elemente finite și puncte nodale obținută pentru disc*

În urma analizei elaborate în capitolul 3.2.1, la nivelul discului a fost determinată valoarea maximă a tensiunii principale la care este supus acesta. Rezultatele sunt prezentate în figura 3.107.



*Fig. 3.107 Tensiune principală maximă la nivelul discului*

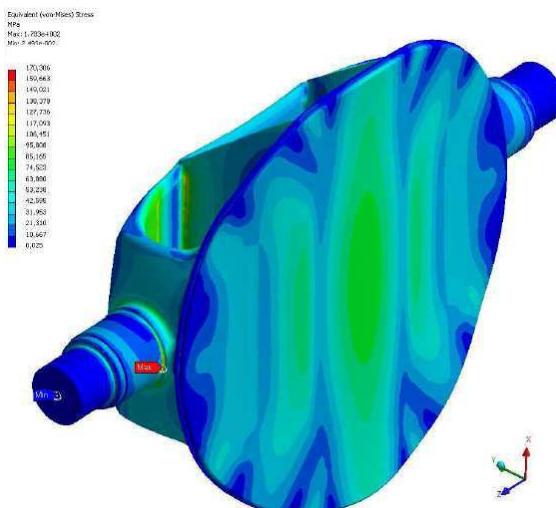
Tensiunile echivalente von Mises care se regăsesc la nivelul discului, de asemenea au fost determinate cu ocazia efectuării calculului elaborat și prezentat în capitolul 3.2.1. **Figura 3.108** prezintă rezultatele obținute.



*Fig. 3.108 Tensiuni echivalente la nivelul discului*

Calculul de rezistență strict al discului prin metoda analizei cu element finit pune în evidență valorile pentru tensiunile echivalente, respectiv pentru deformațiile care apar la nivelul acestuia.

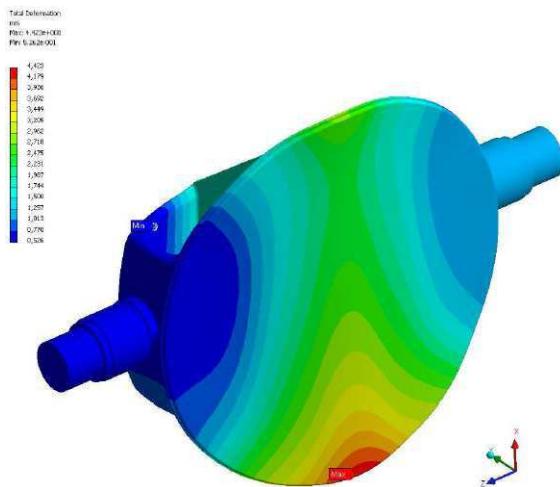
Figura 3.109 prezintă rezultatele tensiunilor echivalente care apar la nivelul discului.



*Fig. 3.109 Tensiuni echivalente la nivelul discului*

Valoarea maximă determinată a tensiunilor echivalente von Mises este de 170 MPa. Tensiunile fiind izolate, aceasta este mai evident mai mică decât cea de  $3 \times \sigma_a = 210$  MPa, valoare maxim admisibilă conform ASME Code Division 2 Appendix 4 [97].

Figura 3.110 prezintă rezultatele deformațiilor care apar la nivelul discului.



*Fig. 3.110 Deformații la nivelul discului*

Deformația maximă, având valoarea de 4,423 mm se manifestă în plăcile discului la nivelul periferiei, în zona inferioară.

### 3.3 Concluzii

Ținând cont de toate aspectele legate de calculele efectuate pentru vanele fluture și discul biplan ce echipează acest tip de vane se pot formula următoarele concluzii:

- Comparând coeficientul de pierderi hidraulice calculat pentru cele trei variante constructive ale discului se observă că prin optimizarea geometriei acesta s-a redus.
- Optimizarea formei discului vanei fluture utilizată ca element de izolare a circuitului hidraulic al turbinei are ca efect reducerea cu până la 35% a pierдерilor de presiune.
- Optimizarea formei discului în vederea reducerii coeficientului de rezistență hidraulică conduce la o scădere a masei acestuia cu 10,3 %, fapt care determină scăderea prețului de cost.
- Valoarea maximă determinată a tensiunilor echivalente von Mises pentru varianta constructivă cu optimizare finală a discului este de 170 MPa. Luând în considerare faptul că este vorba despre tensiuni izolate, aceasta este mai evident mai mică decât cea de  $3 \times \sigma_a = 210$  MPa, valoare maxim admisibilă conform ASME Code Division 2 Appendix 4.
- Deformația maximă pentru varianta constructivă cu optimizare finală a discului, având valoarea de 4,423 mm se manifestă în plăcile discului la nivelul periferiei, în zona inferioară.

## **Cap. 4 CERCETĂRI EXPERIMENTALE REALIZATE PE MODELUL VANEI FLUTURE**

### **4.1 Descrierea standului destinat încercărilor experimentale**

S.C. HYDRO ENGINEERING Reșița are în componență un laborator de cercetare modele turbine hidraulice. Laboratorul este dotat cu un stand de încercări modele turbine hidraulice pe care se pot realiza măsurători energetice, ambalare, cavitationale și de garanție. Măsurătorile urmăresc determinarea diagramelor universale ale modelelor, a caracteristicilor de forțe și momente, pentru validarea metodelor de proiectare și modelare hidrodinamică. Activitatea are caracter permanent, și are ca rezultat crearea unui patrimoniu propriu de modele noi și ameliorarea modelelor existente în vederea creșterii performanțelor energo-cavitaționale. În cadrul laboratorului se elaborează programe de testare a mașinilor hidraulice aflate în exploatare înainte și după retehnologizare. Rezultatele acestor programe de testare stau la baza studiilor privind oportunitatea retehnologizării acestora. Totodată standul permite efectuarea măsurătorilor de garanție pentru certificarea performanțelor turbinelor hidraulice pe baza cărora se elaborează oferte pentru amenajări din țară și străinătate.

Pe stand se pot încerca următoarele tipuri de turbine hidraulice: Kaplan, Francis, Bulb și cu mici adaptări mașini reversibile. Metodele de măsurare utilizate pentru testarea performanțelor modelelor de turbină respectă în întregime cerințele standardului IEC 60193. Concepția standului și dotarea sa cu aparatură permit realizarea unor măsurători precise a căror incertitudine se încadrează în recomandările standardului CEI 60193. Sistemele de reglare și achiziție date asigură repetabilitatea valorilor pentru fiecare parametru măsurat.

Achiziția și prelucrarea valorilor parametrilor ce definesc performanțele modelelor de turbină hidraulică se realizează prin intermediul unui modul de achiziție conectat la un calculator de proces. Modulul de achiziție efectuează conversia valorilor analoage ale fiecarui parametru cu ajutorul unui convertor cu 16 biți și o frecvență de 16 kHz conform recomandărilor standardului CEI 60193. Calculatorul de proces asigură următoarele funcții :

- monitorizarea parametrilor necesari calculului mărimilor caracteristice modelului;
- alegerea numărului de citiri pe valoarea unui punct de măsură;
- alegerea frecvenței de citire a valorilor;
- alegerea plajei de variație a cuplului, plajă care caracterizează regimul staționar de măsură;
- pornirea și oprirea manuală sau automată a achizițiilor;
- calculul valorilor unitare a parametrilor principali;

- reprezentarea grafică a modului de evoluție a parametrilor caracteristici punctului măsurat;
- transferul fișierelor cu valori prin rețea la calculatorul de prelucrare numerică și grafică superioară a rezultatelor.

Datorită gradului de automatizare al standului se poate efectua un volum mare de încercări, asigurându-se pe lângă încercări de garanție și efectuarea de încercări de selecție necesare alegerii variantelor optime. La fel se pot efectua și alte încercări legate de studiul funcționării turbinelor cum ar fi: determinarea coeficientului de debit necesar pentru calculul debitului pe mașinile industriale cu ajutorul metodei Winter-Kennedy, caracteristici de forțe și momente și alte date hidraulice complementare definite în paragraful 4.7.3.3 din CEI 60193.

Pentru a respecta condițiile de precizie și de incertitudine recomandat de CEI 60193 standul este prevăzut cu o serie de echipamente auxiliare care permit etalonarea manometrelor cu piston rotativ, a cuplului generatorului frână, a debitului turbinat.

În stand se pot efectua următoarele încercări:

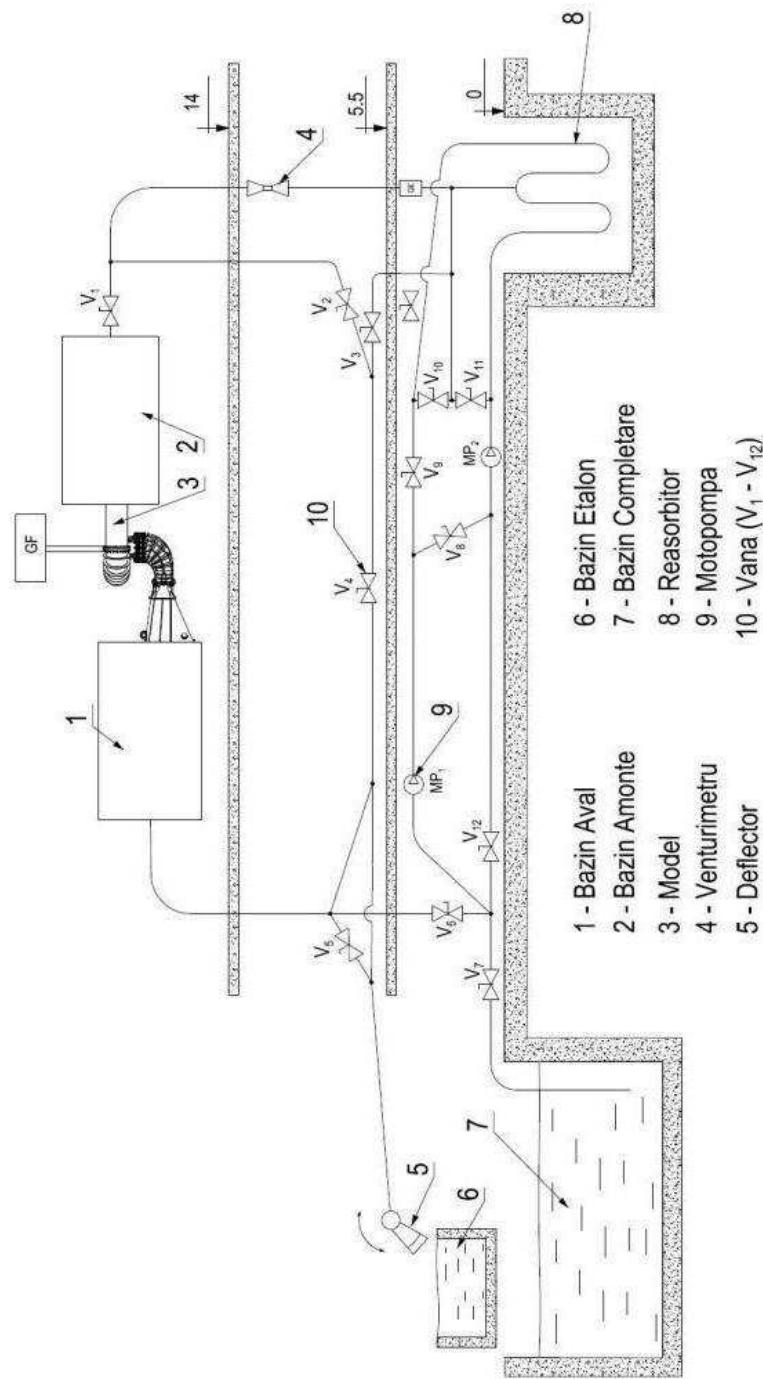
- măsurarea caracteristicilor energetice în cele patru cadrane în condiții de cavitație dorite;
- determinarea caracteristicilor cavitационale în diferite puncte de măsură;
- determinarea constantelor Winter-Kennedy pentru măsurarea debitelor la prototipul de turbină;
- măsurarea fluctuațiilor de cuplu de pe paletele aparatului director;
- vizualizarea vortexului în tubul de aspirație și influența admisiei aerului asupra acestuia.

Măsurarea parametrilor se efectuează cu precizia și repetabilitatea prescrisă în standardele IEC 60193, astfel încât caracteristicile obținute se modifică doar prin modificarea părții de curgere. Prin urmare determinarea caracteristicilor prototipului au la bază rezultatele încercărilor pe model.

Structura standului de încercări cuprinde :

- circuitul hidraulic;
- echipamentul de generare a căderilor, debitelor și a sarcinii de aspirație;
- echipamentul de achiziție, măsură și etalonare;
- echipamentul de calcul și reprezentare grafică a punctelor de măsură;
- programe de achiziție și prelucrare a datelor.

Figura 4.1 prezintă circuitul hidraulic al standului.



*Fig. 4.1 Circuitul hidraulic*

Echipamentul de generare a căderilor și debitelor impuse cuprinde:

- stația de pompare este echipată cu două pompe ce pot funcționa în serie sau în paralel în funcție de gama de debite sau căderi necesare tipului de încercări. Pompele sunt acționate de două motoare de curent continuu de 800 kW cu turație variabilă;

- vanele: V<sub>8</sub>, V<sub>9</sub> și V<sub>12</sub>. Pentru a realiza căderi mari vana V<sub>12</sub> este deschisă, vana V<sub>8</sub> este deschisă iar vana V<sub>9</sub> este închisă; pentru a obține debite mari V<sub>12</sub> este deschisă, V<sub>8</sub> este închisă iar vana V<sub>9</sub> este deschisă. În ambele situații vana V<sub>6</sub> trebuie să fie deschisă, iar restul vanelor închise.

Echipamentul de măsură cuprinde :

- traductor de turație, de tip electronic cu afișaj, pentru măsurarea turației generatorului frână și a turației celor două pompe;
- traductor de presiune diferențială de tip manometru cu piston rotativ și codificator de unghi pentru măsurarea căderii;
- traductor de presiune diferențială de tip manometru cu piston rotativ și codificator de unghi pentru măsurarea diferenței de presiune pe venturimetru;
- traductor de presiune de tip manometru cu piston rotativ și codificator de unghi pentru măsurarea sarcinii de aspirație;
- traductor pentru măsurarea presiunii barometrice cu celulă Burton;
- traductor de măsurare a temperaturii aerului și a apei de tip Pt100;
- traductor electromagnetic de măsură a debitului de tip Veriflux;
- traductor de nivel de tip submersibil pentru bazinul etalon;
- traductor de măsurare a greutății de tip balanță cu echilibrare automată pentru măsurarea cuplului la generatorul frână;
- traductor de măsurare a conținutului de oxigen în apă;
- traductor de poziție a aparatului director de tip unghiular.

Toate traductoarele de mai sus sunt prevăzute cu ieșiri de semnal unificat de tensiune sau curent, respectiv impulsuri.

Echipamentul de achiziție cuprinde :

- modul de conversie analog-digital cu rezoluția de 16 biți pentru fiecare parametru achiziționat;
- conexiuni între traductoare și modulul de interfață realizate cu cabluri ecranate, pozate pe trasee ce elimină influența perturbațiilor electomagneticale ale circuitelor de forță izolate față de traseele circuitelor de forță;
- sistemul de achiziție a datelor din cadrul standului;
- multiplexor secvențial;
- filtrul software plasat între traductor și multiplexor ce are rolul de a elimina eventualele perturbații.

Valorile mărimilor măsurate sunt obținute prin multiplexarea de mare viteză care scanează canalele secvențial de mai multe ori în timpul unei perioade de timp dată. Valoarea medie a mărimii măsurate este obținută printr-o prelucrare ulterioară.

Metoda utilizată asigură preciziile și incertitudinile admise de standardul IEC 60193. Achiziția se efectuează doar după ce procesul este stabilizat pentru fiecare punct de măsură.

Traductoarele care măsoară parametrii hidraulici garanții permit etalonarea atât înainte, în timpul cât și la finalul unui set de măsurători.

Standul este echipat cu dispozitive și echipamente de etalonare pentru următoarele tipuri de traductoare:

- sursă de presiune etalon pentru etalonarea traductoarelor de măsură presiuni, de tip manometru cu piston rotativ;
- echipament de măsură a volumului de apă deversat pe o perioadă de timp determinată într-un bazin etalon pentru etalonarea traductorului de debit de tip Venturi și de tip Veriflux;
- set de pârghii etalon și greutăți etalon utilizate pentru etalonarea traductorului de cuplu al generatorului frână;
- set de calibre etalon utilizate pentru etalonarea traductorului unghiular cu ieșire în impulsuri și a traductorului pentru măsurarea poziției aparatului director.

Pe perioada măsurătorilor valorile tuturor parametrilor sunt achiziționate de un sistem de calcul on-line care permite :

- fixarea benzii de stabilitate pentru tipul de măsurătoare efectuat;
- numărul de puncte achiziționate cu care se calculează media aritmetică a fiecărui parametru;
- calculul parametrilor adimensionali ai modelului cu ajutorul mărimilor măsurate;
- calculul corecțiilor datorate temperaturii și poziției geografice a laboratorului asupra parametrilor fizici ai apei și ai aerului;
- reprezentarea valorilor măsurate și a celor calculate pe un grafic utilizat pentru depistarea valorilor măsurate eronat și eliminarea acestora.
- Panoul operator permite :
  - cuplarea sau decuplarea tuturor circuitelor pompelor a tuturor echipamentelor ce concură la generarea încărcărilor dorite ale modelului;
  - menținerea stabilă a punctului de măsură dorit cu ajutorul regulatoarelor de cădere, turație precum și prin deschiderea paletelor aparatului director;

- realizarea și menținerea condițiilor necesare măsurătorilor de cavităție;
- afișarea și memorarea mărimilor digitale și/sau analogice pentru toți parametrii măsuраți;
- prescrierea benzilor de stabilitate a cuplului generatorului frână pentru a sesiza regimul stabil de funcționare;
- prescrierea numărului de citiri ale punctelor de măsură necesar pentru calculul mediei aritmetice;
- afișarea on-line a alurii curbelor parametrilor unitari ai modelului de turbină [10].

#### 4.1.1 Prezentare stand pentru încercări modele de vană fluture

Standul de încercări este conceput și dotat cu aparatura necesară pentru încercări energetice și cavitационale pe modele de turbină având și posibilitatea încercărilor pentru modele de vane prin un circuit paralel, racordat între rezervorul amonte și conducta de aspirație aval.

În figura 4.2 este prezentată schema standului de încercări pentru modele de vană.

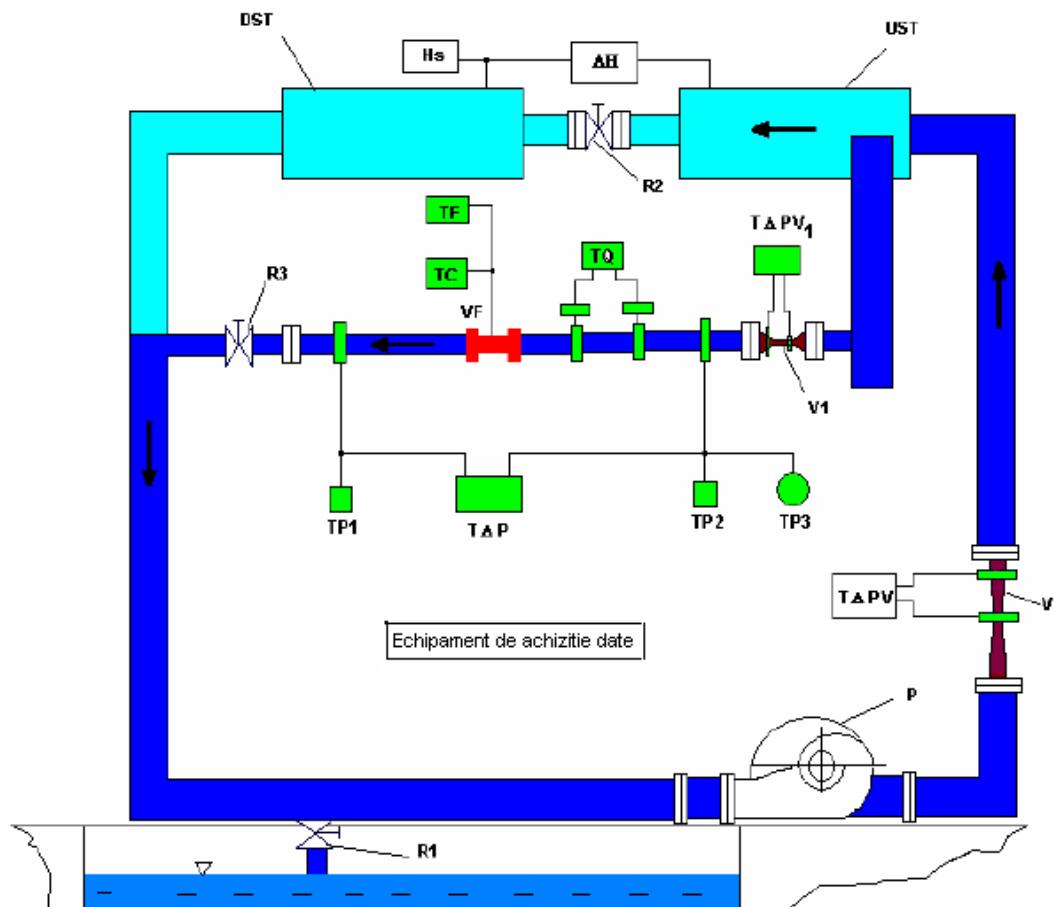


Fig. 4.2 Schemă stand pentru încercări modele vane

Simbolurile cuprinse în schemă au următoarele semnificații:

- P – pompă cu regulator de turatie analogic;
- R1 – robinet de umplere stand;
- R2 – vană by-pass;
- R3 – vană de reglaj debit;
- TP1, TP2, TP3 – traductoare de presiune;
- TAP – traductor diferențial de presiune;
- TΔPV1 – traductor diferențial Venturi de pe circuitul hidraulic al vanei;
- TΔPV – traductor diferențial Venturi;
- TF – traductor de forță;
- TC – traductor de cuplu;
- TQ – traductor de debit;
- UST – rezervor amonte;
- DST – rezervor aval;
- ΔH – presiune diferențială rezervor;
- Hs – presiune rezervor aval;
- V – tub Venturi.

#### **4.1.2 Caracteristici dimensionale ale standului de încercări**

Caracteristicile dimensionale ale standului de încercare cuprind toți parametrii constructivi necesari efectuării calculelor de performanță a modelului de vană. Caracteristicile dimensionale ale standului sunt:

- Lungime tronson amonte de la vană la priza de presiune,  $L_1 = 2,375$  m;
- Lungime tronson aval de la = priza de presiune la vană,  $L_2 = 2,048$  m;
- Diametru de intrare model vană,  $D_m = 0,196$  m;
- Diametru disc model vană,  $D_2 = 0,186$  m;
- Diametru vană industrială,  $D_i = 4,900$  m;
- Cădere în centrală,  $H = 140$  m;
- Debit nominal în centrală,  $Q_n = 156 \text{ m}^3 / \text{s}$ ;
- Coeficient de scară determinat după criteriul Froude,  $k = 25$ ;
- Cădere de încercare pe model,  $H_m = 5,6$  m;
- Debitul de încercare pe model,  $Q_m = 49,91 \text{ l / s}$ ;
- Lungimea brațului de la dispozitivul de măsură cuplu pe discul vanei,  $l = 0,098$  m;

- Distanța de la punctul de aplicatie al forței până la reazem, conform fig. 4.3,  $a = 0,333$  m;
- Distanța de la reazem până în centrul discului, conform fig. 4.3,  $b = 0,121$  m;
- Suprafața de intrare vană,  $S_1 = 0,0302 \text{ m}^2$ ;
- Suprafața de ieșire vană,  $S_2 = 0,0272 \text{ m}^2$ .

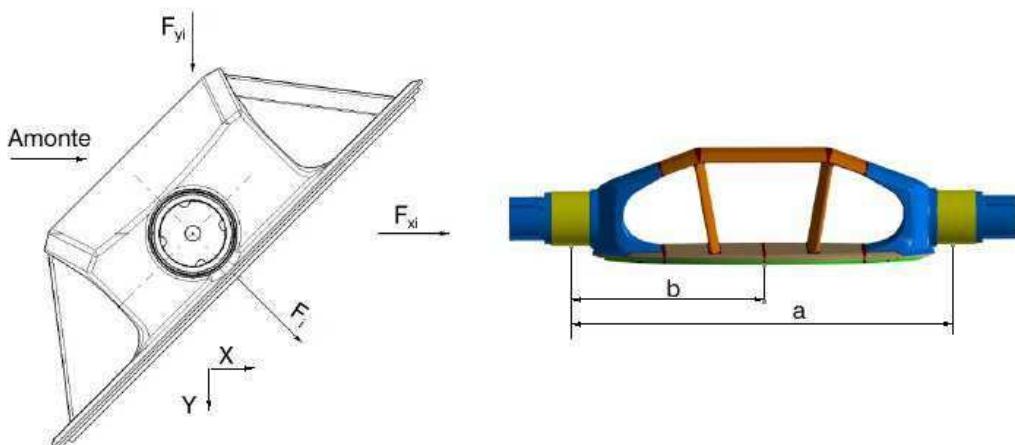


Fig. 4.3 Legătura dintre forța ce acționează pe disc și forța măsurată pe fus

#### 4.1.3 Prezentarea circuitului hidraulic al standului

Circuitul hidraulic constituie partea principală a standului fiind astfel conceput și construit încât să permită cercetarea experimentală în condiții optime a modelelor. Circuitul hidraulic este format din următoarele grupe constructive și funcționale:

- Stația de pompăre;
- Reabsorbitorul;
- Coloana de refulare;
- Rezervorul amonte;
- Rezervorul aval;
- Coloana de aspirație;
- Rezervorul tampon;
- Circuitul hidraulic pentru vane.

Stația de pompăre are rolul de a crea energia hidraulică necesară testelor. Stația de pompăre este formată dintr-un circuit de conducte, două pompe și trei vane plane sertar. Circuitul de conducte face legătura la cele două bucle ale reabsorbitorului. Acest circuit este conceput astfel încât pompele să funcționeze în regim singular, în paralel sau în serie. Diametrul nominal al conductei este  $D_n = 800 \text{ mm}$ . Pompele sunt de tip 24 NDS, cu dublu ax, antrenate de motoare

electrice de curent continuu de tip F 850 kW. Turația pompelor este cuprinsă în intervalul 250 – 850 rotații / minut. Stația de pompare este amplasată la cota ±0,00 m a laboratorului.

Reabsoritorul este prevăzut pentru a realiza absorția de aer care se degajă din apă în timpul încercărilor și este plasat la cota -11 m a laboratorului.

Coloana de refulare face legătura între “pantalonul reabsoritorului” pantalonul reabsoritorului aflat la cota ±0,00 m și rezervorul amonte care este amplasat la cota +14 m.

Rezervorul amonte include două grătare de liniștire și prezintă următoarele caracteristici constructive:

- Diametru,  $D = 2500$  mm;
- Lungime,  $L = 9000$  mm;
- Volum,  $V = 2,25 \text{ m}^3$ .

Rezervorul aval este plasat la cota +14 m și are în componență dom de colectare a aerului și grătare de liniștire. Prezintă următoarele caracteristici constructive:

- Diametru,  $D = 3200$  mm;
- Lungime,  $L = 7200$  mm.

Coloana de aspirație este formată din tronsoane de conductă având diametrul nominal,  $D = 1200$  mm.

Rezervorul tampon este componenta circuitului hidraulic cu ajutorul căreia se realizează variația și menținerea presiunii absolute din stand, adică elementul prin intermediul căruia se face reglarea înălțimii de aspirație a modelului. Reglarea înălțimii de aspirație a modelului se realizează prin variația presiunii din perna de aer a rezervorului tampon, prin racordarea la instalația de vid sau aer comprimat. Este plasat în laborator la cota ±0,00 m.

Circuitul hidraulic destinat cercetărilor experimentale pe modele de vane pornește din rezervorul amonte și prin intermediul unor tronsoane de conducte cu diametrul nominal  $D_n = 200$  mm face legătura cu coloana de aspirație. Circuitul include, un tub Venturi  $D_n = 200$  și o vană cu sertar amplasată înainte de coloana de aspirație și care este prevăzută pentru reglarea debitului.

#### **4.1.4 Prezentarea achiziției datelor**

Toți parametrii măsuраți sunt achiziționați în timp real de un echipament digital ce permite memorarea variației acestora pentru un timp fixat de operator. Fișierele cu date se prelucrează după încheierea probelor cu ajutorul aplicației EXCEL. Pentru măsurarea parametrilor hidraulici și mecanici necesari pentru determinarea performanțelor vanei, se utilizează următoarele echipamente:

## 1. Traductoare

- Traductoare de presiune folosite pentru măsurarea presiunilor din amonte și aval de modelul vanei;
- Traductoare de presiune diferențiale utilizate pentru măsurarea diferenței de presiune pe modelul vanei;
- Traductor de debit folosite pentru măsurarea debitului de apă ce trece prin modelul vanei;
- Traductor de viteză folosite pentru măsurarea vitezei de curgere a apei prin modelul vanei;
- Traductor diferențial de tip ASTRO folosite pentru măsurarea presiunii în amonte și aval de modelul vanei;
- Traductoare de vibrații folosite pentru măsurarea vibrațiilor după trei direcții;
- Traductor de poziție pentru discul vanei;
- Traductor de forță destinat cuantificării valorilor pentru componentele forței hidrodinamice (orizontală și verticală) care acționează asupra discului;
- Traductor de cuplu pentru măsurarea momentului hidraulic care acționează asupra discului.

În figura 4.4 este prezentată amplasarea traductorului diferențial de presiune folosite pentru măsurarea diferenței de presiune pe modelul vanei în timpul efectuării încercărilor.



*Fig. 4.4 Amplasare traductor diferențial de presiune*

În figura 4.5 este prezentat echipamentul folosite pentru măsurarea debitului și a vitezei apei care trece prin model în timpul efectuării încercărilor experimentale.



*Fig. 4.5 Echipament de măsură debit și viteză*

În figura 4.6 este prezentată amplasarea traductoarelor de debit pe tronsonul amonte.



*Fig. 4.6 Amplasarea traductoarelor de debit*

În figura 4.7 este prezentat modelul vanei încadrat în stand cu amplasarea traductoarelor care măsoară forțele după axa X (orizontală, pe direcția amonte-aval) și după axa Y (perpendiculară pe axa X).



*Fig. 4.7 Modelul vanei cu amplasarea traductoarelor de forță*

În figura 4.8 este prezentat modelul vanei încadrat în stand și amplasarea dispozitivului pentru măsurat cuplul.



*Fig. 4.8 Modelul vanei cu amplasarea dispozitivului de măsurat cuplul*

În figura 4.9 este prezentată amplasarea manometrului cu piston rotativ.



*Fig. 4.9 Amplasare manometru cu piston rotativ*

2. Echipamentul de achiziție în timp real a parametrilor măsuраți se compune din:
  - Sistem de achiziție cu opt canale tensiometrice și 32 de canale analogice tip ESAM Traveller1;
  - Sistem de măsurare ultrasonic a debitului și a vitezei de curgere de tip CONTROLOTRON 1000;
  - Sistem de măsură a vibrațiilor tip VT 60;
  - Sistem de vizualizare și înregistrare a curgerii, aparat foto digital.

În [figura 4.10](#) este prezentat echipamentul folosit pentru măsurarea vibrațiilor în timpul desfășurării încercărilor pe model.



*Fig. 4.10 Echipament de măsură vibrații*

În [figura 4.11](#) este prezentat echipamentul folosit pentru achiziționarea datelor în timp real.



*Fig. 4.11 Echipament achiziție date*

3. Echipamente pentru prelucrarea rezultatelor experimentale și elaborarea materialului grafic având următoarea componență:
  - Calculatoare portabile Laptop;
  - Calculatoare INTEL Pentium;
  - Imprimante grafice color.
4. Programe și aplicații utilizate pe parcursul efectuării măsurătorilor și prelucrării datelor:  
 Software de achiziție.  
 Software de măsură și analiză spectrală a vibrațiilor.
  - EXCEL;
  - WORD;
  - Catia V5 R18.

Toate traductoarele și echipamentele de achiziție prezintă verificare metrologică. **Tabelul 4.1** prezintă date referitoare la traductoarele utilizate pentru achiziția în timp real a datelor pe perioada efectuării încercării pe modelul de vană fluture.

*Tabel nr. 4.1*

*Tabel cu date referitoare la traductoarele utilizate*

Nr. Crt.	Denumire	Simbol parametrii măsurăți	Tip traductor	Domeniu de măsură	Unitate de măsură	Precizie
1	Traductor de forță	$F_x, F_y$	C2M	0 - 1000	daN	0,1
2	Traductor de forță	$F_c$	C2M	0 - 490	daN	0,1
3	Traductor de presiune	$P_{\text{amonte}}$	FP110S	0 - 5	bar	0,1
4	Traductor de presiune	$P_{\text{aval}}$	TP1 / XX12	0 - 10	bar	0,1
5	Traductor diferențial de presiune	$\Delta P_{\text{vană}}$	[124]RANSP	0 - 3000	mm H <sub>2</sub> O	0,1
6	Traductor de debit	$T_{q1}, T_{q2}$	C3	76 - 610	mm	0,1

## **4.2 Prezentare model vană fluture și încadrare în standul de încercări**

### **4.2.1 Considerații teoretice referitoare la similitudine**

Studiul unui fenomen fizic se poate face atât pe cale teoretică cât și pe cale experimentală, sau combinându-le pentru verificarea rezultatelor teoretice. În cazul tratării pur teoretice a fenomenului, acesta poate fi încadrat într-o conexiune de fenomene cunoscute, pentru care se cunosc relațiile matematice dintre mărimile fizice respective.

Acest studiu presupune întocmirea unui model matematic și rezolvarea acestuia. Prin model matematic vom înțelege ansamblul de ecuații algebrice, diferențiale sau integro-diferențiale prin care se coreleză mărimile fizice din fenomen.

Există situații când rezolvarea ansamblului de ecuații conduce la dificultăți matematice sau chiar la imposibilitatea tratării exacte a modelului. În asemenea cazuri se introduc ipoteze simplificatoare pentru obținerea unui model matematic ușor de tratat.

Pentru verificarea justăței ipotezelor utilizate, rezultatele teoretice obținute vor fi confruntate cu cele obținute pe cale experimentală. Există și alte situații când datorită numărului mare de mărimi fizice și a unor corelații necunoscute între ele nu putem elabora un model matematic. În acest caz, fenomenul respectiv se tratează pur experimental, în laborator.

Dacă fenomenul se răsfrângă asupra unui obiect fizic, atunci se recurge la realizarea unui model al obiectului, micșorat sau mărit în raport cu dimensiunile obiectului real. În acest caz, transpunerea măsurătorilor obținute în laborator, la fenomenul din natură, se va face pe baza unor reguli precise, elaborate de teoria similitudinii.

Fenomenul din laborator este similar celui din natură, dacă pe lângă asemănarea geometrică dintre obiectul model și cel din natură (numit prototip), există și o similitudine cinematică și dinamică. Două mărimi cinematice de același nume măsurate pe model și pe prototip, trebuie să se afle într-un raport constant, dacă sunt măsurate în puncte corespondente sau omoloage de pe model și de pe prototip oricare ar fi perechea de puncte omoloage. Acest raport constant se va numi scara mărimii cinematice respective.

Așadar putem vorbi de scara vitezelor  $K_v = v_n / v_m$  sau scara accelerărilor  $K_a = a_n / a_m$ , unde s-au notat cu indice n mărimile din natură și cu m mărimile modelului. Tot astfel mărimile dinamice din punctele omoloage se vor afla într-un raport constant numit scara acelei mărimi dinamice. De exemplu, scara forțelor  $K_F = F_n / F_m$ .

Prin puncte omoloage vom înțelege puncte cu dispoziție identică pe model și pe prototip.

O mulțime infinită de puncte omoloage determină curbe omoloage, suprafețe omoloage sau volume omoloage. După cum mărimile fizice sunt mărimi fundamentale sau derivate tot astfel și scările lor sunt fundamentale sau derivate. De exemplu, scara lungimilor este o scară fundamentală deoarece lungimea este o mărime fundamentală, în timp ce scara a două suprafețe omoloage este o scară derivată, deoarece ea se exprimă printr-o scară fundamentală.

Este evident că fenomenul din laborator este similar celui din natură, dacă el depinde de aceeași mărimi fizice, ceea ce atrage după sine obținerea prin teorema  $\pi$  a acelorași produse fundamentale  $\pi_j (j=1, 2, \dots)$ , adimensionale.

Ecuația implicită a produselor adimensionale  $\phi (\pi_1, \pi_2, \dots) = 0$  care rezultă din aplicarea teoremei  $\pi$  se numește ecuație criterială. Așadar, fenomenele din natură și cele din laborator sunt similare, dacă au aceeași ecuație criterială. Mai mult se arată că produsele adimensionale  $\pi_1, \pi_2, \dots$

au aceeași valoare atât pe model cât și pe prototip cu condiția ca modelul să fie realizat la o singură scară geometrică. din acest motiv produsele  $\pi_1, \pi_2, \dots$ , care sunt niște complecși adimensionali se mai numesc și invariante.

Similitudinea dintre fenomenul din natură și cel din laborator se numește completă sau totală dacă toți complecșii adimensionali  $\pi_j$  ( $j = 1, 2, \dots$ ) au aceeași valoare pe model și pe prototip. Există și situații când nu putem asigura egalitatea tuturor complecșilor adimensionali  $\pi_j$  pe model și pe prototip, ci numai a celor care includ mărurile fizice cu rol preponderent în fenomenul studiat. În asemenea cazuri spunem că am realizat o similitudine incompletă sau parțială.

În teoria similitudinii complecșii adimensionali se mai numesc și criterii de similitudine sau invariante de similitudine. Criteriile de similitudine se notează de obicei cu primele două litere ale numelor oamenilor de știință care le-au studiat de exemplu: Re (Reynolds), Fr (Froude), Ma (Mach), etc. Proprietatea fundamentală a criteriilor de similitudine este că ele păstrează aceleași valori numerice pe model și prototip în fenomene asemenea. Criteriile de similitudine pot fi stabilite pe cai diferențe având la bază cunoașterea ecuației matematice a fenomenului respectiv.

O primă metodă de lucru are la bază principiul conform căruia ecuația pentru fenomenul din laborator nu se deosebește de ecuația fenomenului din natură decât prin faptul că mărurile fizice suntPLICATE la scară astfel încât factorii de scară ce apar în ecuația fenomenului model să se simplifice, regăsind ecuația fenomenului din natură sau invers.

O altă metodă de lucru are la bază rezultate din analiza dimensională considerând mărurile fizice care intervin preponderent în evoluția fenomenului considerat. Vom prezenta în continuare prima metodă de obținere a criteriilor de similitudine

Considerând mișcarea laminară a unui fluid vâscos, care este descrisă de ecuația lui Navier-Stokes:

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + v \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \quad (4.1)$$

Putem scrie această ecuație pentru fenomenul din natură (indice n), cât și pentru fenomenul de pe model, obținând ecuații similare:

$$X_n - \frac{1}{\rho_n} \cdot \frac{\partial p_n}{\partial x_n} + v_n \left( \frac{\partial^2 u_n}{\partial x_n^2} + \frac{\partial^2 u_n}{\partial y_n^2} + \frac{\partial^2 u_n}{\partial z_n^2} \right) = \frac{\partial u_n}{\partial t_n} + u_n \cdot \frac{\partial u_n}{\partial x_n} + v_n \cdot \frac{\partial u_n}{\partial y_n} + w_n \cdot \frac{\partial u_n}{\partial z_n} \quad (4.2)$$

$$X_m - \frac{1}{\rho_m} \cdot \frac{\partial p_m}{\partial x_m} + v_m \left( \frac{\partial^2 u_m}{\partial x_m^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial y_m^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial z_m^2} \right) = \frac{\partial u_m}{\partial t_m} + u_m \cdot \frac{\partial u_m}{\partial x_m} + v_m \cdot \frac{\partial u_m}{\partial y_m} + w_m \cdot \frac{\partial u_m}{\partial z_m} \quad (4.3)$$

În continuare vom folosi următoarele scări ale mărimilor fizice:

$$k_x = k_y = \frac{X_n}{X_m}; k_p = \frac{\rho_n}{\rho_m}; k_x = \frac{P_n}{P_m}; k_l = \frac{X_n}{X_m} = \frac{Y_n}{Y_m} = \frac{Z_n}{Z_m}; k_v = \frac{X_n}{X_m}; \\ k_v = \frac{V_n}{V_m} = \frac{U_n}{U_m} = \frac{W_n}{W_m}; k_t = \frac{t_n}{t_m} \quad (4.4)$$

Vom exprima prin aceste scări mărimile fizice însotite de indicele n, care caracterizează fenomenul din natură. Înlocuind aceste mărimi în ecuația Navier-Stokes corespunzătoare fenomenului din natură, obținem:

$$k_x \cdot X_n - \frac{k_p}{k_p \cdot k_l} \cdot \frac{\partial p_m}{\rho_m \cdot \partial x_m} + k_v \cdot V_m \left( \frac{\partial^2 u_m}{\partial x_m^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial y_m^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial z_m^2} \right) \\ = \frac{k_v}{k_t} \cdot \frac{\partial u_m}{\partial t_m} + \frac{k_v}{k_t} \left( u_m \cdot \frac{\partial u_m}{\partial x_m} + V_m \cdot \frac{\partial u_m}{\partial y_m} + W_m \cdot \frac{\partial u_m}{\partial z_m} \right) \quad (4.5)$$

Această relație va fi identică cu ecuația Navier-Stokes a fenomenului de pe model dacă factorii de scară se pot elimina prin simplificare, adică să avem egalitățile:

$$k_x = \frac{k_p}{k_p \cdot k_l} = \frac{k_v \cdot k_v}{k_p^2} = \frac{k_v}{k_t} = \frac{k_v^2}{k_l} \quad (4.6)$$

Egalând succesiv ultimul raport cu celelalte și înlocuind scările mărimilor fizice vom obține criteriile de similitudine specifice mișcării fluidelor vâscoase. Egalând primul raport cu ultimul obținem:

$$k_g = \frac{k_v^2}{k_l} \quad (4.7)$$

și utilizând scările mărimilor fizice care intervin, rezultă:

$$\frac{V_n^2}{g_n \cdot l_n} = \frac{V_m^2}{g_m \cdot l_m} \quad (4.8)$$

Raportul de forma  $\frac{V^2}{g \cdot l}$  = Fr este criteriul de similitudine Froude. Criteriul este folosit în

fenomene în care intervine gravitația, sub forma:  $Fr_n = Fr_m$ .

Egalând al doilea raport cu ultimul, obținem:

$$\frac{k_p}{k_p \cdot k_l} = \frac{k_v^2}{k_l} \quad (4.9)$$

După înlocuirea scărilor, rezultă:

$$\frac{p_n}{\rho_n \cdot v_n^2} = \frac{p_m}{\rho_m \cdot v_m^2} \quad (4.10)$$

Raportul de forma  $\frac{p}{\rho \cdot v^2} = Eu$  este criteriul de similitudine Euler. Criteriul intervine în fenomene de curgere ale fluidelor sub presiune; aşadar în modelarea acestor fenomene va trebui să existe egalitatea:  $Eu_n = Eu_m$  [27].

#### 4.2.2 Prezentare model vană fluture

Modelul vanei fluture pe care au fost realizate încercările a fost conceput și executat în similitudine cu vana industrială, aplicându-se criteriul de similitudine Froude [65]. Vana industrială are un diametru nominal de 4900 mm, iar modelul se caracterizează prin următorii parametrii geometrici principali:

- Diametru nominal corp vană,  $D_1 = 196$  mm;
- Diametru disc vană,  $D_2 = 186$  mm;
- Unghi de obturare maximă,  $\alpha = 90^\circ$ .

Modelul vanei fluture este un ansamblu complex format din mai multe subansamble concepute în construcție sudată, respectiv repere demontabile. Soluția constructivă pentru modelul vanei fluture cuprinzând toate componentele prezentate în **tabelul 4.2**.

*Tabel nr. 4.2*

*Tabel componență ansamblu model vană fluture*

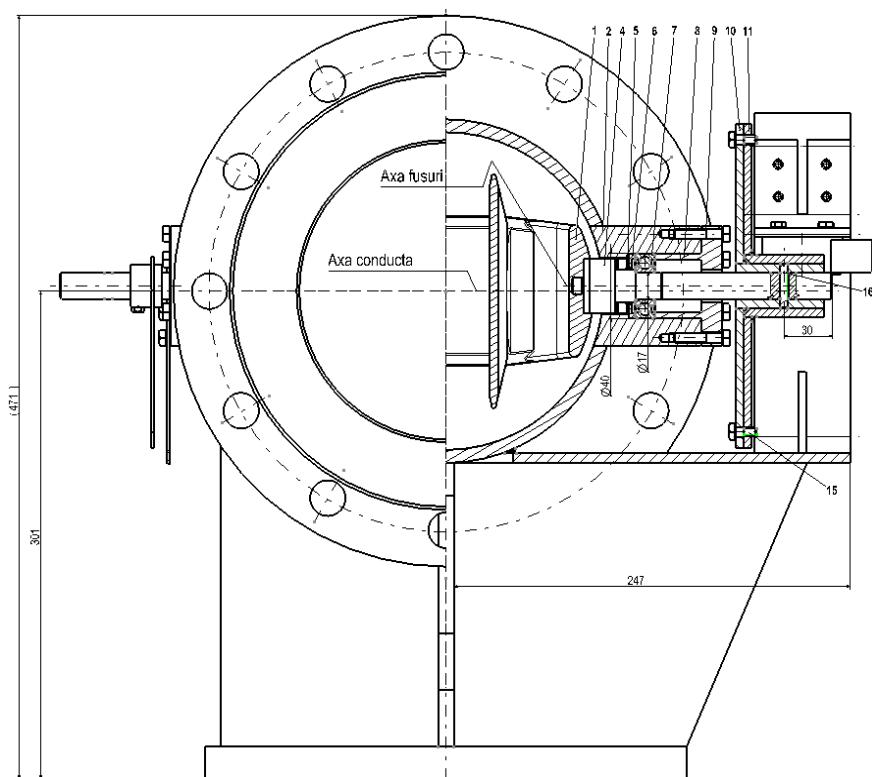
Pozitie din desen	Denumire	Nr. buc.	Material	Observații
1	Disc vană	1	RR 59 STAS 7608-88	Ansamblu sudat
2	Corp vană	1		Ansamblu sudat
3	Suport senzor	2	S235JR SR EN10025-2/2004	
4	Fus filetat	2	2C 60 TN SR EN 10083 -1/1995	
5	Inel etanșare	2		Ansamblu sudat
6	Inel distanțier	2	S235JR SR EN10025-2/2004	
7	Rulment seria 6203	2	SR 3041:1993	
8	Capac fus	2	S355JR SR EN10025-2/2004	
9	Șurub cu cap hexagonal M6x30	12	Gr. 8.8 zincat	

Tabel nr. 4.2

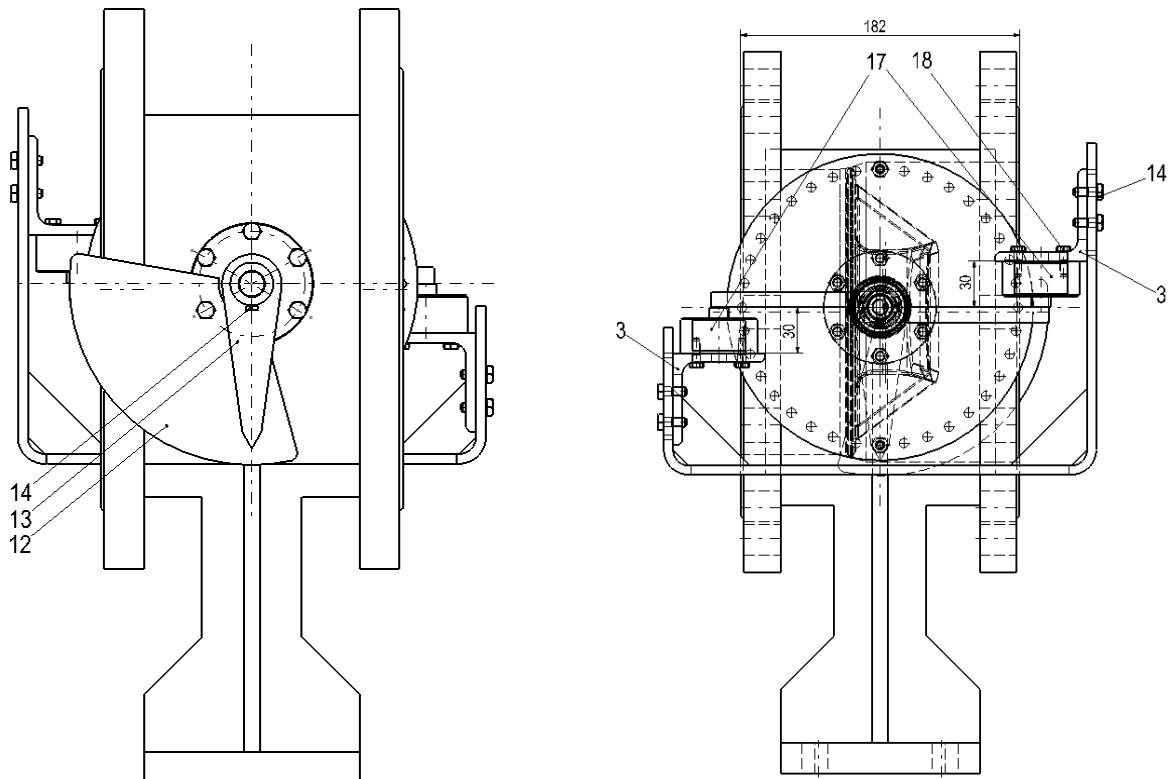
*Tabel componență ansamblu model vană fluture*

10	Disc index	1		Ansamblu sudat
11	Disc reglabil	1		Ansamblu sudat
12	Placă gradată	1	S235JR SR EN10025-2/2004	
13	Ac indicator	1		Ansamblu sudat
14	Șurub cu cap hexagonal M4x8 SR EN ISO 4017	1	Gr. 8.8 zincat	
15	Șurub cu cap hexagonal parțial filetat M6x30	2	Gr. 8.8 zincat	
16	Știft filetat cu creștătură M5x28	1	Gr. 8.8 zincat	
17	Traductor de forță	2		
18	Șurub cu cap hexagonal M5x16	8	Gr. 8.8 zincat	

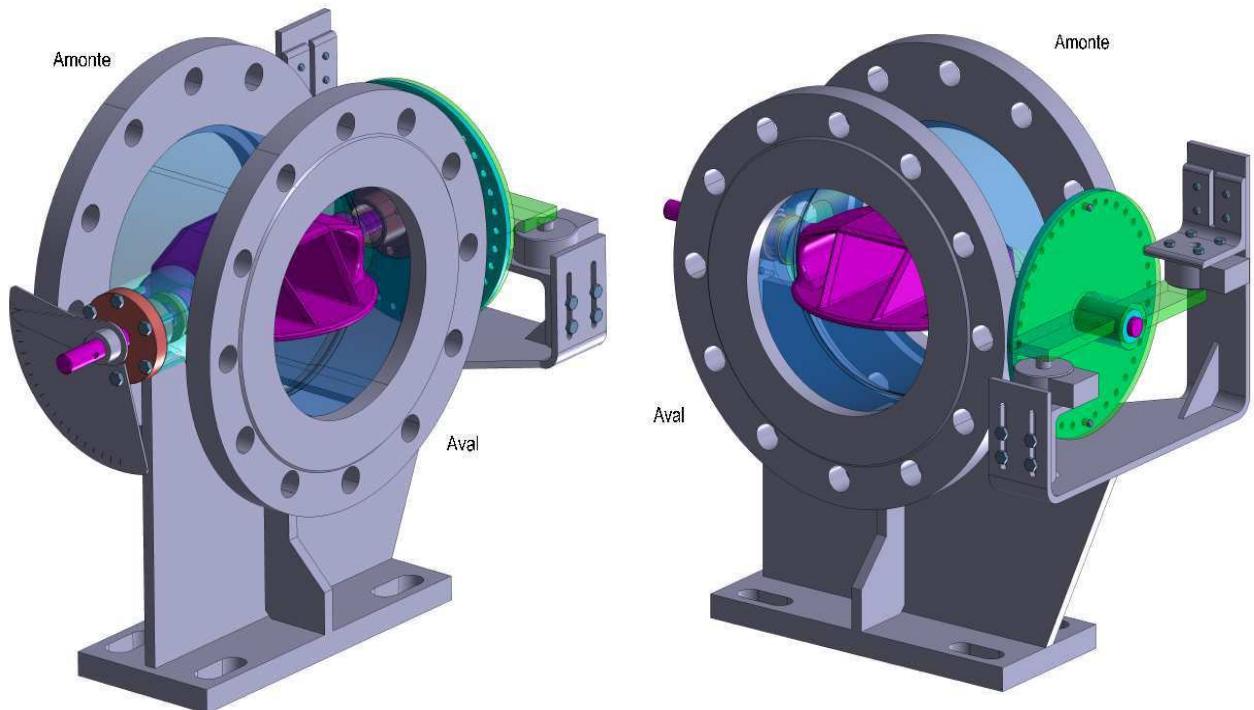
Geometria și dimensiunile de gabarit ale modelului sunt prezentate în [figurile 4.12, 4.13 și 4.14.](#)



*Fig. 4.12 Model vană fluture – geometrie, componență, gabarit*



*Fig. 4.13 Model vană fluture – geometrie, componență, gabarit*



*Fig. 4.14 Model vană fluture*

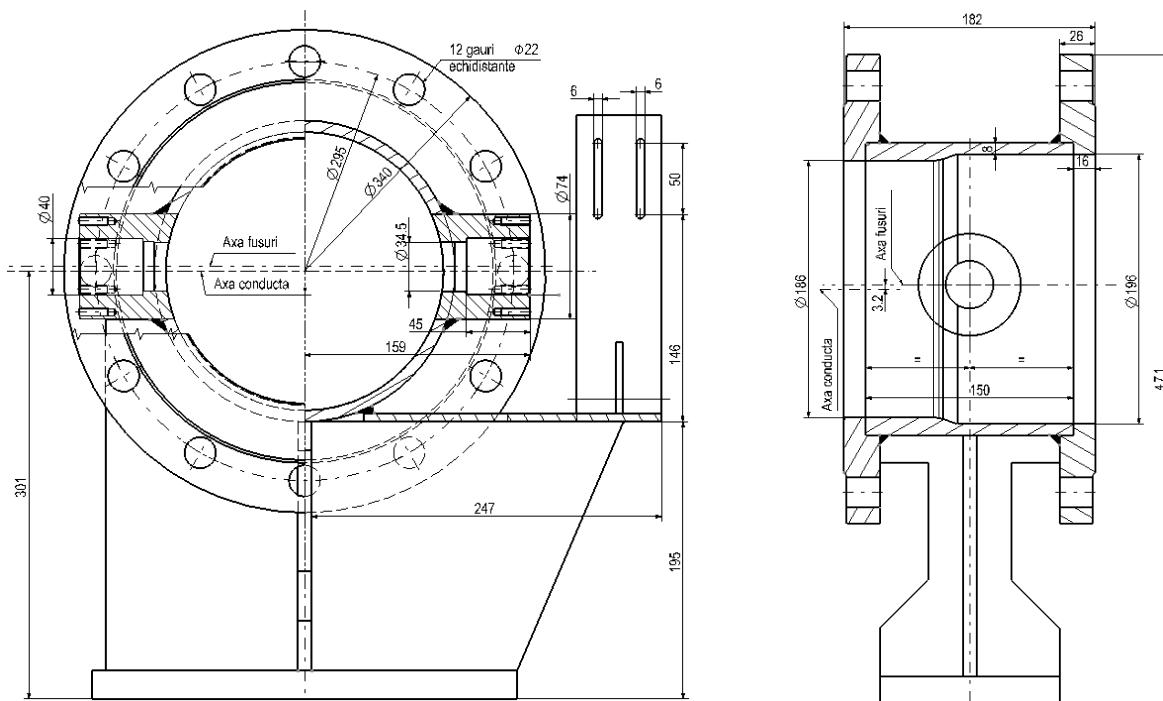
Figura 4.15 prezintă modelul vanei fluture executat și pregătit pentru efectuarea încercărilor.



*Fig. 4.15 Model vană fluture*

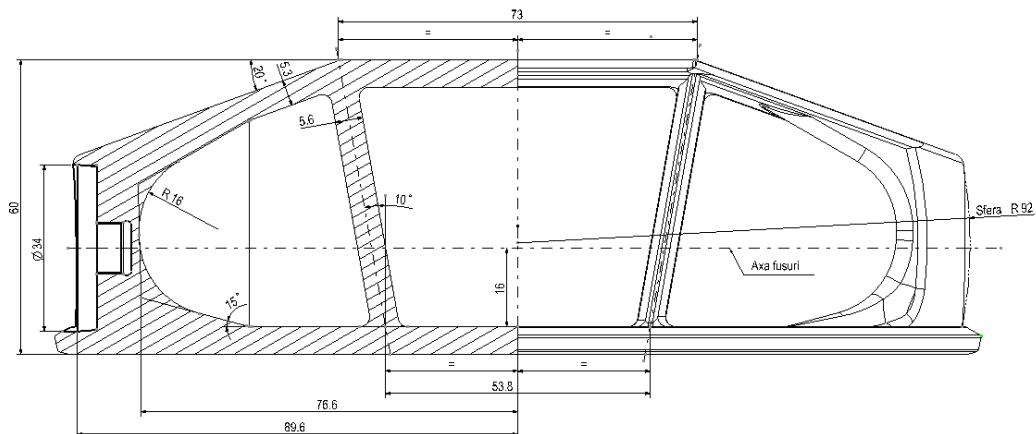
Corpul vanei este un ansamblu conceput în construcție sudată și constituie în principal, suportul de montaj pentru discul vanei. De asemenea, pe corpul vanei sunt montate toate suporturile pe care urmează a fi montate aparatele de măsură.

Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru corpul vanei sunt prezentate în figura 4.16

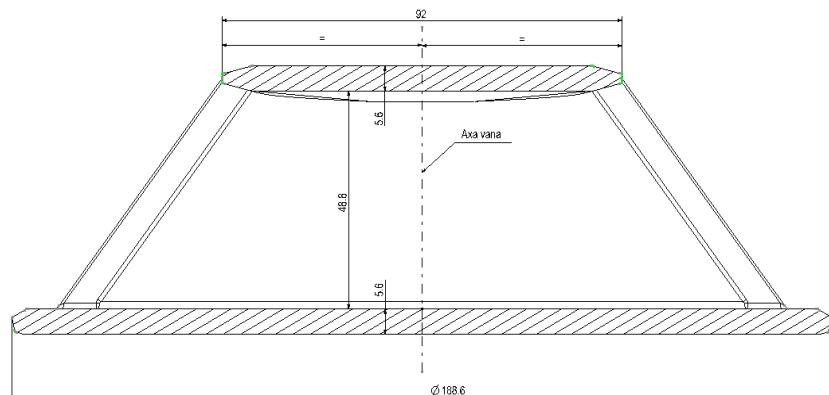


*Fig. 4.16 Soluție constructivă model corp vană*

Discul reprezintă componenta principală a modelului. Este montat în corpul vanei și orientat pe direcția de curgere a apei. Modelul pentru disc este conceput în construcție sudată și reprezintă organul de obturare al modelului, geometria constructivă fiind obținută prin similitudine cu vana prototip aplicând criteriul Froude. Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit ale modelului discului sunt prezentate în **figurile 4.17 și 4.18**.

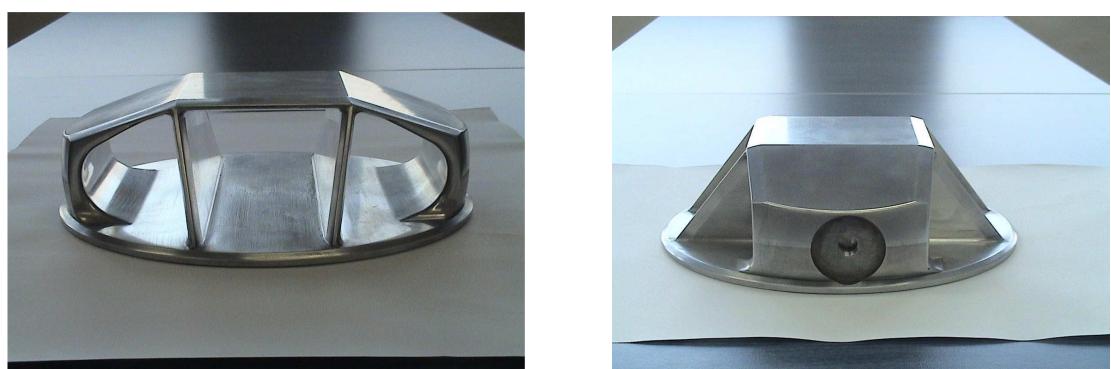


*Fig. 4.17 Geometrie model disc biplan*



*Fig. 4.18 Geometrie model disc biplan*

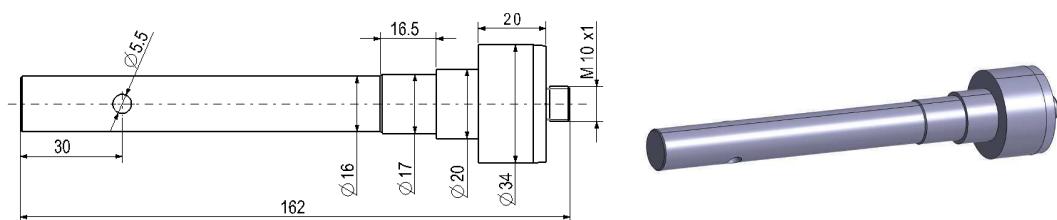
În **figura 4.19** este prezentat modelul discului pregătit pentru montajul în corpul vanei.



*Fig. 4.19 Model disc*

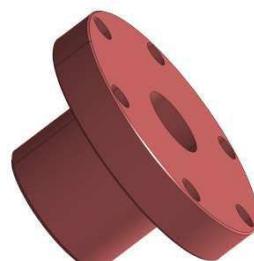
În continuarea acestui capitol sunt prezentate soluțiile constructive și dimensiunile de gabarit pentru celelalte repere și subansamble care intră în componența modelului de vană fluture.

Fusurile filetate sunt montate pe disc, prin însurubarea părții filetate în corpul discului. Aceste fusuri sunt corespondentul fusurilor din oțel manganos din componența discului aferent vanei prototip și reprezintă punctele de sprijin ale modelului de disc pe modelul de corp vană. Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru fusul filetat sunt prezentate în **figura 4.20**.

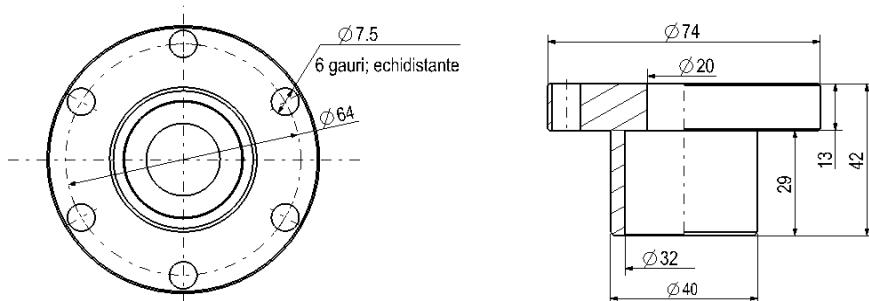


*Fig. 4.20 Soluție constructivă fus filetat*

Capacul fusului este montat în corpul vanei și este corespondentul lagărelor de așezare prevăzute cu bucșe cu autoungere montate în corpul vanei prototip. Pe capacele fusurilor se sprijină, prin intermediul fusurilor filetate, discul model. Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru capacul fusului sunt prezentate în **figurile 4.21 și 4.22**.



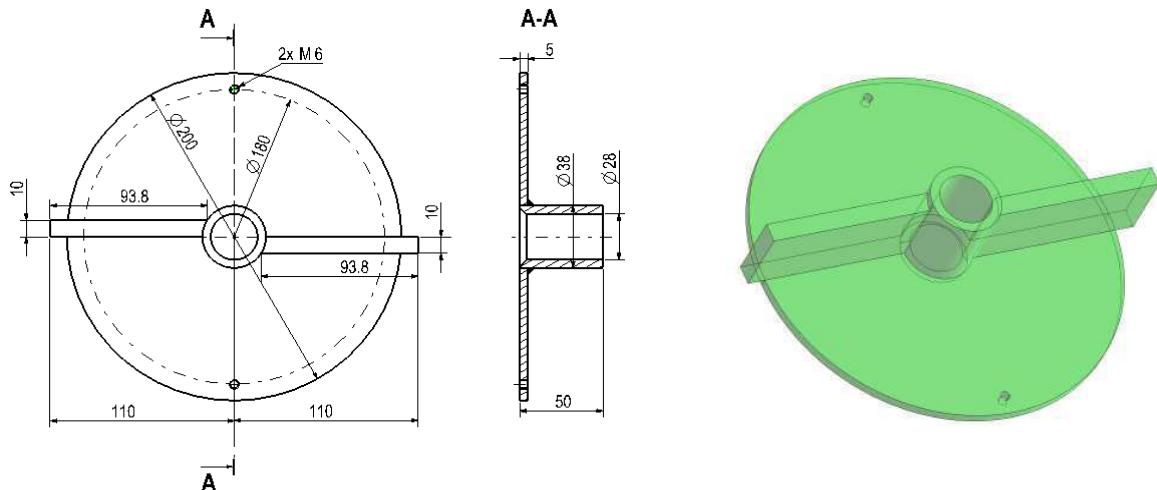
*Fig. 4.21 Soluție constructivă capac fus*



*Fig. 4.22 Soluție constructivă capac fus*

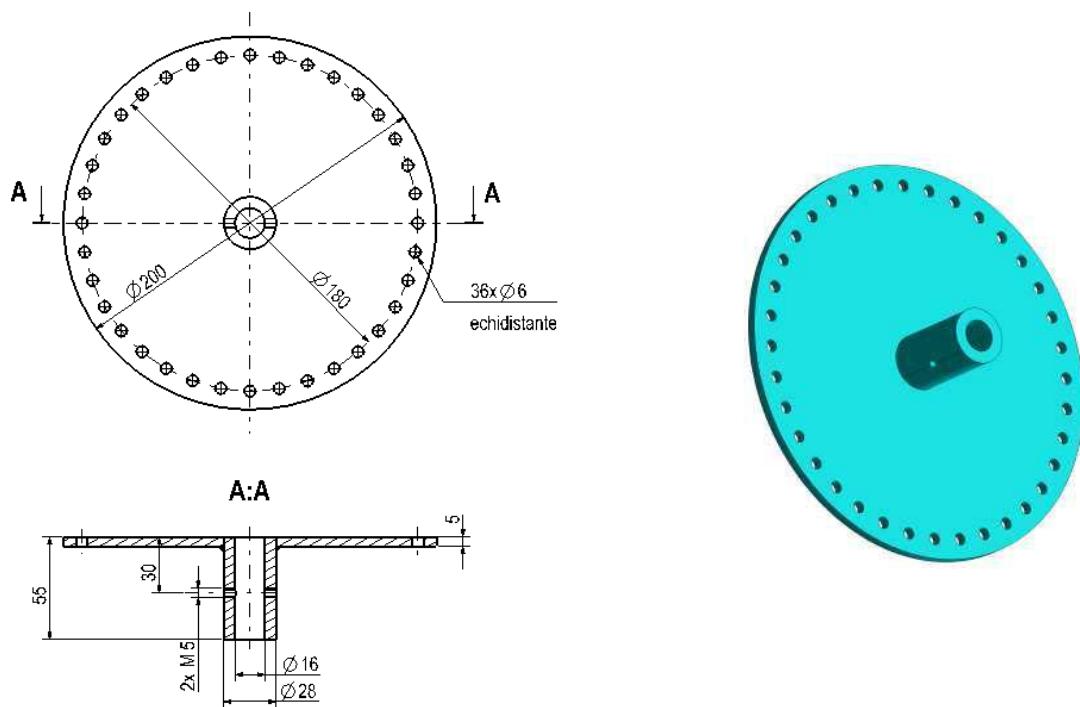
Discul reglabil este fixat pe exteriorul corpului vanei model, suprapus peste discul index, fiind poziționat cu cele 2 nervuri între traductoarele de forță. Este prevăzut pentru a prelua prin

intermediul unei perechi de bolțuri forță la care este supus discul în timpul încercărilor și a transmite forță traductoarelor. Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru discul reglabil sunt prezentate în [figura 4.23](#).



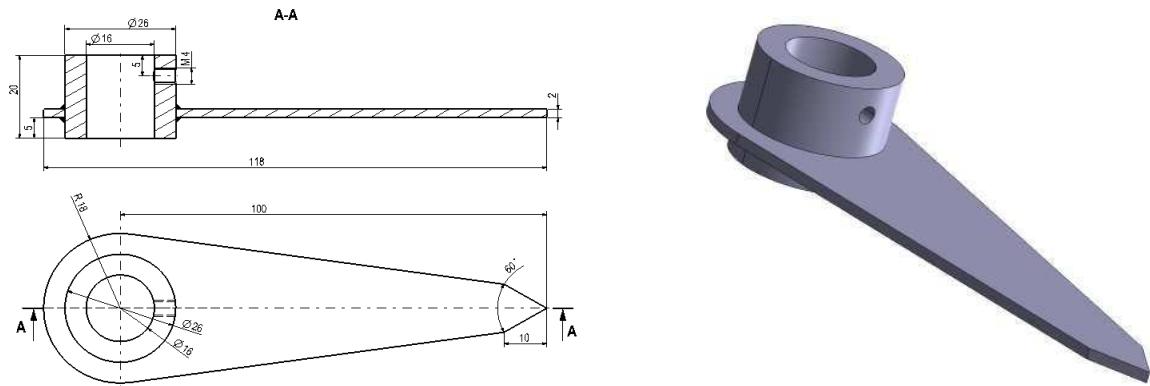
*Fig. 4.23 Soluție constructivă disc reglabil*

Discul index este montat în exteriorul modelului pe fusul filetat, suprafața sa exterioară fiind în contact cu suprafața interioară a discului reglabil. Se rotește la fiecare modificare a poziției de lucru a discului și transmite forță la care este supus acesta discului reglabil. Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru discul index sunt prezentate în [figura 4.24](#).



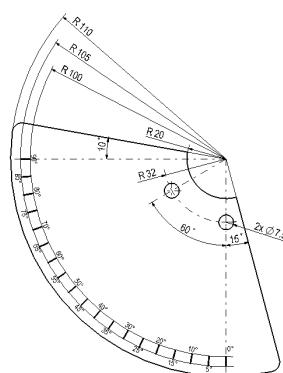
*Fig. 4.24 Soluție constructivă disc index*

Acul indicator este montat pe fusul filetat în exteriorul modelului, simetric față de discul reglabil și în imediata vecinătate a plăcii gradate. Este prevăzut pentru a indica poziția de lucru (unghiul de deschidere) al discului. Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru acul indicator sunt prezentate în **figura 4.25**.



*Fig. 4.25 Soluție constructivă ac indicator*

Placa gradată este fixă fiind montată pe exteriorul modelului, în mod simetric față de discul index. Are rolul de suport pentru citirea cu ajutorul acului indicator a poziției de lucru al discului. Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru placa gradată sunt prezentate în **figura 4.26**.



*Fig. 4.26 Soluție constructivă placa gradată*

Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru inelul distanțier sunt prezentate în **figura 4.27**.



*Fig. 4.27 Soluție constructivă inel distanțier*

Soluția constructivă, respectiv dimensiunile de gabarit pentru suportul senzorului sunt prezentate în **figura 4.28**.



*Fig. 4.28 Soluție constructivă suport senzor*

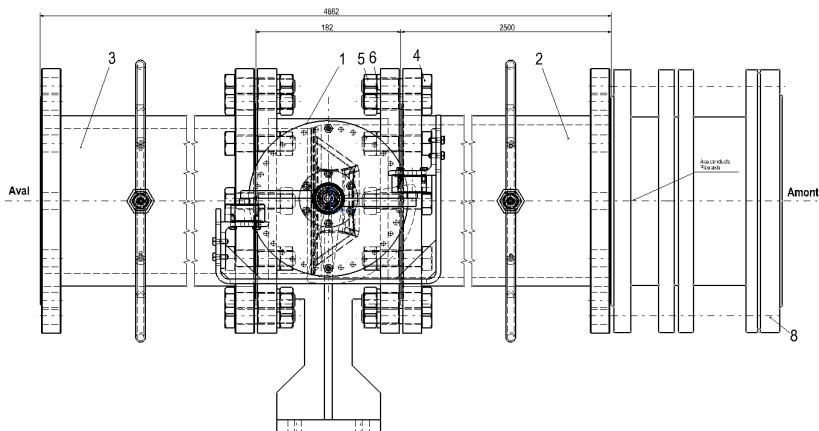
#### **4.2.3 Prezentare încadrare model vană fluture în stand**

Standul de încercări este conceput și dotat cu aparatura necesară pentru încercări energetice și cavitационale pe modele de turbină având și posibilitatea încercărilor pentru modele de vane printr-un circuit paralel racordat între rezervorul amonte și conducta de aspirație aval.

Circuitul hidraulic pentru modele de vane pornește din rezervorul amonte și prin intermediul unor tronsoane de conducte cu diametrul nominal  $D_n = 200$  mm face legătura cu coloana de aspirație. Circuitul include și un tub Venturi  $D_n 200$  și o vană cu sertar amplasată înainte de coloana de aspirație și care este prevăzută pentru reglarea debitului.

Modul în care sunt asamblate tronsoanele de conducte la nivelul standului, respectiv modul în care este montat modelul vanei fluture între tronsoanele de conducte sunt tratate în continuarea acestui capitol.

În **figurile 4.29, 4.30, 4.31 și 4.32** este prezentată încadrarea modelului de vană fluture în standul de încercări.



*Fig. 4.29 Încadrare model vană fluture în standul de încercări*



Fig. 4.30 Încadrare model vană fluture în standul de încercări



Fig. 4.31 Încadrare model vană fluture în standul de încercări



Fig. 4.32 Încadrare model vană fluture în standul de încercări

**Tabelul 4.3** prezintă subansamblele și reperele cu ajutorul cărora se realizează încadrarea modelului vanei în standul de încercări.

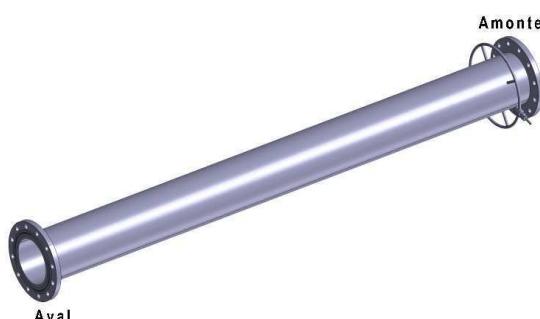
*Tabel 4.3*

*Tabel componență încadrare model vană fluture în stand*

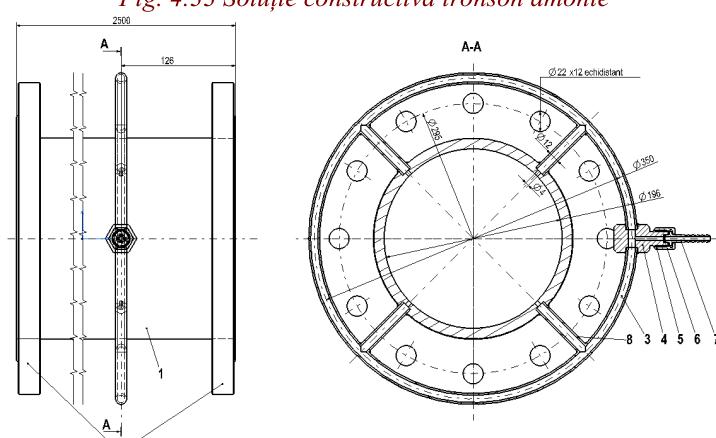
Pozie din desen	Denumire	Nr. buc.	Material	Observații
1	Model vană fluture	1		Ansamblu demontabil
2	Tronson amonte	1		Ansamblu demontabil
3	Tronson aval	2		Ansamblu demontabil
4	Șurub cu cap hexagonal parțial filetat M20x80	24	Gr. 8.8 zincat	
5	Piuliță normală hexagonală M20	24	Gr. 8.8 zincat	
6	Șaibă Grower N20 SR 7666-2	24	OLC 55A zincat	
7	Inel "O" din șnur fi 4	2	NBR 60	
8	Compensator Dn 200	1		Ansamblu demontabil

În continuarea acestui capitol sunt prezentate cele două tronsoane de conducte între care este montat modelul vanei fluture.

Tronsonul amonte, poziția 2 din **tabelul 4.3** se prezintă sub forma unui ansamblu demontabil care are în componență mai multe subansamble și repere individuale. Tronsonul este parte a circuitului hidraulic al standului de încercări modele și este prevăzut pentru a asigura transportul apei de la rezervorul superior la modelul vanei. Tronsonul este prevăzut cu prize pentru montarea traductoarelor de debit. În **figurile 4.33 și 4.34** sunt prezentate soluția constructivă și dimensiunile de gabarit ale tronsonului amonte.



*Fig. 4.33 Soluție constructivă tronson amonte*



*Fig. 4.34 Soluție constructivă tronson amonte*

**Tabelul 4.4** prezintă componența tronsonului amonte.

*Tabel nr. 4.4*

*Tabel componență tronson amonte*

Pozitie din desen	Denumire	Nr. buc.	Material
1	Țeavă fi 219x14x2500 SR 404-1:2001	1	OLT 35 STAS 8183-80
2	Flanșă	2	S235JR SR EN10025-2/2004
3	Colier țeavă fi 12x2x1079 STAS	1	OLT 35 STAS 8183-80

*Tabel nr. 4.4*

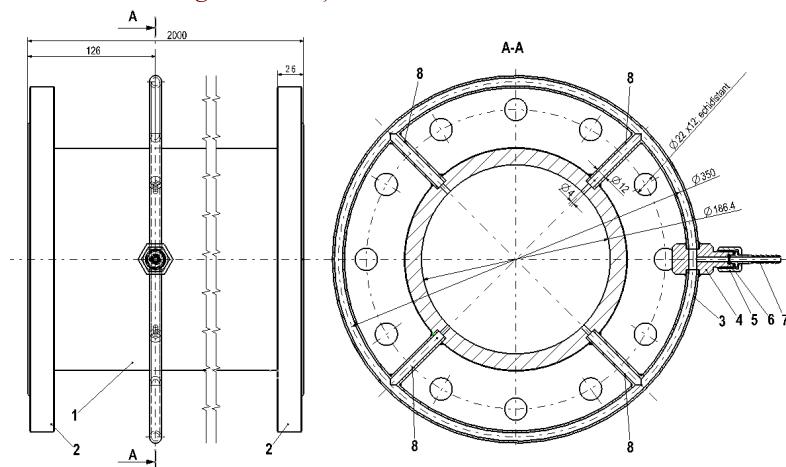
*Tabel componență tronson amonte*

	530/1-87		
4	Racord	1	S355JR SR EN10025-2/2004
5	Piuliță olandeză	1	S355JR SR EN10025-2/2004
6	Garnitură fi9 / fi5 x 1,5	1	Cu-Of SR EN 1361
7	Ștuț	1	S235JR SR EN10025-2/2004
8	Țeavă fi 12x2x72 STAS 530/1-87	4	OLT 35 STAS 8183-80

Tronsonul aval, poziția 3 din [tabelul 4.3](#) se prezintă sub forma unui ansamblu demontabil care are în componență mai multe subansamble și repere individuale. Tronsonul este parte a circuitului hidraulic al standului de încercări modele și este prevăzut pentru a asigura transportul apei de la modelul vanei la coloana de aspirație. Tronsonul este prevăzut cu prize pentru montarea traductoarelor de debit. În [figurile 4.35 și 4.36](#) este prezentată soluția constructivă și dimensiunile de gabarit ale tronsonului aval.



*Fig. 4.35 Soluție constructivă tronson aval*



*Fig. 4.36 Soluție constructivă tronson aval*

[Tabelul 4.5](#) prezintă componența tronsonului aval.

*Tabel nr. 4.5*

*Tabel componență tronson aval*

Pozitie din desen	Denumire	Nr. buc.	Material	Observatii
1	Țeavă fi 219x18x2000 SR 404-1:2001	1	OLT 35 STAS 8183-80	
2	Flanșă	2	S235JR SR EN10025-2/2004	
3	Colier țeavă fi 12x2x1079 STAS 530/1-87	1	OLT 35 STAS 8183-80	
4	Racord	1	S355JR SR EN10025-2/2004	
5	Piuliță olandeză	1	S355JR SR EN10025-2/2004	
6	Garnitură fi9 / fi5 x 1,5	1	Cu-Of SR EN 1361	
7	Ștuț	1	S235JR SR EN10025-2/2004	
8	Țeavă fi 12x2x72 STAS 530/1-87	4	OLT 35 STAS 8183-80	

#### 4.3 Determinarea experimentală a performanțelor vanei

##### 4.3.1 Considerații generale

Studiul experimental efectuat pe modelul vanei fluture are drept scop determinarea parametrilor funcționali [64] prin determinarea următorilor coeficienți:

- Coeficientul de rezistență hidraulică pe modelul vanei;
- Coeficientul de debit;
- Coeficientul de moment;
- Coeficienții de forță;
- Coeficientul de cavitație.

Efectuarea studiului experimental impune parcurgerea mai multor etape de calcul analitic și măsurători experimentale. Notațiile folosite pe parcursul efectuării acestui studiu sunt prezentate în **tabelul 4.6**.

*Tabel nr. 4.6*

*Tabel notații folosite*

Nr. Crt.	Simbol	Semnificație simbol	Simbol unitate de măsură	Unitate de măsură
1	H <sub>2</sub>	Presiunea în aval de modelul vanei	m.c.a	Metru coloană apă

*Tabel nr. 4.6*

*Tabel notații folosite*

2	H	Căderea pe modelul vanei	m.c.a	Metru coloană apă
3	$H_m$	Căderea la care se realizează încercările în laborator	m.c.a	Metru coloană apă
4	$H_i$	Căderea din centrală în care este instalată vana prototip	m.c.a	Metru coloană apă
5	$h_{pvānā}$	Pierdere de presiune pe modelul vanei	m.c.a	Metru coloană apă
6	Q	Debitul de descărcare pe modelul vanei	$m^3 / s$	Metru cub pe secundă
7	$Q_{prot}$	Debitul de descărcare pe vana prototip	$m^3 / s$	Metru cub pe secundă
8	V	Viteza apei care trece prin model	m / s	Metru pe secundă
9	U	Tensiunea afișată de traductorul diferențial de debit	V	Volt
10	$\Delta H_q$	Diferența de presiune proporțională cu debitul	m.c.a	Metru coloană apă
11	$\zeta_v$	Coeficient de rezistență hidraulică	-	Adimensional
12	$\mu$	Coeficient de debit	-	Adimensional
13	$A_{RMS}$	Amplitudine maximă a vibrațiilor	$\mu m$	Micrometru
14	$D_m$	Diametru model vană	mm	Milimetru
15	$D_i$	Diametru vană prototip	mm	Milimetru
16	$L_1$	Lungime troson amonte de la modelul vanei la priza de presiune	m	Metru
17	$L_2$	Lungime troson aval de la modelul vanei la priza de presiune	m	Metru
18	J	Panta hidraulică a tronsoanelor cuprinse între prizele de presiune	m.c.a / m	Metru coloană apă pe metru
19	$\varphi$	Unghiul făcut de discul vanei cu axa orizontală (poziția de deschidere a discului)	grad	Grad
20	m	Coeficient de moment	$daN / m^3$	Decanewton pe metru cub
21	M	Mometul de acționare al vanei	daNm	Decanewton metru
22	$F_p$	Forța pe pârghie de acționare a vanei	daN	Decanewton
23	$l_p$	Lungimea pârghiei de la axul fusului până la traductorul de forță	m	Metru
24	$F_x$	Componenta orizontală a forței care acționează asupra discului	daN	Decanewton
25	$F_y$	Componenta verticală a forței care acționează asupra discului	daN	Decanewton
26	$K_x, K_y$	Coeficienți de transpunere a forțelor	$daN / m^3$	Decanewton pe metru cub

*Tabel nr. 4.6*

*Tabel notații folosite*

27	$K_d$	Coeficientul forței care acționează asupra discului	daN / $m^3$	Decanewton pe metru cub
28	$\sigma$	Coeficient de cavitatie	-	Adimensional
29	A	Presiune barometrică	m.c.a	Metru coloană apă
30	$A_t$	Presiune de vaporizare a apei la temperatura t	m.c.a	Metru coloană apă

Pe parcursul efectuării testelor pe modelul vanei fluture au fost măsurăți următorii parametrii:

- Poziția de lucru (unghiul de deschidere) pentru discul modelului vanei,  $\phi$  [°];
- Cădere pe vana model,  $\Delta H_{12}$  [mm.c.a];
- Presiunea în amonte față de modelul vanei,  $H_1$  [m.c.a];
- Presiunea citită în amonte față de modelul vanei,  $H_{10}$  [m.c.a];
- Presiunea în aval față de modelul vanei,  $H_2$  [m.c.a];
- Debitul descărcat pe modelul vanei,  $Q$  [l / s];
- Viteza apei care trece prin modelul vanei,  $v$  [m / s];
- Forța care acționează după direcția X pe fusul modelului vanei,  $F_x$  [daN];
- Forța care acționează după direcția Y pe fusul modelului vanei,  $F_y$  [daN];
- Cuplul pe fusul modelului vanei,  $M_1$  [daNm];
- Amplitudinea citită a vibrațiilor de pe modelul vanei;
- Măsurarea vibrațiilor.

#### **4.3.2 Determinarea pantei hidraulice pentru circuitul hidraulic**

Panta hidraulică între prizele de măsură se determină înainte de montarea vanei pe stand. Se stabilește căderea de încercare,  $H_m$  cu respectarea criteriului de similitudine Froude:

$$\frac{D_i}{D_m} = \frac{H_i}{H_m} \quad (4.11)$$

Căderea de încercare se determină utilizând următoarea relație:

$$H_m = \frac{H_i \cdot D_m}{D_i} \quad (4.12)$$

Se pornește pompa P și cu ajutorul vanei  $R_2$  amplasată pe conductă by-pass și a vanei  $R_3$  se regleză  $H_m$  pentru încercare. Căderea  $H_m$  se măsoară la priza de presiune situată pe tronsonul amonte la o distanță de  $12 \times D_n$  față de intrarea în modelul vanei cu ajutorul unui traductor de

presiune de tip RTP1 în clasa de precizie 0,1 % cu domeniul de măsură cuprins între 0 și 5 bar, folosind un sistem de achiziție date cu 8 canale ESAM TRAVELLER , rata de achiziție 100 kb / s și un calculator portabil Laptop. Același tip de traductor, legat la același sistem de achiziție se utilizează și pentru măsurarea presiunii la priza de presiune de pe tonsonul aval, situată la  $10 \times D_n$  față de ieșirea din modelul vanei.

Între priza de presiune situată în amonte și priza de presiune situată în aval de modelul vanei se montează un traductor diferențial de presiune de tip SITRANS-P cu un domeniu de măsură cuprins între 0,01 și 1 bar și o sensibilitate de măsură cu un domeniu cuprins între 0,0029 și 0,071 %.

Debitul este măsurat atât cu un debitmetru ultrasonic cu afișaj digital CONTROLOTRON tip 1010 DP, având clasa de precizie 0,15 %, cât și cu tubul Venturi  $V_1$  care are prizele de presiune conectate la un manometru cu mercur,  $T\Delta PV_1$ .

Pentru panta hidraulică a conductei amonte, după prelucrarea datelor obținute experimental s-au obținut rezultatele cuprinse în **tabelul 4.7**.

*Tabel nr. 4.7*

*Determinarea pantei hidraulice pentru conducta amonte ( $J_{am}$ )*

Nr. Crt.	Q	$\Delta H_{12}$	$J_{am}$
	[ l / s ]	m.c.a	m.c.a. / m
1	93,234	0,1035379	0,04953965
2	89,289	0,09477761	0,04534814
3	79,195	0,07411035	0,0354595
4	71,797	0,06055879	0,0289755
5	58,951	0,04023439	0,01925091
6	48,76	0,02700558	0,01292133
7	40,296	0,01796557	0,008595967
8	34,065	0,01243961	0,005951967
9	23,755	0,005399093	0,002583298
10	17,543	0,002422616	0,001159146
11	7,281	0,000409786	0,00019607

Pe baza rezultatelor cuprinse în **tabelul 4.7** se generează graficul de variație a pantei hidraulice în funcție de debit. Acest grafic este ilustrat de **figura 4.37**.



Fig. 4.37 Panta hidraulică pentru conductă amonte

Pentru panta hidraulică a conductei aval, după prelucrarea datelor obținute experimental s-au obținut rezultatele cuprinse în **tabelul 4.8**.

Tabel nr. 4.8

*Determinarea pantei hidraulice pentru conductă aval ( $J_{av}$ )*

Nr. Crt.	Q	$\Delta H_{12}$	$J_{av}$
	[l/s]	[m.c.a.]	[m.c.a. / m]
1	79,275	0,05851589	0,03703538
2	69,196	0,04485658	0,02839024
3	59,275	0,03316701	0,02099178
4	49,845	0,02367055	0,01498136
5	37,521	0,01363181	0,008627725
6	27,146	0,007262815	0,004596719
7	18,809	0,003528039	0,002232936
8	13,928	0,001911398	0,001209746
9	6,62	0,000279064	0,000176623

Pe baza rezultatelor cuprinse în **tabelul 4.8** se generează graficul de variație a pantei hidraulice în funcție de debit. Acest grafic este ilustrat de **figura 4.38**.



Fig. 4.38 Panta hidraulică pentru conductă aval

#### 4.3.3 Determinarea pierderilor de presiune pe modelul de vană

Pierderile de presiune pe vană, mai precis diferența dintre presiunea din amonte de model și presiunea din aval de model se calculează ținând cont de următoarea relație:

$$h_{pvana} = \Delta H_{12} - J_{am} \cdot L_1 - J_{av} \cdot L_2 \quad (4.13)$$

Unde:

$\Delta H_{12}$  – diferența de presiune între prizele din amonte și din aval măsurată cu un traductor diferențial de presiune;

$J_{am}$  – panta hidraulică a tronsonului amonte;

$J_{av}$  – panta hidraulică a tronsonului aval;

$L_1$  – lungimea tronsonului amonte măsurată între modelul vanei și priza de presiune, în metri;

$L_2$  – lungimea tronsonului aval măsurată între priza de presiune și modelul vanei, în metri.

Referitor la pierderile de presiune pe vană, după efectuarea măsurătorilor și prelucrarea datelor obținute experimental s-au obținut rezultatele cuprinse în tabelul 4.9.

*Tabel nr. 4.9*

#### *Determinarea pierderilor de presiune pe modelul vanei*

Nr. Crt.	Q	$\Delta H_{12}$	$\Delta H_{12}$	$J_{am}$	$J_{av}$	$J_{am} \times L_1$	$J_{av} \times L_2$	$h_{pvana}$
	[l / s]	[mm.c.a]	[m.c.a]	[m.c.a. / m]	[m.c.a. / m]	[m.c.a.]	[mc.a.]	[m.c.a]
1	10	4,4022	0,0044	0,000048	0,000719	0,001162	0,001438	0,0018
2	15	10,5467	0,0105	0,001089	0,002411	0,002581	0,004919	0,0030
3	20	18,5715	0,0186	0,001515	0,005294	0,003600	0,010800	0,0042
4	25	28,4757	0,0285	0,004526	0,006127	0,107500	0,012500	0,0054
5	30	40,2602	0,0403	0,006740	0,008529	0,016008	0,017400	0,0065
6	35	53,9247	0,0539	0,008791	0,012524	0,020880	0,025520	0,0075
7	40	69,4692	0,0695	0,012884	0,014901	0,030600	0,030400	0,0085
8	45	86,8937	0,0869	0,016566	0,018725	0,039346	0,038200	0,0094
9	50	106,1982	0,1062	0,323947	0,360294	0,771750	0,735000	0,0104
10	55	127,3827	0,1274	0,025216	0,027696	0,059890	0,056500	0,0112
11	60	150,4472	0,1504	0,030246	0,032696	0,071835	0,066700	0,0120
12	65	175,3917	0,1754	0,035778	0,038284	0,084972	0,078100	0,0128
13	70	202,2162	0,2022	0,041471	0,044128	0,098495	0,090205	0,0135
14	75	230,9207	0,2309	0,050183	0,047801	0,119185	0,097515	0,0142

#### 4.3.4 Determinarea coeficientului de pierderi hidraulice

Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică se realizează utilizând relația următoare:

$$\xi_v = \frac{h_{pvana} \cdot 2g}{v^2} \quad (4.14)$$

Unde:

$h_{pvana}$  – pierderea de presiune pe modelul vanei;

$g$  – accelerația gravitațională = 9,81 m / s<sup>2</sup>;

$v$  – viteza apei la intrarea în modelul vanei.

Referitor la determinarea valorilor aferente coeficientului de rezistență hidraulică, după efectuarea măsurătorilor pentru un debit cuprins în intervalul 10 l/s – 75 l/s și prelucrarea datelor obținute experimental s-au obținut rezultatele cuprinse în **tabelul 4.9**. Valorile pentru coeficientul de rezistență hidraulică din **tabelul 4.10** sunt calculate în funcție de numărul Froude exprimat prin relația  $\frac{v^2}{g \cdot l}$ .

*Tabel nr. 4.10*

*Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică funcție de nr. Froude*

Nr. Crt.	Q	S <sub>intrare</sub>	S <sub>ieșire</sub>	V <sub>intrare</sub>	V <sub>ieșire</sub>	h <sub>pvana</sub>	$\xi_v$	Nr. Froude
	[l / s]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]	[m / s]	[m / s]	[m.c.a]	-	
1	10	0,0302	0,0272	0,3314	0,3680	0,0018	0,3232	0,0571
2	15	0,0302	0,0272	0,4972	0,5520	0,0030	0,2413	0,1285
3	20	0,0302	0,0272	0,6629	0,7361	0,0042	0,1886	0,2285
4	25	0,0302	0,0272	0,8286	0,9201	0,0054	0,532	0,3571
5	30	0,0302	0,0272	0,9943	1,1041	0,0065	0,1280	0,5142
6	35	0,0302	0,0272	1,1600	1,2881	0,0075	0,1093	0,6999
7	40	0,0302	0,0272	1,3257	1,4721	0,0085	0,0948	0,9141
8	45	0,0302	0,0272	1,4915	1,6561	0,0094	0,0833	1,1569
9	50	0,0302	0,0272	1,6572	1,8402	0,0104	0,0740	1,4283
10	55	0,0302	0,0272	1,8229	2,0242	0,0112	0,0662	1,7282
11	60	0,0302	0,0272	1,9886	2,2082	0,0120	0,0597	2,0567
12	65	0,0302	0,0272	2,1543	2,3922	0,0128	0,0541	2,4138
13	70	0,0302	0,0272	2,3200	2,5762	0,0135	0,0492	2,7994
14	75	0,0302	0,0272	2,4858	2,7602	0,0142	0,0450	3,2136

Pe baza rezultatelor cuprinse în **tabelul 4.10** se generează graficul de variație a coeficientului de rezistență hidraulică în funcție de numărul Froude. Acest grafic este ilustrat de **figura 4.39**.

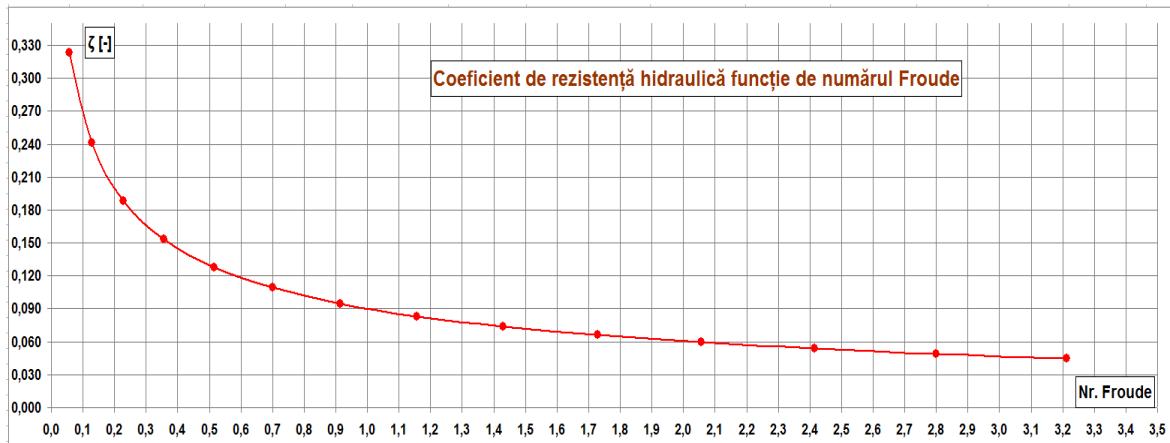


Fig. 4.39 Coeficientul de rezistență hidraulică funcție de numărul Froude

În etapa următoare s-a procedat la determinarea coeficientului de pierderi hidraulice în funcție de poziția de lucru (unghiul la care este poziționat față de direcția orizontală,  $\phi$ ) a discului. Primul pas în derularea acestei etape constă în efectuarea măsurătorilor și stabilirea în funcție de poziția de lucru a discului a valorilor pentru cei 2 parametrii care se regăsesc în relația după care este calculat coeficientul de pierderi hidraulice, respectiv viteza de curgere a apei și pierderea de presiune pe modelul vanei.

În urma efectuării măsurătorilor pentru nouă poziții de lucru a discului (deschidere din 10 în 10 grade) și prelucrării datelor obținute experimental s-au obținut pentru pierderile de presiune pe modelul vanei rezultatele cuprinse în **tabelul 4.11**.

Tabel nr. 4.11

Determinarea pierderilor de presiune pe modelul vanei în funcție de poziția de lucru a discului

$\phi$ [°]	Q [l / s]	$J_{am}$ [m.c.a. / m]	$J_{av}$ [m.c.a. / m]	$J_{am} \times L_1$ [m.c.a.]	$J_{av} \times L_2$ [m.c.a.]	$\Delta H_{12}$ [m.c.a.]	$h_{pvână}$ [m.c.a.]
0	51,1240	0,014280	0,015738	0,033916	0,032231	0,110375	0,0101
10	51,4329	0,014462	0,015923	0,034349	0,032611	0,137875	0,0354
20	50,8132	0,017098	0,015552	0,033482	0,031851	0,271875	0,1729
30	49,5506	0,013368	0,014809	0,031750	0,030330	0,523125	0,4290
40	48,0905	0,012548	0,013973	0,029802	0,028616	1,050000	0,9614
50	43,7800	0,010274	0,011642	0,024400	0,023842	1,612500	1,5392
60	36,2595	0,006830	0,008073	0,016223	0,016534	2,370729	2,3202
70	27,5742	0,003684	0,004740	0,008751	0,009707	3,270729	3,2423
80	21,0602	0,001909	0,002794	0,004535	0,005723	4,321056	4,3050

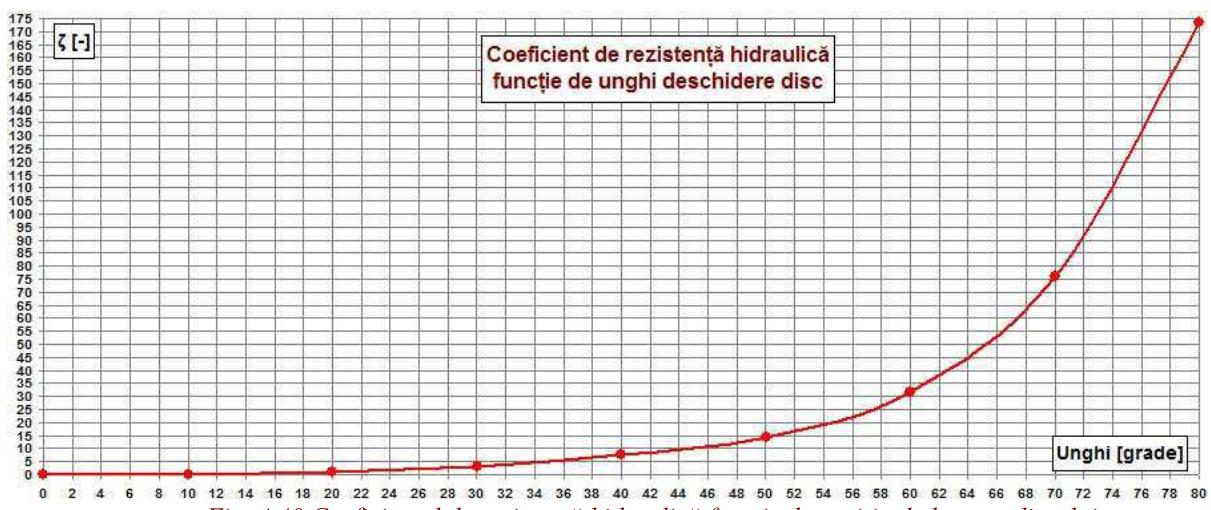
Pentru determinarea coeficientului de rezistență hidraulică conform [relației 4.4](#) s-au măsurat și vitezele apei la intrare și ieșirea apei din modelul vanei în funcție de poziția de lucru (unghiul la care este poziționat față de direcția orizontală,  $\phi$ ) a discului. În urma efectuării măsurătorilor pentru nouă poziții de lucru a discului (deschidere din 10 în 10 grade) și prelucrării datelor obținute experimental s-au obținut pentru cele două viteze, respectiv pentru coeficientul de rezistență hidraulică rezultatele cuprinse în [tabelul 4.12](#).

*Tabel nr. 4.12*

*Determinarea vitezelor de curgere și a coeficientului de rezistență hidraulică în funcție de poziția de lucru a discului*

$\phi$ [°]	Q [l / s]	$h_{\text{pvana}}$ [m.c.a]	$V_{\text{intrare}}$ [m / s]	$V_{\text{ieșire}}$ [m / s]	$\zeta_v$
0	51,1240	0,0101	1,6944	1,8815	0,0692
10	51,4329	0,0354	1,7047	1,8929	0,2390
20	50,8132	0,1729	1,6841	1,8701	1,1957
30	49,5506	0,4290	1,6423	1,8236	3,1209
40	48,0905	0,9614	1,5939	1,7699	7,4249
50	43,7800	1,5392	1,4510	1,6112	14,3437
60	36,2595	2,3202	1,2018	1,3345	31,5203
70	27,5742	3,2423	0,9139	1,0148	76,1650
80	21,0602	4,3050	0,6980	0,7751	173,3617

Pe baza rezultatelor cuprinse în [tabelul 5.12](#) se generează graficul de variație a coeficientului de rezistență hidraulică în funcție de poziția de lucru a discului. Acest grafic este ilustrat de [figura 4.40](#).



*Fig. 4.40 Coeficientul de rezistență hidraulică funcție de poziția de lucru a discului*

#### 4.3.5 Determinarea coeficientului de debit

Calculul coeficientului de debit se realizează utilizând relația următoare:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_v}} \quad (4.15)$$

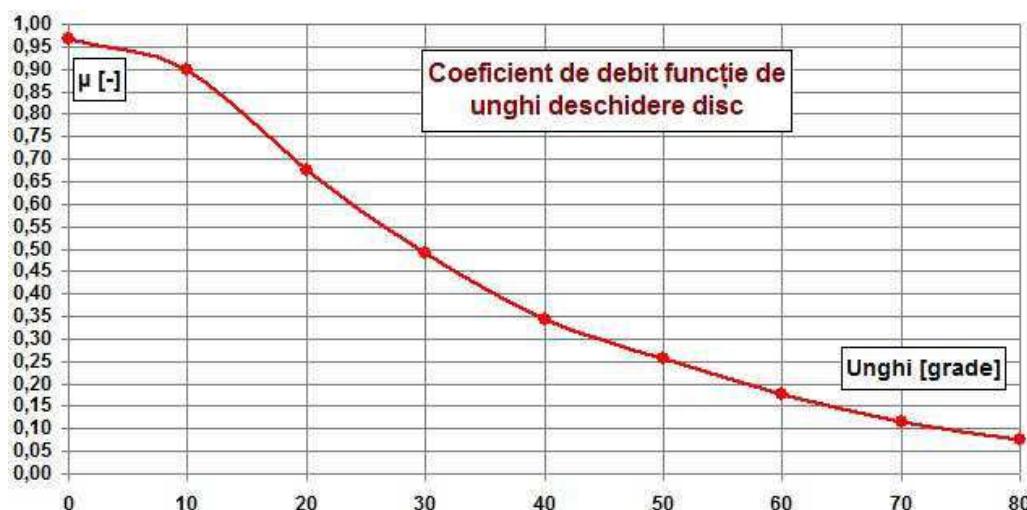
Determinarea experimentală a coeficientului de debit s-a realizat, ca și în cazul determinării coeficientului de pierderi hidraulice în funcție de poziția de lucru a discului, pentru nouă poziții de lucru al acestuia. Valorile obținute sunt cuprinse în **tabelul 4.13**.

*Tabel nr. 4.13*

*Determinarea coeficientului de debit în funcție de poziția de lucru a discului*

$\varphi$ [°]	Q [l / s]	$\zeta_v$	$\mu$
-	-	-	-
0	51,1240	0,0692	0,9671
10	51,4329	0,2390	0,8984
20	50,8132	1,1957	0,6749
30	49,5506	3,1209	0,4926
40	48,0905	7,4249	0,3445
50	43,7800	14,3437	0,2553
60	36,2595	31,5203	0,1754
70	27,5742	76,1650	0,1138
80	21,0602	173,3617	0,0757

Pe baza rezultatelor cuprinse în **tabelul 4.13** se generează graficul de variație a coeficientului de debit în funcție de poziția de lucru a discului. Acest grafic este prezentat de **figura 4.41**.



*Fig. 4.41 Coeficientul de debit funcție de poziția de lucru a discului*

#### 4.3.6 Determinarea coeficientului de moment

Determinarea coeficientului de moment se realizează utilizând relația de mai jos:

$$m = \frac{M}{D_1^3 \cdot H_m} \quad (4.16)$$

Unde:

M - momentul aplicat modelului;

D<sub>1</sub> – diametru de intrare vană;

H<sub>m</sub> – cădere de încercare.

Momentul aplicat modelului vanei se determină după relația clasică:

$$M = F_p \cdot l_p \quad (4.17)$$

Unde:

F<sub>p</sub> - forța care se determină în mod direct prin măsurare cu un traductor de forță HBM tip C2, având un domeniu de măsură cuprins între 0 și 10 kN și încadrat într-o clasă de precizie 0,1%;

l<sub>p</sub> – lungimea pârghiei cuprinsă între axa fusului modelului și axa traductorului de forță.

Sistemul cu ajutorul căruia se fac măsurările momentului este compus dintr-un disc index fixat pe fusul vanei care este divizat pe un anumit diametru din 10° în 10°. Discul reglabil reprezintă a doua componentă a sistemului și este centrat tot pe fusul vanei fiind solidar cu o pârghie de lungime l care se sprijină pe traductorul de forță. Traductorul de forță este fixat pe un suport care este sudat pe corpul modelului vanei. În funcție de poziția de lucru a discului vanei pentru care se determină coeficientul de moment, se rotește discul index, acesta cuplându-se cu discul reglabil prin intermediul unei perechi de bolțuri. Figura 4.42 prezintă sistemul de măsură pentru momentul aplicat discului.

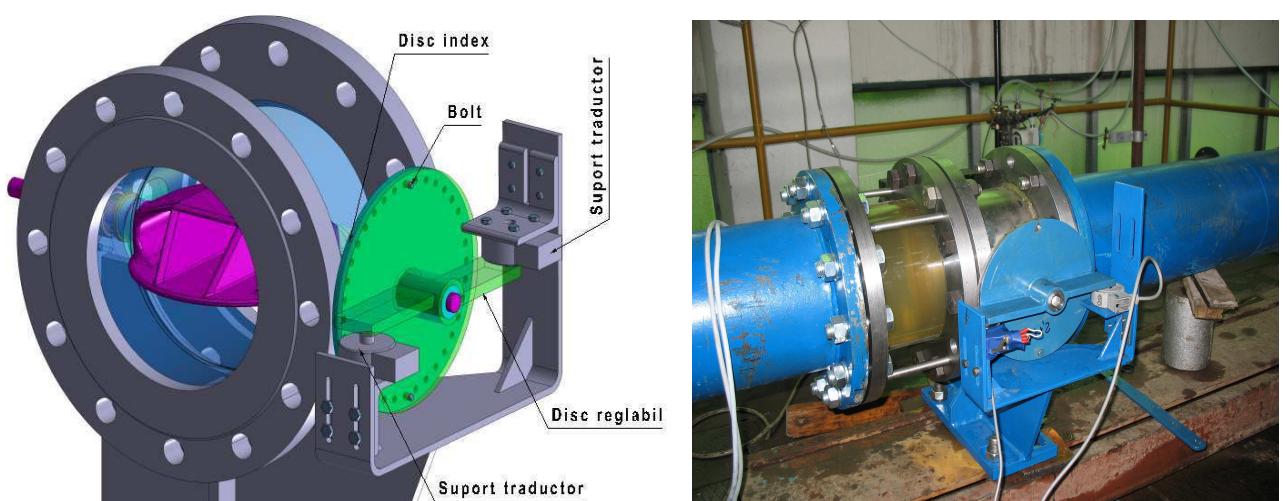


Fig. 4.42 Sistemul de măsură a momentului aplicat discului

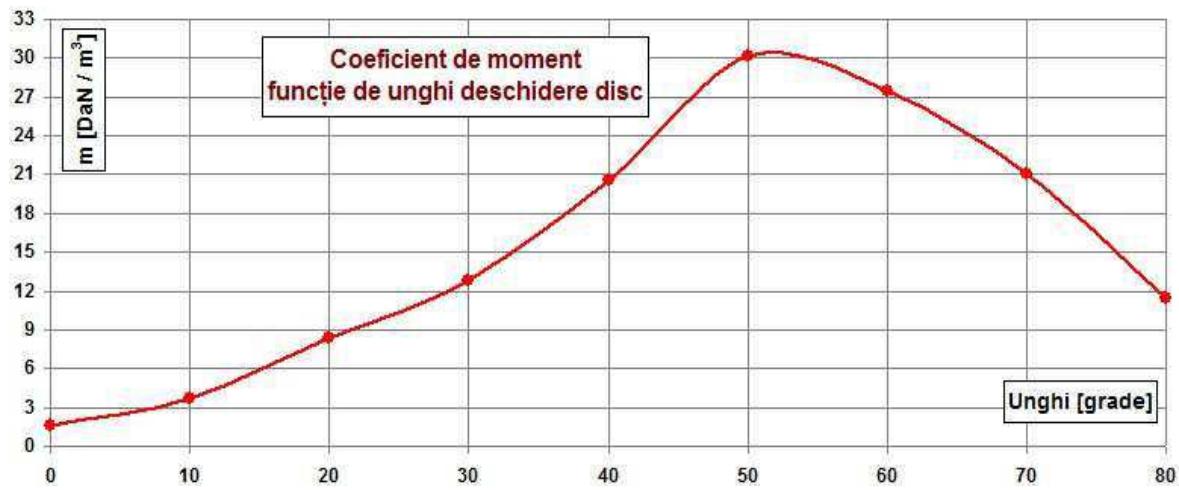
Determinarea experimentală a coeficientului de moment s-a realizat în funcție de poziția de lucru a discului, pentru nouă poziții de lucru al acestuia. Valorile obținute sunt cuprinse în **tabelul 4.14**.

*Tabel nr. 4.14*

*Determinarea coeficientului de moment în funcție de poziția de lucru a discului*

$\phi$ [°]	Q [1 / s]	$H_m$ [m.c.a]	F [daN]	M [daNm]	m [daN / m <sup>3</sup> ]
0	51,1240	4,990	1,38257	0,058347	1,552917
10	51,4329	4,990	4,61029	0,136723	3,638924
20	50,8132	4,990	8,69647	0,3127	8,3225998
30	49,5506	4,990	11,82429	0,481283	12,80948
40	48,0905	5,080	19,72987	0,787394	20,58543
50	43,7800	5,290	35,42478	1,202936	30,2008
60	36,2595	5,630	58,17538	1,164487	27,46996
70	27,5742	5,970	78,6971	0,947104	21,06954
80	21,0602	6,120	85,88659	0,525647	11,40707

Pe baza rezultatelor cuprinse în **tabelul 4.14** se generează graficul de variație a coeficientului de moment în funcție de poziția de lucru a discului. Acest grafic este prezentat de **figura 4.43**.



*Fig. 4.43 Coeficientul de moment funcție de poziția de lucru a discului*

#### **4.3.7 Determinarea forțelor care acționează asupra discului**

Modelul vanei este prevăzut cu rulmenți oscilați pe care se sprijină fusurile. Fusul opus celui pe care se fac măsurările pentru moment se reazemă pe un rulment montat într-o bucătă plasată în exteriorul corpului vanei. Această bucătă se sprijină pe traductorii de forță pe două direcții perpendiculare. Traductorii de forță sunt sprijiniți într-un dispozitiv care permite măsurarea forței ce se transmite pe direcția curgerii și perpendicular pe aceasta pentru diferite pozitii de lucru a discului.

Componentele  $F_x$  și  $F_y$  se măsoară în mod direct utilizând un traductor de forță HBM tip C2, având un domeniu de măsură cuprinzîntre 0 și 10 kN și încadrat într-o clasă de precizie 0,1%.

După măsurarea valorilor pentru cele două componente pentru mai multe poziții de lucru a discului se pot determina coeficienții de transpunere a lor folosind următoarele relații:

$$K_x = \frac{F_x}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot H_m \cdot \gamma} \quad (4.18)$$

$$K_y = \frac{F_y}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot H_m \cdot \gamma} \quad (4.19)$$

unde:

$F_x$ ,  $F_y$  - forțele măsurate de traductor după axa X, respectiv după axa Y;

$D_1$  – diametru de intrare vană;

$H_m$  – cădere de încercare;

$\gamma$  – greutatea specifică =  $1000 \text{ kg/m}^3 = 9806,65 \text{ N/m}^3$ .

Rezultanta celor două componente, reprezentând forță care acționează asupra discului se determină folosind următoarea relație:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (4.20)$$

Coeficientul forței care acționează asupra discului este determinat cu relația de mai jos:

$$K_D = \frac{F}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot H_m \cdot \gamma} \quad (4.21)$$

Măsurarea experimentală a forțelor și determinarea coeficienților de forță s-a realizat în funcție de poziția de lucru a discului, pentru nouă poziții de lucru al acestuia. Valorile obținute sunt cuprinse în **tabelul 4.15**.

Pe baza rezultatelor cuprinse în **tabelul 4.15** se generează graficele de variație a coeficientelor de forță după axa X, după axa Y și pentru forță ce acționează pe disc în funcție de poziția de lucru a discului.

*Tabel nr. 4.15*

*Determinarea forțelor care acționează asupra discului și a coeficienților de forță funcție de poziția de lucru a discului*

$\phi$	Q	H	$F_x$	$F_y$	F	$K_x$	$K_y$	$K_D$
[°]	[l / s]	[m.c.a]	[daN]	[daN]	[daN]	[daN / m <sup>3</sup> ]	[daN / m <sup>3</sup> ]	[daN / m <sup>3</sup> ]

Tabel nr. 4.15

Determinarea forțelor care acționează asupra discului și a coeficienților de forță funcție de poziția de lucru a discului

0	51,1240	4,990	0,865379	1,078248	1,38257	0,004514	0,010401	0,007212
10	51,4329	4,990	4,304276	1,651659	4,61029	0,022454	0,015932	0,02406
20	50,8132	4,990	4,365142	7,521577	8,69647	0,022771	0,072552	0,045366
30	49,5506	4,990	1,352302	11,74671	11,82429	0,007054	0,113306	0,061683
40	48,0905	5,080	6,145456	18,74836	19,72987	0,03149	0,177639	0,101099
50	43,7800	5,290	21,40747	28,22473	35,42478	0,105341	0,25681	0,174317
60	36,2595	5,630	46,28622	35,24147	58,17538	0,214009	0,301289	0,268979
70	27,5742	5,970	71,45408	32,97801	78,6971	0,311559	0,265882	0,343141
80	21,0602	6,120	83,45979	20,27243	85,88659	0,354988	0,159438	0,3531

Graficul pentru variația  $K_x$  este prezentat de figura 4.44.

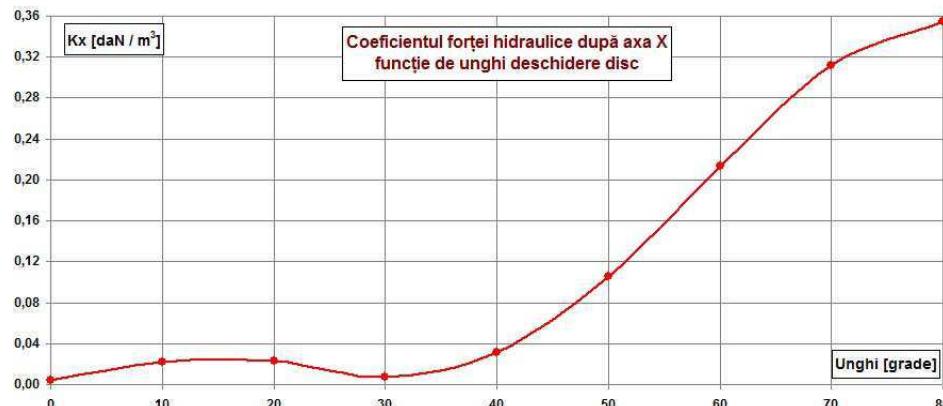


Fig. 4.44 Coeficientul forței care acționează asupra discului după direcția X funcție de poziția de lucru a discului

Graficul pentru variația  $K_y$  este prezentat de figura 4.45.

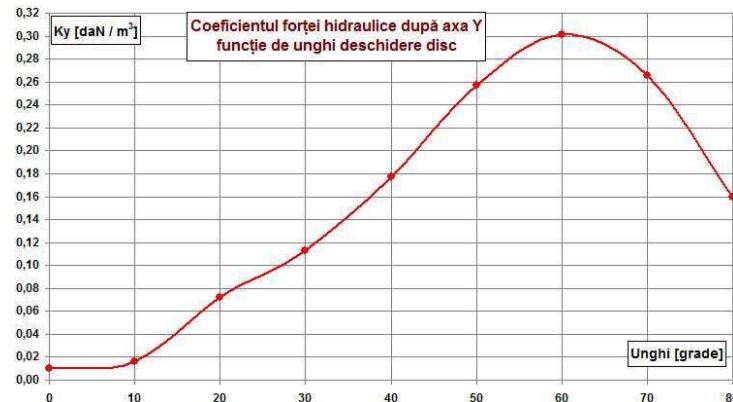


Fig. 4.45 Coeficientul forței care acționează asupra discului după direcția Y funcție de poziția de lucru a discului

Graficul pentru variația  $K_D$  este prezentat de figura 4.46.

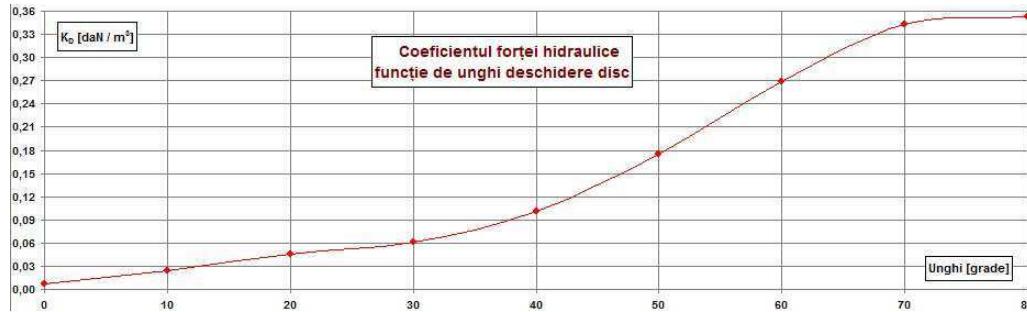


Fig. 4.46 Coeficientul forței care acționează asupra discului funcție de poziția de lucru a discului

#### 4.3.8 Determinarea coeficientului de cavitație

Coeficientul de cavitație se determină ținând cont de relația următoare:

$$\sigma = \frac{A - A_t - H_2}{h_{pvana}} \quad (4.22)$$

Unde:

A - presiune barometrică;

$A_t$  – presiunea de vaporizare a apei la temperatura t;

$H_2$  – presiunea în aval de modelul vanei;

$h_{pvana}$  – pierderea de presiune pe modelul vanei.

Determinarea experimentală a coeficientului de cavitație s-a realizat în funcție de poziția de lucru a discului, pentru nouă poziții de lucru al acestuia. Valorile obținute sunt cuprinse în tabelul 4.16.

Tabel nr. 4.16

Determinarea coeficientului de cavitație funcție de poziția de lucru a discului

$\varphi [^{\circ}]$	0	10	20	30	40	50	60	70	80
$\sigma$	4	2,7	1,6	1,25	1	0,85	0,6	0,3	0,1

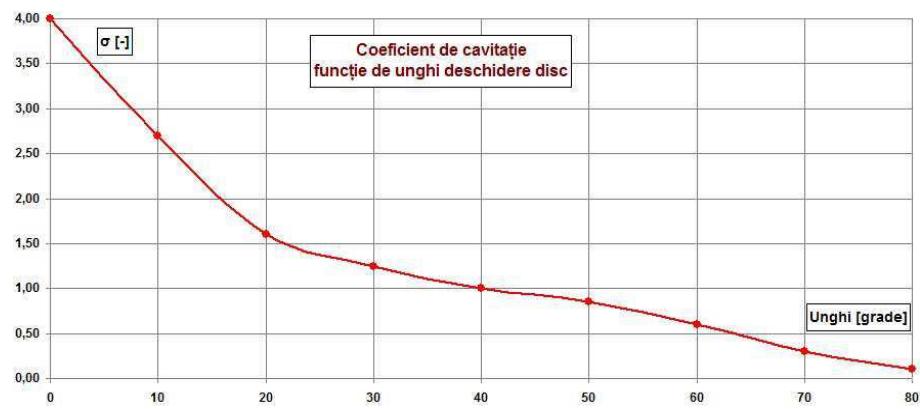


Fig. 4.47 Coeficientul de cavitație funcție de poziția de lucru a discului

Pe baza rezultatelor cuprinse în **tabelul 4.16** se generează graficul de variație a coeficientului de cavitație în funcție de poziția de lucru a discului. Acest grafic este prezentat de **figura 4.47**.

#### **4.3.9 Determinarea nivelului de vibrații**

În cadrul încercărilor experimentale desfășurate pentru determinarea parametrilor funcționali ai modelului vanei, prin măsurarea mărimilor pentru unele caracteristici, respectiv prin determinarea valorilor pentru anumiti coeficienți, a fost măsurat și nivelul vibrațiilor care apar în modelul vanei.

Astfel a fost măsurat și nivelul vibrațiilor pentru fiecare din cele nouă poziții de lucru a discului, în timp ce s-au efectuat teste experimentale. Măsurătorile s-au efectuat după trei direcții după cum urmează: pe direcția verticală, pe direcția transversală (de-a lugul axei fusurilor) și pe direcția amonte-aval.

Aparatul folosit pentru efectuarea măsurătorilor este VIBROMETRU PORTABIL VT60.

În continuare sunt prezentate sub formă tabelară valorile pentru nivelele măsurate ale vibrațiilor pentru nouă poziții de lucru ale discului.

*Tabel nr. 4.17*

*Determinarea nivelului de vibrații după trei direcții*

$\Phi$	Nivel vibrații după direcția verticală	Nivel vibrații după direcția transversală	Nivel vibrații după direcția amonte-aval
[°]	[ $\mu\text{m RMS}$ ]	[ $\mu\text{m RMS}$ ]	[ $\mu\text{m RMS}$ ]
0	6	7,9	10,8
10	4,47	10,33	8,95
20	3,16	7,43	7,25
30	4,55	4,78	8,21
40	4,46	6,20	7,27
50	3,99	5,19	9,12
60	3,91	3,55	6,32
70	5,64	3,61	5
80	3,96	4,26	5,61

Pe baza informațiilor cupinse în **tabelul 4.17** se poate genera diagrama care include variația nivelului de vibrații după cele trei direcții menționate în funcție de poziția de lucru a discului.

**Figura 4.48** prezintă această diagramă.

Desfășurarea măsurătorilor și interpretarea rezultatelor s-a făcut conform STAS 6910-87. Nivelul vibrațiilor conform STAS-ului amintit se încadrează în clasa “Bine”.

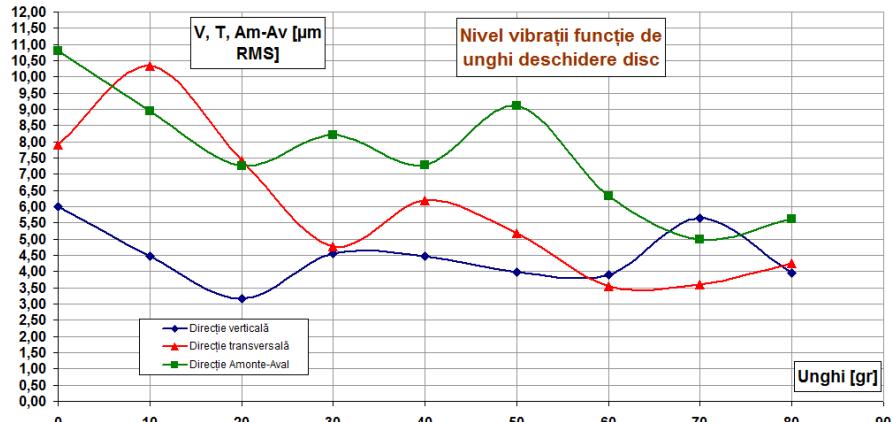


Fig. 4.48 Variația nivelului de vibrații funcție de poziția de lucru a discului

#### 4.4 Concluzii

Tinând cont de toate aspectele legate de cercetările experimentale efectuate pe modelul de vană fluture menționate în conținutul acestei lucrări, se poate conluziona faptul că acest capitol pune în evidență următoarele aspecte:

- Notații și unități de măsură utilizate pentru măsurare parametrii de testare;
- Formule folosite pentru determinarea performanțelor modelului;
- Caracteristicile hidrodinamice care sunt determinate prin încercări pe model;
- Caracteristicile tehnice ale ștandului pe care a fost testat modelul;
- Parametrii hidrodinamici ai vanei care pot fi testați pe ștand;
- Echipamente de măsură și metodologii de măsurare aferente;
- Transferul rezultatelor de la model pe vana industrială;
- Prezentarea rezultatelor testelor în tabele și grafice.

În timpul încercărilor au fost determinate valorile pentru următorii parametrii:

- Pantă circuit hidraulic;
- Pierderile hidraulice pe vană pentru diferite unghiuri de deschidere ale discului;
- Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică;
- Determinarea coeficientului de debit;
- Determinarea coeficientului de moment hidraulic pe disc;
- Determinarea coeficientului de cavitație;
- Determinarea forțelor care acționează asupra discului și a coeficienților de forță;
- Determinarea vibrațiilor și comparația cu prescripțiile cuprinse în STAS 6910-87.

## Cap. 5 CALCULUL ANALITIC AL VANEI FLUTURE

### 5.1 Date de intrare

Având în vedere faptul că vanele fluture sunt elementele care sunt montate pe un circuit hidraulic cu scopul de a regla debitul de fluid ce trece prin circuit, este necesar ca aceste echipamente să fie tratate cu maximă importanță.

Astfel, ele trebuie proiectate în soluții constructive care să asigure pierderi minime de presiune și debit (să prezinte un coeficient de rezistență hidraulică minim) pe de o parte, pe de altă parte să prezinte o construcție robustă rezultată din dimensionarea optimă și verificarea exigentă a tuturor elementelor componente, din punct de vedere al rezistenței.

Pentru a putea fi atinse aceste obiective, este necesară cunoașterea cu mare precizie a eforturilor la care este supusă o vană fluture în timpul funcționării.

În mod concret, în continuare sunt prezentate datele cu privire la condițiile de funcționare și caracteristicile unei vane fluture cu disc biplan și acționare hidraulică cu diametrul nominal de 4900 mm care lucrează la o presiune de 17,3 bar, aceste informații constituind datele de intrare pentru efectuarea calculului hidraulic.

#### Date de intrare:

- Poziție disc - orizontală ;
- Presiune de proiectare –  $P = 17,39$  bar;
- Debit normal -  $Q_n = 156 \text{ m}^3 / \text{s}$ ;
- Debit maxim -  $Q_{\max} = 161 \text{ m}^3 / \text{s}$ ;
- Debit prin by-pass –  $Q_{b-p} = \frac{1}{10} \cdot Q_n = 15,6 \text{ m}^3 / \text{s}$ ;
- Presiune statică maximă generată de volumul de apă existent în conductă forțată, în amonte de vană –  $p_{st \max} = 140,5 \text{ m.c.a.}$ ;
- Presiune dinamică maximă generată de energia cinetică a debitului de fluid care curge prin circuitul hidraulic –  $p_{d \max} = 173,9 \text{ m.c.a.}$ ;
- Diferență maximă de presiune admisă la deschiderea by-pass:

$$\Delta p_{b-p} = \frac{1}{10} \cdot p_{st \max} = 14,05 \text{ m.c.a.}$$

- Mod de lucru:

Deschiderea vanei se face cu ajutorul servomotoarelor acționate hidraulic, având presiuni egale pe suprafețele din amonte și aval ale discului.

Închiderea vanei se face sub acțiunea momentului de închidere generat de contragreutăți, a momentului hidraulic care acționează asupra discului și a tendinței proprii de închidere a discului.

Închiderea vanei în condiții normale se face în regim de presiuni egale pe fețele amonte și aval ale discului. Închiderea de urgență a vanei se face în condițiile în care asupra discului acționează întregul debit de fluid existent în conductă.

- Etanșarea principală a vanei – cauciuc / oțel inoxidabil;
- Coeficient de frecare cauciuc / oțel inoxidabil -  $\mu_1 = 0,5$ ;
- Accelerația gravitațională –  $g = 9,81 \text{ m} / \text{s}^2$ ;
- Excentricitate disc –  $e = 0,08 \text{ m}$ ;
- Densitate apă –  $\rho_a = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$ ;
- Diametrul fusurilor discului -  $d_f = 0,8 \text{ m}$
- Greutate disc -  $G_d = 57.000 \text{ daN}$ ;
- Greutate braț -  $G_b = 3.000 \text{ daN}$ ;
- Greutate servomotor -  $G_{sm} = 850 \text{ daN}$ ;
- Greutate contragreutăți -  $G_{ctg} = 7.000 \text{ daN}$ ;
- Greutate ansamblu piston – tijă servomotor -  $G_{pt} = 850 \text{ daN}$ ;
- Lățime etanșare fus –  $b = 0,5 \text{ m}$ ;
- Lățime suprafață de contact etanșare principală disc –  $b_1 = 0,015 \text{ m}$ ;
- Rază etanșare principală disc -  $R_d = 2,35 \text{ m}$ ;
- Număr de servomotoare –  $n = 2 \text{ buc.}$ ;
- Raza centrului de greutate pentru brațul vanei -  $R_b = 1,2 \text{ m}$ ;
- Raza centrului de greutate pentru contragreutăți –  $R_g = 2,5 \text{ m}$ ;
- Cursa unghiulară a brațelor vanei -  $\alpha_G = 35^\circ$ ;
- Cursa unghiulară a contragreutăților -  $\alpha_{CG} = 30^\circ$ ;
- Cursă servomotoare –  $s = 2 \text{ m}$ ;
- Diametru piston servomotoare -  $d_p = 0,4 \text{ m}$ ;
- Randament servomotoare –  $\eta = 1$ ;
- $-\Phi_0 = 55^\circ$ ;
- Unghiul pentru articulația servomotorului față de direcția orizontală la poziția “închis” a discului vanei –  $\Phi_m = 35^\circ$ ;
- Presiune minimă de acționare servomotoare –  $p_s = 51,1 \text{ bar}$ ;
- Raza cuplării dintre tija servomotorului și braț –  $R = 1,427 \text{ m}$ ;

- Distanța de la articulația servomotorului la fixarea în piesele înglobate în beton și până articulația de cuploare a tijei cu brațul vanei –  $L_0 = 1,724$  m.

**Tabelul 5.1** prezintă valoarea coeficienților folosiți pentru calculul forțelor hidraulice ( $K_{xi}$ ,  $K_{yi}$ ,  $K_{di}$ ), a momentelor ( $m_i$ ), respectiv valoarea coeficientului de pierderi hidraulice ( $\zeta$ ), determinată în urma cercetărilor experimentale pentru 19 poziții de lucru ale discului vanei ( $i = 1 \dots 19$ ).

*Tabel 5.1*

*Valori obținute în urma cercetărilor experimentale pentru coeficienții ce caracterizează performanțele vanei*

Nr. curent (i)	Valoare unghi [°]	$\zeta$ [-]	$K_x$ [daN / m <sup>3</sup> ]	$K_y$ [daN / m <sup>3</sup> ]	$K_d$ [daN / m <sup>3</sup> ]	$m_i$ [daN / m <sup>3</sup> ]
1	0	0,0709	0,307	0,353	0,467	49,537
2	5	0,0867	0,312	0,362	0,477	75,087
3	10	0,2390	0,324	0,449	0,553	98,947
4	15	0,2776	0,354	0,801	0,875	119,032
5	20	1,1957	0,381	1,137	1,199	130,820
6	25	2,0789	0,423	1,102	1,180	125,342
7	30	3,1209	0,464	0,992	1,095	112,838
8	35	5,0345	0,509	0,918	1,049	103,578
9	40	7,4249	0,535	0,820	0,979	95,862
10	45	10,4562	0,562	0,823	0,996	98,723
11	50	14,3437	0,617	0,816	1,023	97,031
12	55	20,8342	0,762	0,782	1,091	82,465
13	60	31,5203	0,913	0,701	1,151	64,606
14	65	49,9872	1,009	0,602	1,174	50,976
15	70	76,165	1,026	0,478	1,131	38,292
16	75	120,9872	0,985	0,357	1,047	208,856
17	80	173,3617	0,909	0,223	0,935	16,123
18	85	2499,0	1,02	0,07	1,02	8
19	90	9999,0	1,10	0	1,10	3

## 5.2 Calcul hidraulic al vanei fluture

Calculul hidraulic al vanei fluture constă în determinarea tuturor forțelor și momentelor [32] care acționează asupra vanei pentru diferite poziții ale discului vanei. Astfel, toate valorile determinate în cadrul acestui capitol se vor raporta la 19 poziții de lucru a discului vanei, mai precis pentru fiecare rotire a acestuia cu un pas de 5 grade începând de la poziția deschis spre poziția închis.

Calculul hidraulic [77], [12] se elaborează pentru următoarele condiții de lucru, în regim staționar:

- Deschidere și închidere în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale discului, cu nivel maxim de apă;

- Închidere normală în curent maxim, cu nivel maxim de apă;
- Închidere de urgență, cu debit maxim de apă.

Etapele care trebuie parcuse pentru elaborarea acestui calcul sunt prezentate în continuare.

### 5.2.1 Calculul vitezei apei care trece prin vană

Viteza apei care trece prin by-pass se calculează astfel:

$$V_{b-p} = \frac{4 \cdot Q_{b-p}}{\pi \cdot D_n^2} = \frac{4 \cdot 15,6}{3,1415 \cdot 4,9^2} = 0,827 \text{ [m/s]} \quad (5.1)$$

Viteza apei care trece prin vană, la debit normal, se calculează astfel:

$$V = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot D_n^2} = \frac{4 \cdot 156}{3,1415 \cdot 4,9^2} = 8,273 \text{ [m/s]} \quad (5.2)$$

Viteza apei care trece prin vană, la debit maxim, se calculează astfel:

$$V = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot D_n^2} = \frac{4 \cdot 161}{3,1415 \cdot 4,9^2} = 8,538 \text{ [m/s]} \quad (5.3)$$

### 5.2.2 Calculul vitezelor medii a apei care trece prin vană

Viteza apei care trece prin vană la deschiderea și închiderea acesteia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale discului, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$V_{1i} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p_{b-p}}{\xi_i - 0,071 + 2 \cdot g \cdot \frac{p_{b-p}}{V_{b-p}^2}}} \quad (5.4)$$

Viteza apei care trece prin vană la închiderea normală a acesteia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$V_{2i} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p_{stmax}}{\xi_i - 0,071 + 2 \cdot g \cdot \frac{p_{stmax}}{V^2}}} \quad (5.5)$$

Viteza apei care trece prin vană la închiderea de urgență a acesteia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează:

$$V_{3i} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p_{dmax}}{\xi_i - 0,071 + 2 \cdot g \cdot \frac{p_{dmax}}{V_a^2}}} \quad (5.6)$$

**Tabelul 5.2** conține valorile obținute după efectuarea calculelor pentru cele trei tipuri de viteze medii a căror formule de calcul au fost prezentate anterior. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.2*

*Valori viteze medii*

Nr. Current ( i )	Valoare unghi [°]	$\zeta$	$V_{1i}$ [m/s]	$V_{2i}$ [m/s]	$V_{3i}$ [m/s]
1	0	0,0709	0.827	8.273	8.538
2	5	0,0867	0.827	8.271	8.536
3	10	0,2390	0.827	8.255	8.522
4	15	0,2776	0.827	8.251	8.519
5	20	1,1957	0.826	8.159	8.437
6	25	2,0789	0.825	8.074	8.360
7	30	3,1209	0.824	7.976	8.272
8	35	5,0345	0.822	7.806	8.118
9	40	7,4249	0.820	7.607	7.937
10	45	10,4562	0.817	7.376	7.724
11	50	14,3437	0.813	7.109	7.474
12	55	20,8342	0.807	6.720	7.106
13	60	31,5203	0.797	6.199	6.603
14	65	49,9872	0.780	5.528	5.939
15	70	76,165	0.759	4.867	5.269
16	75	120,9872	0.726	4.135	4.510
17	80	173,3617	0.692	3.593	3.937
18	85	2499,0	0.308	1.042	1.158
19	90	9999,0	0.017	0.053	0.058

### **5.2.3 Calculul căderilor nete de apă pe vană**

Căderea netă a apei pe vană la deschiderea și închiderea acesteia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale discului, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$H_{li} = \frac{1 + \xi_i}{\left( \xi_i - \xi_1 + \frac{2 \cdot g \cdot p_{b-p}}{V_{b-p}^2} \right)} \cdot p_{b-p} \quad (5.7)$$

Căderea netă a apei pe vană la închiderea normală a acesteia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$H_{2i} = \frac{1 + \xi_i}{\left( \xi_i - \xi_1 + \frac{2 \cdot g \cdot p_{stmax}}{V^2} \right)} \cdot p_{stmax} \quad (5.8)$$

Căderea netă a apei pe vană la închiderea de urgență a acesteia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează:

$$H_{3i} = \frac{1 + \xi_i}{\left( \xi_i - \xi_1 + \frac{2 \cdot g \cdot p_{dmax}}{V_a^2} \right)} \cdot p_{dmax} \quad (5.9)$$

**Tabelul 5.3** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru cele trei căderi nete ale apei a căror formule de calcul au fost prezentate anterior. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.3*

*Valori căderi nete*

Nr. Current ( i )	Valoare unghi [°]	$\zeta$	$H_{1i}$ [m.c.a.]	$H_{2i}$ [m.c.a.]	$H_{3i}$ [m.c.a.]
1	0	0,0709	0.037	3.735	3.979
2	5	0,0867	0.038	3.789	4.036
3	10	0,2390	0.043	4.304	4.587
4	15	0,2776	0.045	4.434	4.726
5	20	1,1957	0.076	7.451	7.966
6	25	2,0789	0.107	10.229	10.968
7	30	3,1209	0.143	13.362	14.374
8	35	5,0345	0.208	18.740	20.270
9	40	7,4249	0.289	24.850	27.051
10	45	10,4562	0.390	31.769	34.834
11	50	14,3437	0.517	39.517	43.685
12	55	20,8342	0.724	50.255	56.193
13	60	31,5203	1.052	63.699	72.266
14	65	49,9872	1.582	79.423	91.670
15	70	76,165	2.264	93.162	109.185
16	75	120,9872	3.273	106.325	126.480
17	80	173,3617	4.252	114.706	137.764
18	85	2499,0	12.105	138.330	170.776
19	90	9999,0	14.044	140.494	173.892

#### **5.2.4 Calculul forței hidraulice care acționează asupra discului biplan al vanei**

Componenta orizontală a forței hidraulice care acționează asupra discului vanei la deschiderea și închiderea acestuia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație [12]:

$$F_{X1i} = K_{xi} \cdot H_{1i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.10)$$

Componenta orizontală a forței hidraulice care acționează asupra discului vanei la închiderea normală a acestuia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație [12]:

$$F_{X2i} = K_{xi} \cdot H_{2i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.11)$$

Componenta orizontală a forței hidraulice care acționează asupra discului vanei la închiderea de urgență a acestuia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează [12]:

$$F_{X3i} = K_{xi} \cdot H_{3i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.12)$$

Componenta verticală a forței hidraulice care acționează asupra discului vanei la deschiderea și închiderea acestuia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație [12]:

$$F_{Y1i} = K_{yi} \cdot H_{1i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.13)$$

Componenta verticală a forței hidraulice care acționează asupra discului vanei la închiderea normală a acestuia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație [12]:

$$F_{Y2i} = K_{yi} \cdot H_{2i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.14)$$

Componenta verticală a forței hidraulice care acționează asupra discului vanei la închiderea de urgență a acestuia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează [12]:

$$F_{Y3i} = K_{yi} \cdot H_{3i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.15)$$

**Tabelul 5.4** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru componenta orizontală a forței hidraulice. Calculele au fost elaborate pentru cele trei situații enumerate și pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.4*

*Valori componentă orizontală a forței hidraulice*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	$F_{x1i}$ [daN]	$F_{x2i}$ [daN]	$F_{x3i}$ [daN]
1	0	216.250	21624.967	23033.397
2	5	223.005	22292.670	23745.887
3	10	263.939	26295.159	28024.000
4	15	297.333	29596.708	31546.795
5	20	548.725	53530.946	57234.218
6	25	852.402	81597.425	87491.160
7	30	1248.252	116917.369	125766.633
8	35	1995.760	179870.365	194561.722
9	40	2911.583	250702.817	272906.193
10	45	4128.475	336685.220	369165.302
11	50	6013.967	459786.300	508275.523
12	55	10407.144	722124.570	807454.308
13	60	18115.226	1.097.106	1.244.106
14	65	30108.138	1.511.106	1.744.106
15	70	43801.196	1.802.106	2.112.106
16	75	60787.207	1.975.106	2.349.106
17	80	72892.338	1.966.106	2.361.106
18	85	232831.415	2.661.106	3.285.106
19	90	291324.236	2.914.106	3.607.106

**Tabelul 5.5** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru componenta verticală a forței hidraulice. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.5*

*Valori componentă verticală a forței hidraulice*

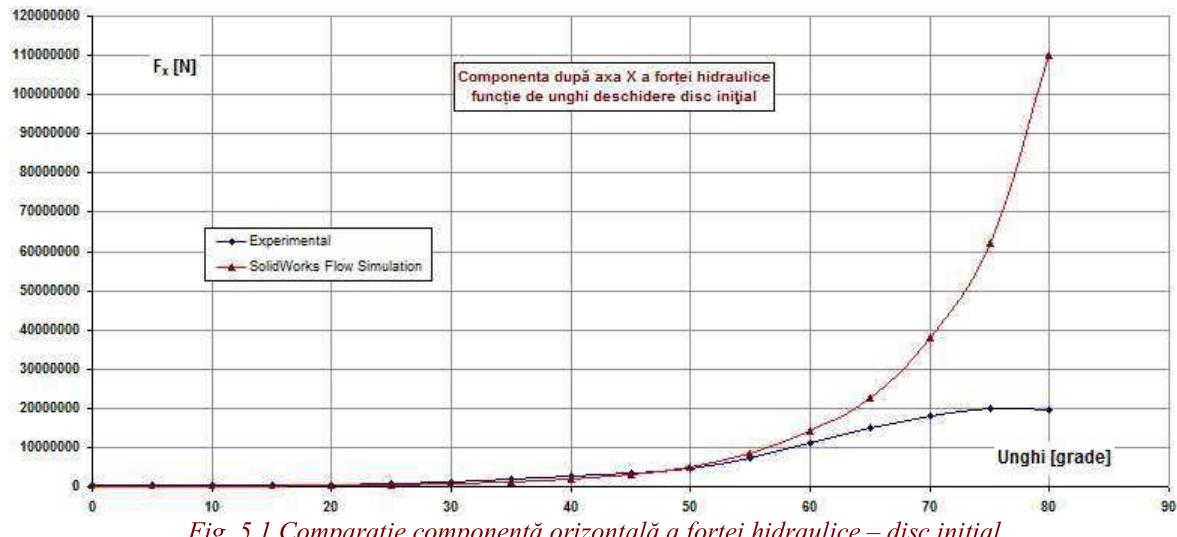
Nr. Curent ( i )	Valoare unghi [°]	$F_{y1i}$ [daN]	$F_{y2i}$ [daN]	$F_{y3i}$ [daN]
1	0	248.652	24865.190	26484.656
2	5	258.743	25865.214	27551.317
3	10	365.767	36439.897	38835.728
4	15	672.780	66968.822	71381.308
5	20	1637.535	159749.832	170801.329

Tabel 5.5

*Valori componentă verticală a forței hidraulice*

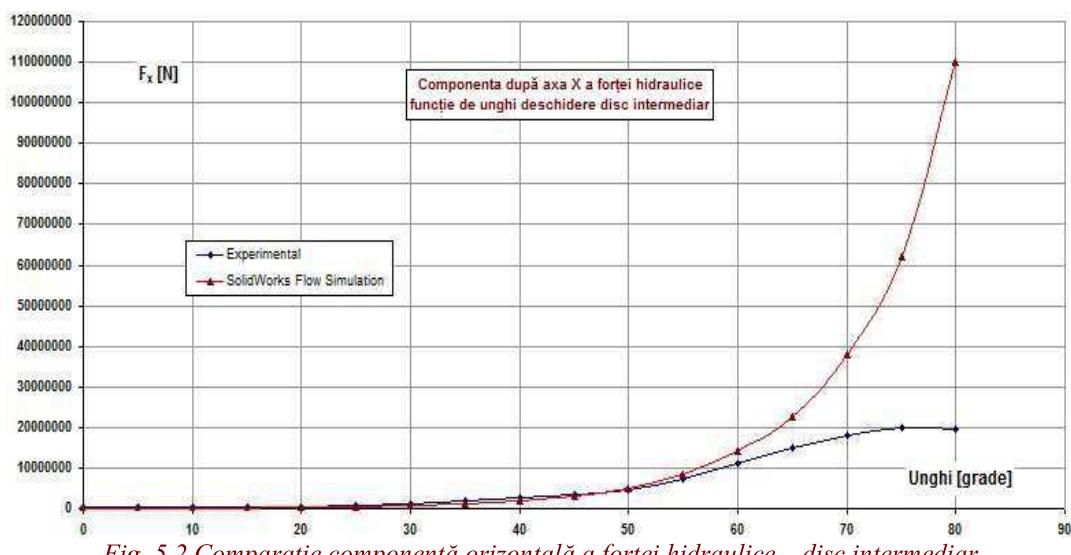
6	25	2220.679	212577.689	227932.054
7	30	2668.676	249961.272	268880.388
8	35	3599.425	324402.741	350899.136
9	40	4462.614	384254.785	418286.128
10	45	6045.792	493046.150	540610.397
11	50	7953.642	608080.423	672208.796
12	55	10680.298	741077.970	828647.335
13	60	13908.843	842041.133	955287.850
14	65	17963.428	901627.111	1.041.106
15	70	20406.405	839750.029	984178.943
16	75	22031.506	715789.936	851472.593
17	80	17882.279	482361.134	579324.448
18	85	15978.626	182598.807	225427.186
19	90	0.000	0.000	0.000

Figura 5.1 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru componenta orizontală a forței hidraulice în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă inițială.



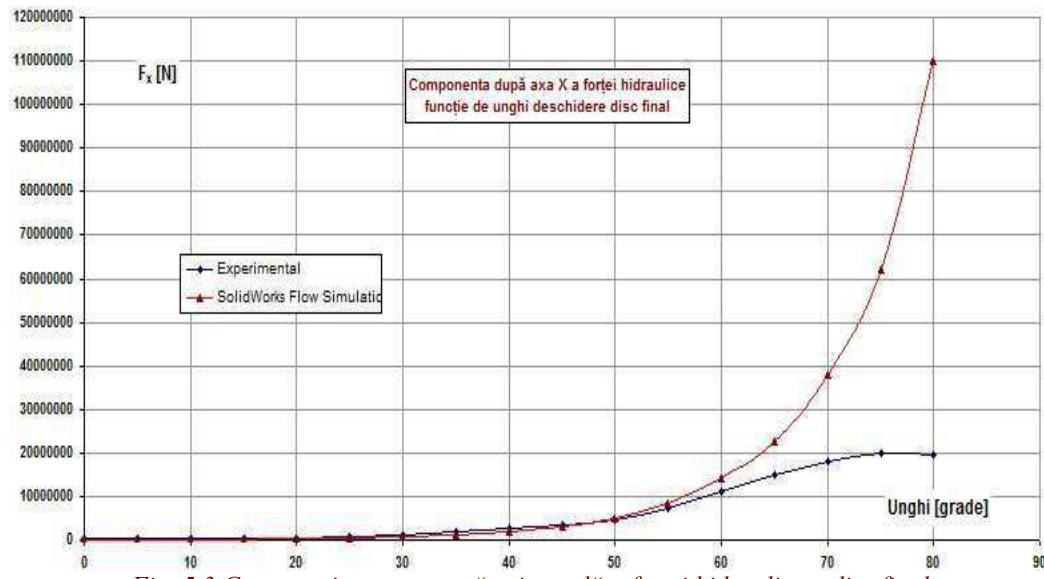
*Fig. 5.1 Comparație componentă orizontală a forței hidraulice – disc inițial*

Figura 5.2 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru componenta orizontală a forței hidraulice în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă intermedieră.



*Fig. 5.2 Comparație componentă orizontală a forței hidraulice – disc intermediar*

Figura 5.3 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru componenta orizontală a forței hidraulice în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă finală.



*Fig. 5.3 Comparație componentă orizontală a forței hidraulice – disc final*

Diferențele între rezultatele obținute prin simularea numerică și cercetare experimentală, concretizate în configurațiile curbelor descrise în figurile 5.1 – 5.3, se datorează faptului că începând de la poziția de lucru a discului la  $55^\circ$ , programul nu simulează fenomenul fizic real.

Figura 5.4 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru componenta verticală a forței hidraulice în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă inițială.

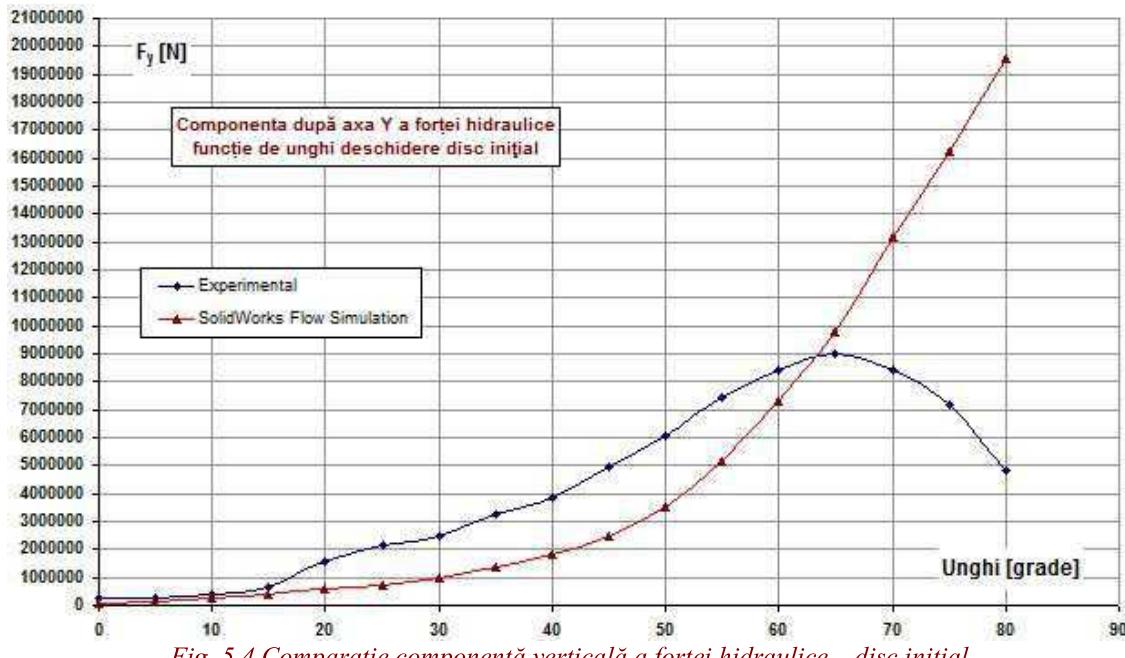


Fig. 5.4 Comparărie componentă verticală a forței hidraulice – disc inițial

Figura 5.5 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru componenta verticală a forței hidraulice în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă intermediară.

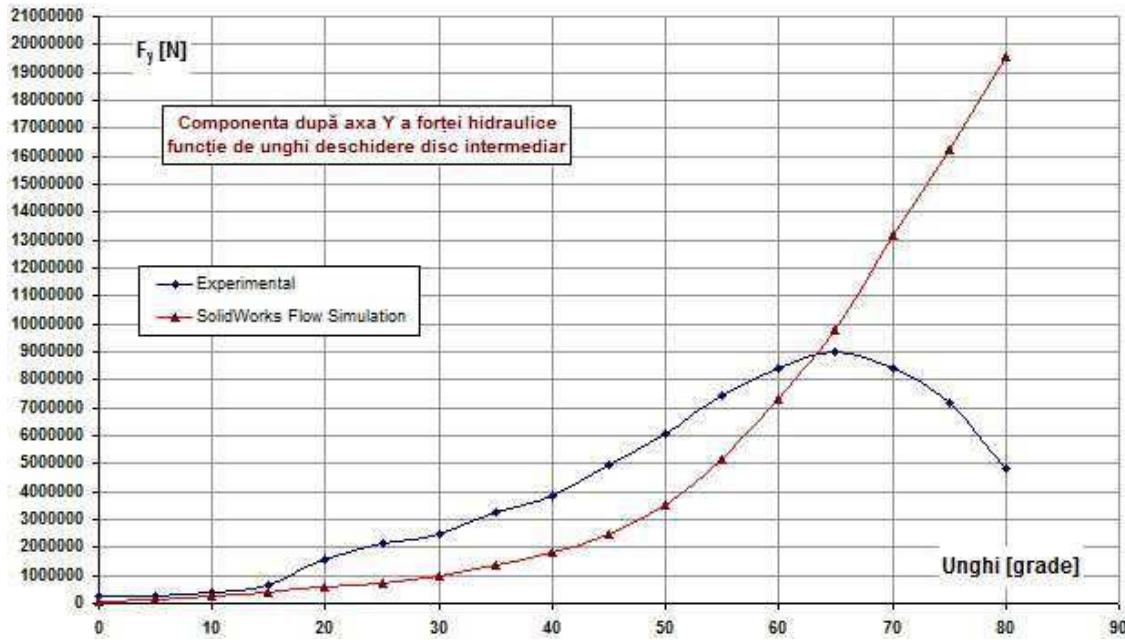


Fig. 5.5 Comparărie componentă verticală a forței hidraulice – disc intermedier

Figura 5.6 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru componenta verticală a forței hidraulice în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă finală.

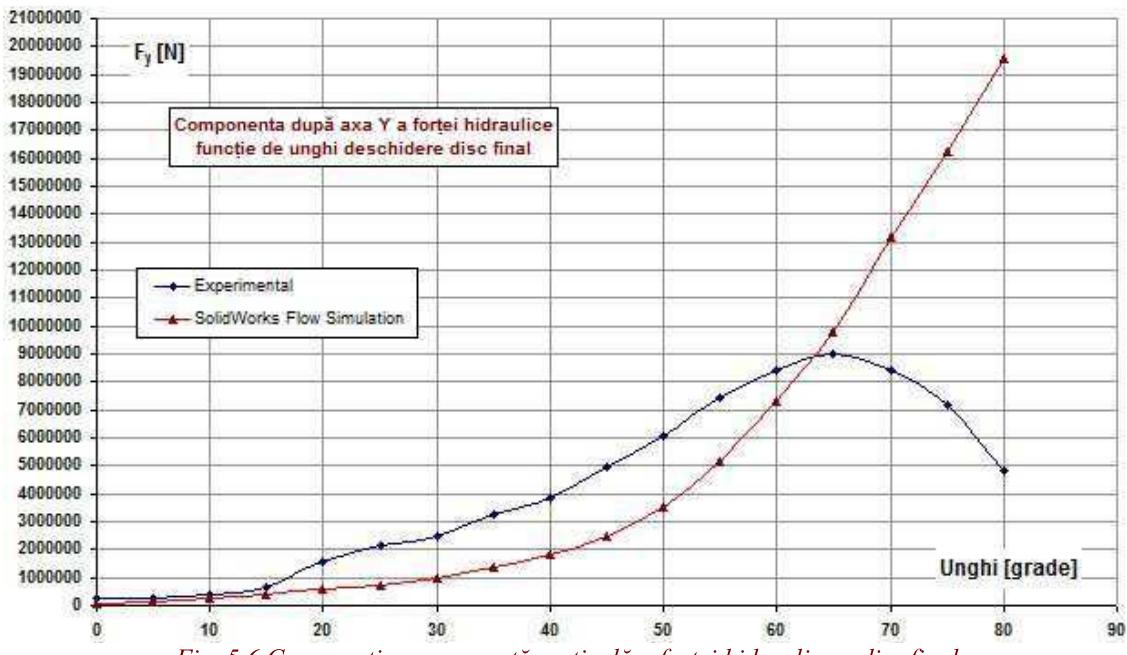


Fig. 5.6 Comparație componență verticală a forței hidraulice – disc final

Forța hidraulică rezultantă care acționează asupra discului vanei la deschiderea și închiderea acestuia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație [12]:

$$F_{li} = K_{di} \cdot H_{li} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.16)$$

Forța hidraulică rezultantă care acționează asupra discului vanei la închiderea normală a acestuia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație [12]:

$$F_{2i} = K_{di} \cdot H_{2i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.17)$$

Forța hidraulică rezultantă care acționează asupra discului vanei la închiderea de urgență a acestuia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează [12]:

$$F_{3i} = K_{di} \cdot H_{3i} \cdot \gamma_a \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (5.18)$$

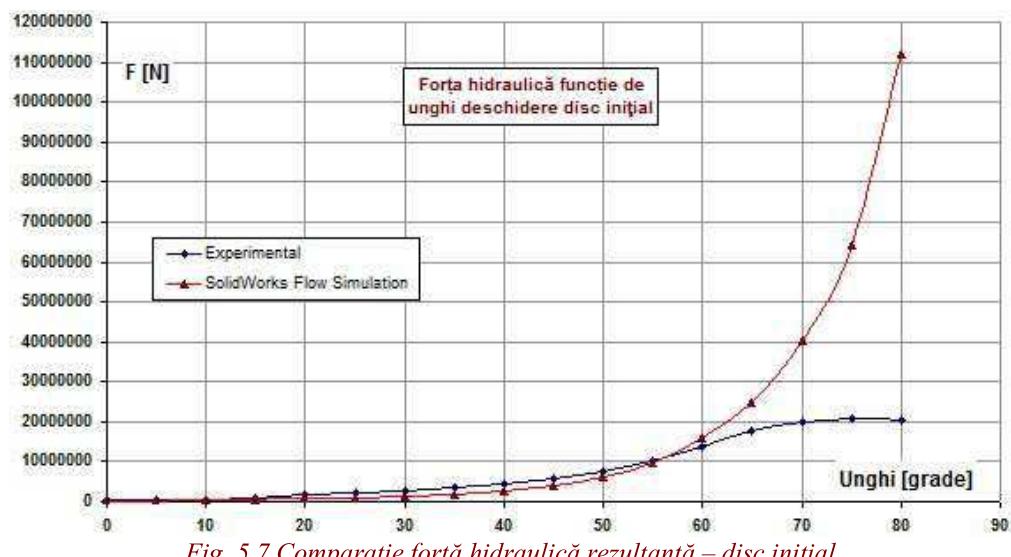
**Tabelul 5.6** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru forța hidraulică rezultantă care acționează asupra discului. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

Figura 5.7 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru forța hidraulică rezultantă în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă inițială.

*Tabel 5.6*

*Valori forță hidraulică rezultantă*

Nr. Current ( i )	Valoare unghi [°]	F <sub>1i</sub> [daN]	P <sub>2i</sub> [daN]	P <sub>3i</sub> [daN]
1	0	328.953	32895.308	35037.774
2	5	340.941	34082.063	36303.808
3	10	450.488	44880.318	47831.086
4	15	734.934	73155.704	77975.836
5	20	1726.829	168460.905	180115.034
6	25	2377.859	227624.023	244065.175
7	30	2945.766	275914.912	296798.412
8	35	4113.069	370695.507	400972.978
9	40	5327.925	458762.726	499392.828
10	45	7316.657	596687.685	654250.250
11	50	9971.294	762336.119	842732.351
12	55	14900.518	1.034.106	1.156.106
13	60	22837.487	1.383.106	1.569.106
14	65	35031.669	1.758.106	2.029.106
15	70	48283.774	1.987.106	2.329.106
16	75	64613.407	2.099.106	2.497.106
17	80	74977.267	2.022.106	2.429.106
18	85	232831.415	2.661.106	3.285.106
19	90	291324.236	2.914.106	3.607.106



*Fig. 5.7 Comparație forță hidraulică rezultantă – disc inițial*

Figura 5.8 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru forța hidraulică rezultantă în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă intermediară.

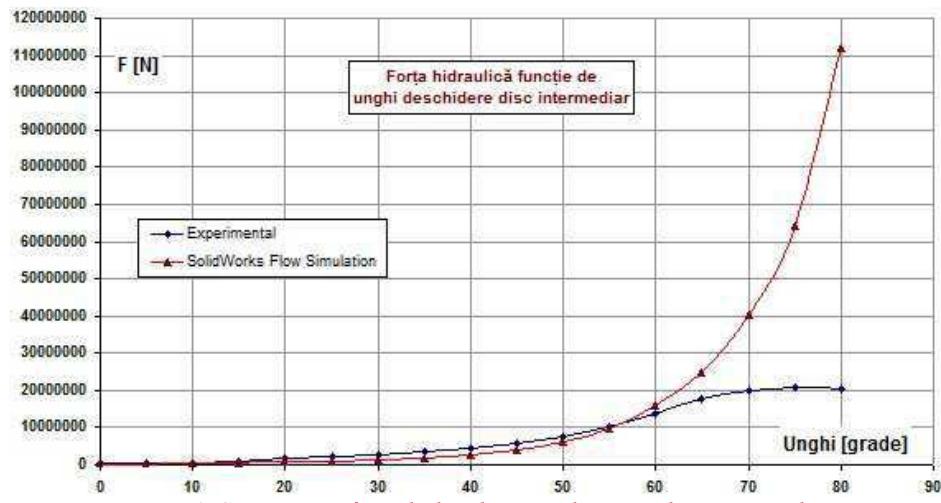


Fig. 5.8 Comparație forță hidraulică rezultantă – disc intermedier

Figura 5.9 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale pentru forța hidraulică rezultantă în situația când vana fluture este echipată cu discul biplan conceput în variantă finală.

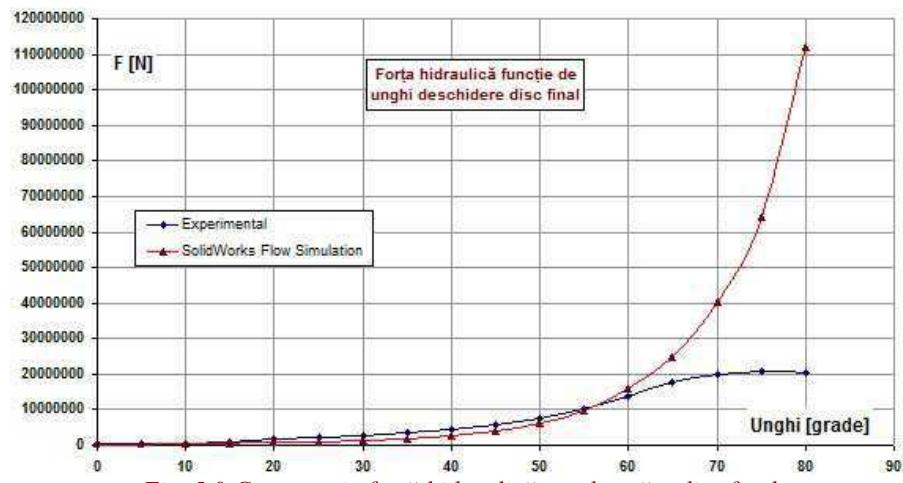


Fig. 5.9 Comparație forță hidraulică rezultantă – disc final

Figura 5.10 prezintă comparația între rezultatele obținute prin simulare numerică și cercetări experimentale referitoare la forța hidraulică rezultantă pentru cele trei soluții constructive ale discului biplane care echipează vana fluture.

Diferențele între rezultatele obținute prin simularea numerică și cercetare experimentală, concretizate în configurațiile curbelor descrise în figurile 5.7 – 5.9, se datorează faptului că începând de la poziția de lucru a discului la  $60^\circ$ , programul nu simulează fenomenul fizic real.

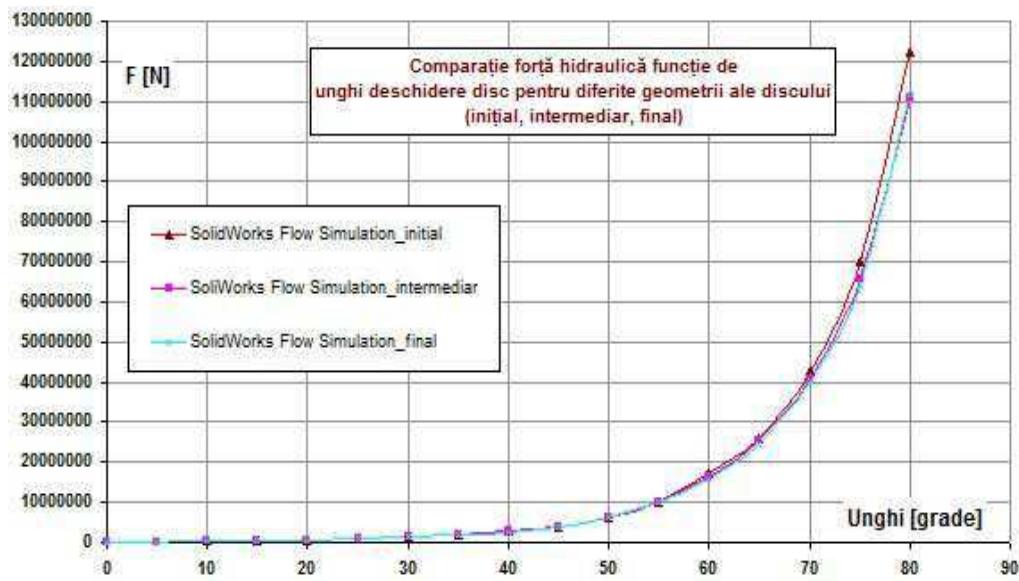


Fig. 5.10 Comparație forță hidraulică rezultantă – soluții constructive disc

### 5.2.5 Calculul momentului hidraulic

Momentul hidraulic care acționează asupra discului vanei la deschiderea și închiderea acestuia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$M_{H1i} = m_i \cdot H_{1i} \cdot D_n^3 \quad (5.19)$$

Momentul hidraulic care acționează asupra discului vanei la închiderea normală a acestuia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$M_{H2i} = m_i \cdot H_{2i} \cdot D_n^3 \quad (5.20)$$

Momentul hidraulic care acționează asupra discului vanei la închiderea de urgență a acestuia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează:

$$M_{H3i} = m_i \cdot H_{3i} \cdot D_n^3 \quad (5.21)$$

**Tabelul 5.7** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul hidraulic care acționează asupra discului pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

Tabel 5.7

Valori moment hidraulic

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	$m_i$	$M_{H1i}$ [daNm]	$M_{H2i}$ [daNm]	$M_{H3i}$ [daNm]
1	0	49,537	217.697	21769.726	23187.585
2	5	75,087	334.836	33471.752	35653.712
3	10	98,947	502.883	50100.219	53394.182

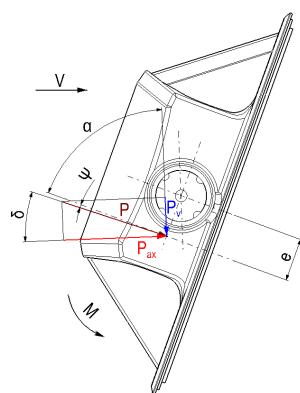
*Tabel 5.7*

*Valori moment hidraulic*

4	15	119,032	623.749	62088.343	66179.261
5	20	130,820	1175.467	114672.766	122605.831
6	25	125,342	1575.821	150847.774	161743.422
7	30	112,838	1893.851	177387.345	190813.472
8	35	103,578	2533.752	228357.644	247009.319
9	40	95,862	3254.829	280258.063	305078.986
10	45	98,723	4524.576	368988.031	404584.371
11	50	97,031	5900.551	451115.313	498690.090
12	55	82,465	7026.717	487565.550	545178.659
13	60	64,606	7997.459	484166.058	549281.899
14	65	50,976	9489.967	476323.955	549773.220
15	70	38,292	10198.889	419697.497	491881.424
16	75	208,856	11110.108	360960.517	429382.940
17	80	16,123	8066.220	217580.263	261317.832
18	85	8	11392.987	130195.533	160732.772
19	90	3	4956.914	49587.109	61374.676

#### **5.2.6 Calculul momentului hidraulic generat de excentricitatea discului**

Pentru a putea elabora calculul momentului generat de excentricitatea discului, este necesară efectuarea prealabilă a calculelor pentru determinarea valorilor pentru unghiurile sub care acționează asupra discului forța hidraulică rezultantă, față de direcția orizontală, față de cea verticală, cât și față de excentricitate. **Figura 5.11** prezintă schematic direcția de acțiune a forței hidraulice.



*Fig. 5.11 Direcția de acțiune a forței hidraulice*

Valorile unghiului după care acționează forța hidraulică față de direcția excentricității se determină folosind următoarea relație:

$$\psi_i = [90^\circ - (\alpha_i + \delta_i)] \cdot \frac{\pi}{180} [\text{rad}] \quad (5.22)$$

Determinarea valorilor după care acționează forța hidraulică pentru unghiul față de direcția orizontală se realizează utilizând relația următoare:

$$\delta_i = \left[ \arctg \left( \frac{K_{yi}}{K_{xi}} \right) \right] \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ] \quad (5.23)$$

Momentul datorat excentricității discului vanei la deschiderea și închiderea acestuia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$M_{e1i} = F_{1i} \cdot e \cdot (\cos \psi_i) \quad (5.24)$$

Momentul datorat excentricității discului vanei la închiderea normală a acestuia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$M_{e2i} = F_{2i} \cdot e \cdot (\cos \psi_i) \quad (5.25)$$

Momentul datorat excentricității discului vanei la închiderea de urgență a acestuia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează:

$$M_{e3i} = F_{3i} \cdot e \cdot (\cos \psi_i) \quad (5.26)$$

**Tabelul 5.8** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul generat de excentricitatea discului. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.8*

*Valori moment generat de excentricitatea discului*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	$M_{e1i}$ [daNm]	$M_{e2i}$ [daNm]	$M_{e3i}$ [daNm]
1	0	19.857	1985.717	2115.047
2	5	22.134	2212.605	2356.841
3	10	32.443	3232.136	3444.641
4	15	58.096	5782.891	6163.918
5	20	138.101	13472.410	14404.432
6	25	189.765	18165.545	19477.632
7	30	234.789	21991.448	23655.941
8	35	327.247	29493.556	31902.515

*Tabel 5.8*

*Valori moment generat de excentricitatea discului*

9	40	423.167	36436.895	39663.912
10	45	575.208	46909.347	51434.700
11	50	777.552	59446.210	65715.428
12	55	1171.152	81263.185	90865.637
13	60	1811.298	109655.945	124403.652
14	65	2788.080	139940.337	161519.169
15	70	3848.119	158355.100	185590.652
16	75	5150.008	167320.575	199037.282
17	80	5985.106	161443.773	193896.892
18	85	18623.240	212820.637	262737.517
19	90	23305.939	233143.875	288565.517

#### **5.2.7 Calculul momentului forței de frecare generată în fusurile discului de acțiunea componentelor care efectuează mișcare în timpul funcționării**

Componentele vanei care se rotesc în timpul funcționării sunt: discul biplan, brațele vanei, servomotoarele și contragreutățile. Pentru a face calculul acestui moment, în prima etapă se impune determinarea valorii pentru greutatea totală a componentelor în mișcare. Această forță se calculează după cum urmează:

$$G = G_d + 2 \cdot G_b + 2 \cdot G_{sm} + 2 \cdot G_{ctg} = 57000 + 2 \cdot 3000 + 2 \cdot 850 + 2 \cdot 7000 = 78700[\text{daN}] \quad (5.27)$$

Momentul de frecare generat în fusurile discului de componente care efectuează mișcare se calculează utilizând relația de mai jos:

$$M_{ffG} = \mu \cdot G \cdot \frac{d_f}{2} = 0.18 \cdot 78700 \cdot \frac{0.8}{2} = 5666.4[\text{daNm}] \quad (5.28)$$

#### **5.2.8 Calculul momentului forței de frecare generată în fusurile discului de forța hidraulică**

Momentul de frecare generat în fusurile discului de forță hidraulică, la deschiderea și închiderea acestuia în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$M_{ffhi} = \mu \cdot F_{hi} \cdot \frac{d_f}{2} \quad (5.29)$$

Momentul de frecare generat în fusurile discului de forță hidraulică la închiderea normală a acestuia în curent maxim, cu nivel maxim de apă se determină folosind următoarea relație:

$$M_{ff2i} = \mu \cdot F_{2i} \cdot \frac{d_f}{2} \quad (5.30)$$

Momentul de frecare generat în fusurile discului de forță hidraulică la închiderea de urgență a acestuia, cu debit maxim de apă se calculează utilizând formula care urmează:

$$M_{ff3i} = M_{ff3i} = \mu \cdot F_{3i} \cdot \frac{d_f}{2} \quad (5.31)$$

**Tabelul 5.9** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul de frecare generat de forță hidraulică. Calculele au fost elaborate 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.9*

*Valori moment de frecare generat de forță hidraulică*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	$M_{ff1i}$ [daNm]	$M_{ff2i}$ [daNm]	$M_{ff3i}$ [daNm]
1	0	23.685	2368.462	2522.720
2	5	24.548	2453.909	2613.874
3	10	32.435	3231.383	3443.838
4	15	52.915	5267.211	5614.260
5	20	124.332	12129.185	12968.282
6	25	171.206	16388.930	17572.693
7	30	212.095	19865.874	21369.486
8	35	296.141	26690.077	28870.054
9	40	383.611	33030.916	35956.284
10	45	526.799	42961.513	47106.018
11	50	717.933	54888.201	60676.729
12	55	1072.837	74441.377	83237.731
13	60	1644.299	99545.838	112933.830
14	65	2522.280	126599.230	146120.861
15	70	3476.432	143059.674	167664.560
16	75	4652.165	151145.962	179796.666
17	80	5398.363	145616.823	174888.439
18	85	16763.862	191572.234	236505.322
19	90	20975.345	209829.487	259708.966

### 5.2.9 Calculul momentului generat de forța de greutate a discului

Momentul generat de greutatea discului se calculează după cum urmează:

$$M_{GD_i} = G_d \cdot e \cdot \cos\left(\alpha_i \cdot \frac{\pi}{180}\right) \quad (5.32)$$

**Tabelul 5.10** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul de generat de forță de greutate a discului. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.10*

*Valori moment generat de forța de greutate a discului*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi, $\alpha_i$ [°]	$M_{GD_i}$ [daNm]
1	0	4560.000
2	5	4542.648
3	10	4490.723
4	15	4404.622
5	20	4284.998
6	25	4132.764
7	30	3949.076
8	35	3735.333
9	40	3493.163
10	45	3224.407
11	50	2931.112
12	55	2615.509
13	60	2280.000
14	65	1927.139
15	70	1559.612
16	75	1180.215
17	80	791.836
18	85	397.430
19	90	$2.792 \cdot 10^{-13}$

Momentele de frecare din etanșările vanei au valori neglijabile, motiv pentru care nu au fost introduse în calculul momentului de închidere al vanei.

### **5.2.10 Calculul momentului generat de forța de greutate a brațelor vanei, a contragreutăților și a servomotoarelor**

Determinarea valorilor pentru momentul total generat de forțele de greutate ale brațelor vanei, a contragreutăților și a servomotoarelor obligă la parcurgerea următoarelor 3 etape de calcul:

Calculul valorilor pentru momentul generat de greutatea brațelor și a servomotoarelor. Aceste valori se determină folosind relația de mai jos:

$$M_{bGi} = \left\{ (R_b \cdot G_b + R \cdot G_{pt}) \cdot \cos \left[ (90 - \alpha_i - \alpha_G) \cdot \frac{\pi}{180} \right] \right\} \cdot n \quad (5.33)$$

Calculul valorilor pentru momentul generat de greutatea contragreutăților. Aceste valori se determină folosind relația de mai jos:

$$M_{ctgi} = R_G \cdot G_{ctg} \cdot \cos \left[ (90 - \alpha_i - \alpha_{CG}) \cdot \frac{\pi}{180} \right] \cdot n \quad (5.34)$$

Momentul total generat de forțele de greutate ale brațelor vanei, a contragreutăților și a servomotoarelor constituie suma celor două momente calculate în primele etape. Astfel:

$$M_{Gi} = M_{bGi} + M_{ctgi} \quad (5.35)$$

**Tabelul 5.11** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru:

- Momentul de generat de forța de greutate a brațelor și servomotoarelor;
- Momentul de generat de forța de greutate a contragreutăților;
- Momentul total generat de forțele de greutate ale brațelor, servomotoarelor și contragreutăților.

Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.11*

*Valori moment generat de forțele de greutate ale brațelor, servomotoarelor și contragreutăților*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	$M_{bGi}$ [daNm]	$M_{ctgi}$ [daNm]	$M_{Gi}$ [daNm]
1	0	5521.189	17500.000	23021.189
2	5	6187.409	20075.175	26262.585
3	10	6806.539	22497.566	29304.106
4	15	7373.867	24748.737	32122.605
5	20	7885.076	26811.556	34696.631
6	25	8336.274	28670.322	37006.595
7	30	8724.028	30310.889	39034.917
8	35	9045.387	31720.773	40766.160

*Tabel 5.11*

*Valori moment generat de forțele de greutate ale brațelor, servomotoarelor și contragreutăților*

9	40	9297.905	32889.242	42187.147
10	45	9479.661	33807.404	43287.065
11	50	9589.271	34468.271	44057.542
12	55	9625.900	34866.814	44492.714
13	60	9589.271	35000.000	44589.271
14	65	9479.661	34866.814	44346.475
15	70	9297.905	34468.271	43766.177
16	75	9045.387	33807.404	42852.791
17	80	8724.028	32889.242	41613.270
18	85	8336.274	31720.773	40057.046
19	90	7885.076	30310.889	38195.965

### **5.2.11 Calculul momentului pentru manevra de închidere a vanei**

Momentul de închidere, indiferent de situația în care se face închiderea discului, cuprinde două componente. Este vorba despre componenta activă,  $M_a$  care are ca efect producerea închiderii, și componenta rezistentă,  $M_r$  generată de forțele de frecare care apar la nivelul ansamblelor și reperelor componente.

Pentru cazul în care închiderea discului de realizează în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale, cu nivel maxim de apă, momentul total care acționează asupra vanei, se determină folosind următoarea relație:

$$M_{tli} = M_{ali} - M_{rli} \quad (5.36)$$

Componenta activă în această situație se calculează astfel:

$$M_{ali} = M_{hli} + M_{eli} + M_{Gi} + M_{GDi} \quad (5.37)$$

Componenta rezistentă în această [124]uație se calculează astfel:

$$M_{rli} = M_{ffli} + M_{ffg} \quad (5.38)$$

**Tabelul 5.12** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul de închidere pentru cazul în care închiderea discului de realizează în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

Tabel 5.12

*Valori moment de închidere când închiderea discului de realizează în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	$M_{ali}$ [daNm]	$M_{rli}$ [daNm]	$M_{tli}$ [daNm]
1	0	27818.743	8768.640	19050.104
2	5	31162.203	8769.503	22392.699
3	10	34330.155	8777.390	25552.765
4	15	37209.072	8797.870	28411.202
5	20	40295.197	8869.287	31425.911
6	25	42904.945	8916.161	33988.785
7	30	45112.633	8957.050	36155.582
8	35	47362.492	9041.096	38321.397
9	40	49358.306	6050.011	40229.739
10	45	51611.256	9271.754	42339.502
11	50	53666.757	9462.888	44203.868
12	55	55306.092	9817.792	45488.300
13	60	56678.028	10389.254	46288.774
14	65	58551.661	11267.235	47284.426
15	70	59372.797	12221.387	47151.410
16	75	60293.122	13397.120	46896.002
17	80	56456.432	14143.318	42313.113
18	85	70470.703	44034.464	26436.240
19	90	66458.818	48245.947	18212.871



Fig. 5.12 Grafic variație  $M_{ali}$  și  $M_{rli}$

Figura 5.12 prezintă curbele după care variază cele două componente ale momentului de închidere în funcție de poziția de lucru a discului, pentru situația în care închiderea discului se realizează în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale sale.

Pentru cazul în care se execută închiderea normală a discului în curent maxim, cu nivel maxim de apă, momentul total care acționează asupra vanei, se determină folosind următoarea relație:

$$M_{t2i} = M_{a2i} - M_{r2i} \quad (5.39)$$

Componenta activă în această situație se calculează astfel:

$$M_{a2i} = M_{h2i} + M_{e2i} + M_{Gi} + M_{GDi} \quad (5.40)$$

Componenta rezistentă în această situație se calculează astfel:

$$M_{r2i} = M_{ff2i} + M_{ffg} \quad (5.41)$$

Tabelul 5.13 cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul de închidere pentru cazul în care se execută închiderea în curent maxim, cu nivel maxim de apă. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

Figura 5.13 prezintă curbele după care variază cele două componente ale momentului de închidere în funcție de poziția de lucru a discului, pentru situația în care se execută închiderea normală în curent maxim, cu nivel maxim de apă.

*Tabel 5.13*

*Valori moment de închidere când închiderea discului de realizează în curent maxim, cu nivel maxim de apă*

Nr. curent (i)	Valoare unghi [°]	M <sub>a2i</sub> [daNm]	M <sub>r2i</sub> [daNm]	M <sub>t2i</sub> [daNm]
1	0	51336.633	11113.417	40223.216
2	5	66489.590	11198.863	55290.727
3	10	87127.184	11976.338	75150.846
4	15	104398.461	14012.166	90386.295
5	20	167126.806	20874.140	146252.666
6	25	210152.678	25133.884	185018.794
7	30	242362.785	28610.828	213751.957
8	35	302352.693	35435.031	266917.662
9	40	362375.268	41775.871	320599.397
10	45	462408.850	51706.468	410702.382
11	50	557550.176	63633.155	493917.020

Tabel 5.13

*Valori moment de închidere când închiderea discului de realizează în curent maxim, cu nivel maxim de apă*

12	55	615936.958	83186.332	532750.627
13	60	640691.274	108290.793	532400.481
14	65	662537.907	135344.185	527193.722
15	70	623378.386	151804.629	471573.757
16	75	572314.097	159890.917	412423.180
17	80	421429.141	154361.778	267067.364
18	85	383470.646	218842.836	164627.810

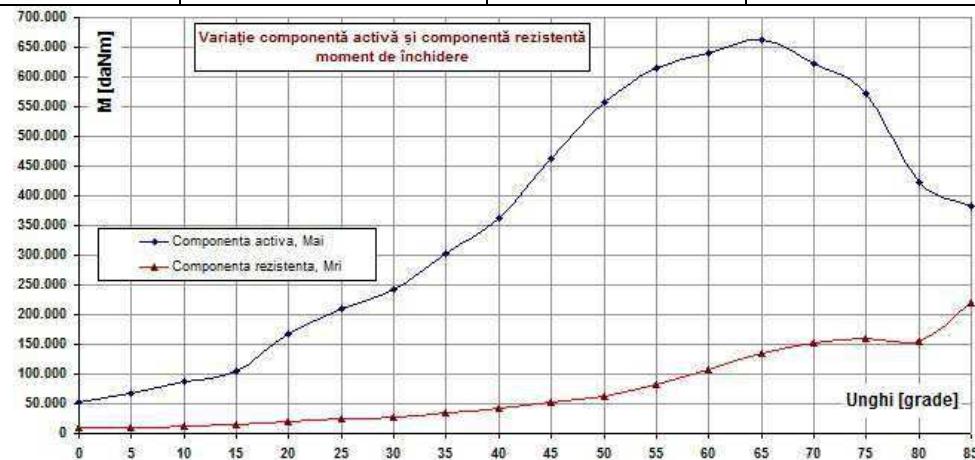


Fig. 5.13 Grafic variație  $M_{a2}$  și  $M_{r2}$

Pentru cazul în care se execută închiderea de urgență a discului, cu debit maxim de apă, momentul total care acționează asupra vanei, se determină folosind următoarea relație:

$$M_{t3i} = M_{a3i} - M_{r3i} \quad (5.42)$$

Componenta activă în această [124]uație se calculează astfel:

$$M_{a3i} = M_{h3i} + M_{e3i} + M_{Gi} + M_{GDi} \quad (5.43)$$

Componenta rezistentă în această [124]uație se calculează astfel:

$$M_{r3i} = M_{ff3i} + M_{ffG} \quad (5.44)$$

**Tabelul 5.14** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul de închidere pentru cazul în care se execută închiderea de urgență a discului, cu debit maxim de apă. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

Tabel 5.14

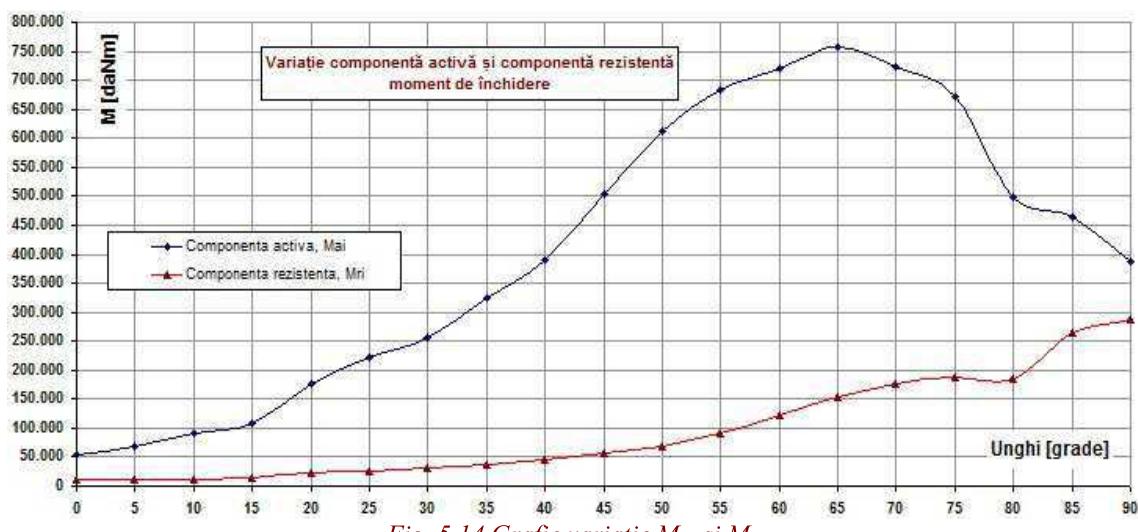
*Valori moment de închidere la închiderea de urgență, cu debit maxim de apă*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	Ma3i [daNm]	Mr3i [daNm]	Mt3i [daNm]
------------------	-------------------	-------------	-------------	-------------

*Tabel 5.14*

*Valori moment de închidere la închiderea de urgență, cu debit maxim de apă*

1	0	52883.821	11267.675	41616.147
2	5	68815.786	11358.829	57456.956
3	10	90633.652	12188.793	78444.859
4	15	108870.406	14359.215	94511.191
5	20	175991.892	21713.237	154278.655
6	25	222360.413	26317.648	196042.766
7	30	257453.406	30114.441	227338.965
8	35	323413.327	37615.009	285798.318
9	40	390423.208	44701.239	345721.969
10	45	502530.543	55850.973	446679.569
11	50	611394.172	69421.684	541972.487
12	55	683152.519	91982.686	591169.833
13	60	720554.822	121678.785	598876.038
14	65	757566.003	154865.816	602700.189
15	70	722797.865	176409.515	546388.349
16	75	672453.228	188541.621	483911.607
17	80	497619.830	183633.394	313986.436
18	85	463924.765	263775.924	200148.842
19	90	388136.158	286979.568	101156.591



*Fig. 5.14 Grafic variație  $M_{a3}$  și  $M_{r3}$*

Figura 5.14 prezintă curbele după care variază cele două componente ale momentului de închidere în funcție de poziția de lucru a discului, pentru situația în care se execută închiderea de urgență, cu debit maxim de apă.

### 5.2.12 Calculul momentului pentru manevra de deschidere a vanei

Calculul acestui moment presupune ca și în cazul momentului de închidere, determinarea valorilor pentru componenta activă, care în această situație este reprezentată de acțiunea hidraulică a servomotoarelor asupra brațelor vanei, respectiv determinarea valorilor pentru componenta rezistentă. Deschiderea vanei se face tot timpul în condiții de presiune egală pe ambele fețe ale discului.

Determinarea valorilor pentru momentul rezistent în această situație se realizează aplicând următoarea relație:

$$M_{rezi} = M_{hli} + M_{eli} + M_{Gi} + M_{GDi} + M_{ffli} + M_{ffG} \quad (5.45)$$

Momentele de frecare din etanșările vanei au valori neglijabile, motiv pentru care nu au fost introduse în calculul momentului de deschidere al vanei.

Tabelul 5.15 cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru momentul rezistent component al momentului total de deschidere. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.15*

*Valori moment rezistent*

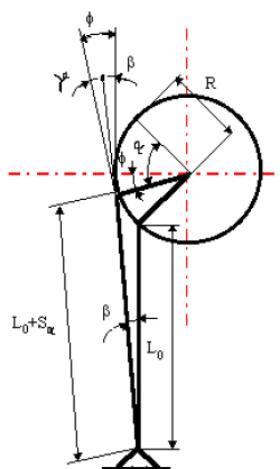
Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	M <sub>rezi</sub> [daNm]
1	0	36587.383
2	5	39931.704
3	10	43107.545
4	15	46006.942
5	20	49164.484
6	25	51821.106
7	30	54069.682
8	35	56403.588
9	40	58486.870
10	45	60883.010
11	50	63129.644
12	55	65123.884

*Tabel 5.15*

*Valori moment rezistent*

13	60	67067.282
14	65	69818.896
15	70	71594.183
16	75	73690.243
17	80	70599.749
18	85	114505.167
19	90	114704.765

Determinarea componentei active se realizează prin parcursarea mai multor etape. Pentru o bună înțelegere a modului în care se realizează acest calcul, în **figura 5.15** este prezentată schematic cinematica deschiderii unei vane fluture.



*Fig. 5.15 Schema cinematică*

Momentul activ, cel produs de servomotoare, se determină folosind următoarea relație:

$$M_{si} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot p_s \cdot \eta \cdot R \cdot n \cdot \cos\left(\gamma_i \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 10^{-2} \quad (5.46)$$

Se observă că singura necunoscută din relație este unghiul  $\gamma_i$ . Conform **figurii 5.5** acesta este unghiul care reprezintă diferența între unghiul format de axa servomotorului și direcția verticală,  $\beta$  și unghiul  $\alpha$  care este de  $90^\circ$ . Având în vedere faptul că unghiul  $\beta$  în prima parte a cursei servomotorului este în cadrul 3 al cercului trigonometric, iar la finalul cursei acesta se găsește în cadrul 1, acest unghi se determină folosind două relații, după cum urmează:

$$\gamma_{1i} = \Phi_0 - \alpha_i + \beta_1 \cdot \frac{180}{\pi} \quad (5.47)$$

$$\gamma_{2i} = \alpha_i - \Phi_0 - \beta_2 \cdot \frac{180}{\pi} \quad (5.48)$$

Noile necunoscute introduse în relațiile 2.51 și 2.52 sunt unghiurile  $\beta_1$  și  $\beta_2$ . Se poate observa că aceste unghiuri sunt unghiurile pe care în timpul deschiderii le determină axa servomotorului cu direcția verticală. Cel două unghiuri,  $\beta_1$  și  $\beta_2$  se calculează cu următoarele relații:

$$\beta_{1i} = \arctg \left\{ \frac{R \cdot \left[ \cos \left( (\Phi_0 - \alpha_i) \cdot \frac{\pi}{180} \right) - \cos \left( \Phi_m \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right]}{L_0 \cdot 10^{-3} + R \left[ \sin \left( \Phi_m \cdot \frac{\pi}{180} \right) + \sin \left( (\Phi_0 - \alpha_i) \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right]} \right\} \quad (5.49)$$

$$\beta_{2i} = \arctg \left\{ \frac{R \cdot \left[ \cos \left( (\Phi_0 - \alpha_i) \cdot \frac{\pi}{180} \right) - \cos \left( \Phi_m \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right]}{L_0 \cdot 10^{-3} + R \left[ \sin \left( \Phi_m \cdot \frac{\pi}{180} \right) - \sin \left( (\Phi_0 - \alpha_i) \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right]} \right\} \quad (5.50)$$

Valoarea unghiului  $\gamma_i$  este de fapt egală cu valorile determinate ale celor două unghiuri  $\gamma_{1i}$  respectiv  $\gamma_{2i}$ , respectând următoarele condiții:

Dacă  $\alpha_i < \Phi_0$ , atunci  $\gamma_i = \gamma_{1i}$  (5.55)

Dacă  $\alpha_i > \Phi_0$ , atunci  $\gamma_i = \gamma_{2i}$  (5.56)

Pentru a exprima unghiul  $\beta_i$  în radiani se folosește următoarea formulă:

$$\beta_i = \beta_{1i} \cdot \frac{180}{\pi} \quad (5.51)$$

**Tabelul 5.16** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru unghiul  $\beta_i$ , unghiul  $\gamma_i$ , respectiv pentru momentul produs de servomotoare. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

Tabel 5.16

*Valori moment servomotoare și unghiuri  $\beta_i$  și  $\gamma_i$*

Nr. curent ( i )	Valoare unghi [°]	$\beta_i$ [rad]	$\gamma_i$ [°]	M <sub>si</sub> [daNm]
1	0	3.924	51.076	115143.667
2	5	2.862	47.138	124665.425
3	10	1.850	43.150	133705.959
4	15	0.894	39.106	142211.309
5	20	0.000	35.000	150123.697

Tabel 5.16

*Valori moment servomotoare și unghiuri  $\beta_i$  și  $\gamma_i$*

6	25	0.823	30.823	157380.814
7	30	1.568	26.568	163914.991
8	35	2.224	22.224	169652.284
9	40	2.782	17.782	174511.447
10	45	3.230	13.230	178402.848
11	50	3.556	8.556	181227.373
12	55	3.747	3.747	182875.422
13	60	3.788	1.444	183209.034
14	65	3.663	6.770	181989.490
15	70	3.357	12.218	179116.252
16	75	2.852	17.776	174517.858
17	80	2.134	23.432	168153.598
18	85	1.187	29.177	160014.501
19	90	0.000	35.000	150123.697

Figura 5.16 prezintă curbele după care variază cele două componente ale momentului de deschidere.

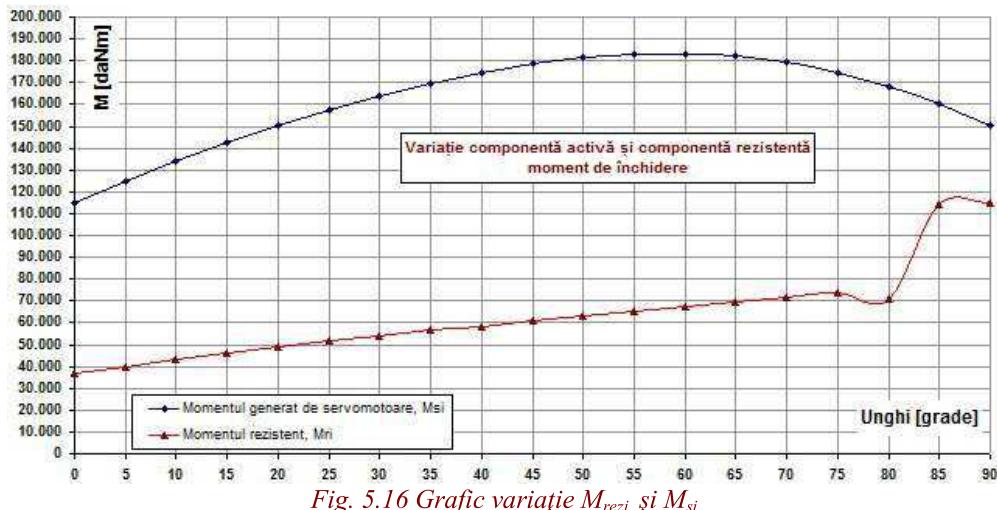


Fig. 5.16 Grafic variație  $M_{rezi}$  și  $M_{si}$

### 5.2.13 Calculul coeficienților de siguranță

Coeficienții de siguranță hidraulică se calculează atât pentru manevra de deschidere a vanei cât și pentru manevra de închidere. Astfel, la deschiderea vanei, coeficientul de siguranță se calculează cu următoarea relație:

$$K_{di} = \frac{M_{rezi}}{M_{si}} \quad (5.52)$$

Valorile coeficientului de siguranță pentru închidere cu presiune egală pe ambele fețe ale discului se determină utilizând următoarea formulă:

$$K_{1i} = \frac{M_{h1i} + M_{e1i} + M_{Gi} + M_{GDi}}{M_{ff1i} + M_{ffG}} \quad (5.53)$$

Valorile coeficientului de siguranță la închidere normală, în curenț și cu nivel maxim de apă se determină cu următoarea relație:

$$K_{2i} = \frac{M_{h2i} + M_{e2i} + M_{Gi} + M_{GDi}}{M_{ff2i} + M_{ffG}} \quad (5.54)$$

Valorile coeficientului de siguranță la închiderea de urgență cu nivel maxim de apă se determină cu următoarea relație:

$$K_{3i} = \frac{M_{h3i} + M_{e3i} + M_{Gi} + M_{GDi}}{M_{ff3i} + M_{ffG}} \quad (5.55)$$

**Tabelul 5.17** cuprinde valorile obținute după efectuarea calculelor pentru coeficienții de siguranță. Calculele au fost elaborate pentru 19 poziții de lucru ale discului biplan al vanei.

*Tabel 5.17*

*Valori coeficienți de siguranță*

Nr. curenț ( i )	Valoare unghi [°]	K <sub>di</sub>	K <sub>1i</sub>	K <sub>2i</sub>	K <sub>3i</sub>
1	0	3.147	3.173	4.619	4.693
2	5	3.122	3.553	5.937	6.058
3	10	3.102	3.911	7.275	7.436
4	15	3.091	4.229	7.451	7.582
5	20	3.053	4.543	8.006	8.105
6	25	3.037	4.812	8.361	8.449
7	30	3.032	5.037	8.471	8.549
8	35	3.008	5.239	8.533	8.598
9	40	2.984	5.407	8.674	8.734
10	45	2.930	5.567	8.943	8.998
11	50	2.871	5.671	8.762	8.807
12	55	2.808	5.633	7.404	7.427
13	60	2.732	5.455	5.916	5.922
14	65	2.607	5.197	4.895	4.892

Tabel 5.17

## *Valori coeficienți de siguranță*

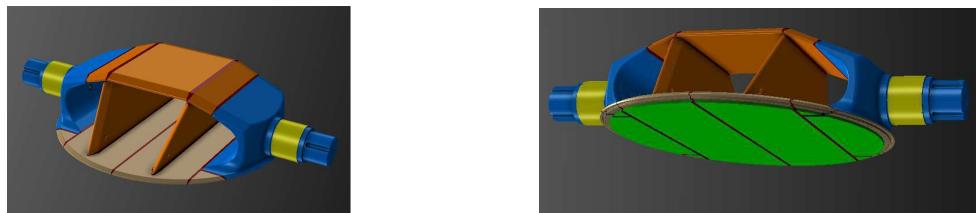
15	70	2.502	4.858	4.106	4.097
16	75	2.368	4.500	3.579	3.567
17	80	2.382	3.992	2.730	2.710
18	85	1.397	1.600	1.752	1.759
19	90	1.309	1.378	1.354	1.352

### **5.3 Calculul de rezistență al fusurilor**

Discul este în construcție sudată format din:

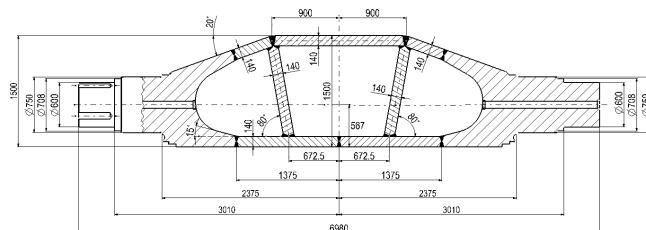
- Fusuri turnate din G20Mn5 QT EN 10293 cu:
    - Limita de curgere  $R_c = 2400 \text{ daN/cm}^2$  (240 MPa);
    - Rezistență la rupere  $R_t = 4500 \text{ daN/cm}^2$  (450 MPa);
    - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 700 \text{ daN/cm}^2$  (70 MPa).
  - Profile laminate din P460+N EN 10028-3 cu:
    - Limita de curgere  $R_c = 3800 \text{ daN/cm}^2$  (380 MPa);
    - Rezistență la rupere  $R_t = 5200 \text{ daN/cm}^2$  (520 MPa);
    - Tensiunea admisibilă  $\sigma_a = 1485 \text{ daN/cm}^2$  (148,5 MPa).

Figura 5.17 prezintă soluția constructivă a discului biplan pentru care este elaborat calculul de rezistență.



*Fig. 5.17 Disc biplan*

Figura 5.18 prezintă dimensiunile principale ale discului biplan pentru care este elaborat calculul de rezistență.



*Fig. 5.18 Dimensioni disc biplan*

Calculul se realizează în contextul în care sunt cunoscute următoarele date de intrare:

- Diametrul fusului fără încărcătura de inox -  $D_f = 75$  cm;
- Diametrul găurii din interiorul fusului -  $D_{gf} = 10$  cm;
- Lungimea lagărului fusului -  $L_{lf} = 40$  cm;
- Lungimea liberă a fusului (cea care nu se sprijină pe lagăr) -  $L_0 = 4,5$  cm;
- Brațul forței -  $L = 17,833$  cm.

Trebuie făcută obligatoriu precizarea că acest braț se calculează după următoarea relație:

$$L = \frac{L_{lf}}{3} + L_0 \quad (5.56)$$

- Forță hidraulică -  $F_2 = 2022000$  daN;
- Momentul de închidere -  $M_2 = 26706736,4$  daNm;
- Momentul maxim la închiderea de urgență -  $M_3 = 75756600$  daNm;
- Forță hidraulică corespunzătoare momentului maxim la închiderea de urgență -  $F_3 = 2029000$  daN.

Figura 5.19 prezintă schematic datele de intrare luate în considerare pentru elaborarea calculului de rezistență pentru fusul discului.

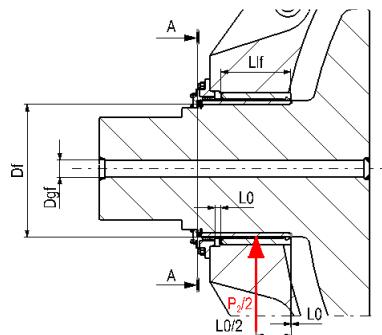


Fig. 5.19 Date de intrare calcul fus

Calculul de rezistență al fusului, în secțiunea A-A se întocmește pentru următoarele două situații:

- Discul se consideră blocat la un unghi  $\sigma = 80^\circ$ , la închidere în curent maxim;
- Închiderea de urgență a vanei.

Pentru prima situație, elaborarea calculului de rezistență se realizează prin parcurgerea mai multor etape, după cum urmează.

Calculul momentului încovoietor se face folosind următoarea relație:

$$M_i = \frac{F_2}{2} \cdot L = \frac{2022000}{2} \cdot 17883 = 1803 \cdot 10^7 [\text{daNm}] \quad (5.57)$$

Modulul de rezistență după direcția verticală se determină utilizând relația care urmează:

$$W_z = \frac{\left[ \pi \cdot \left( D_f^3 \cdot \frac{D_{gf}^4}{D_f} \right) \right]}{32} = \frac{3.1415 \cdot \left( 75^3 \cdot \frac{10^4}{75} \right)}{32} = 0.041404391[m^3] \quad (5.58)$$

Modulul de rezistență polar se calculează după următoarea formulă:

$$W_z = \frac{\left[ \pi \cdot \left( D_f^3 \cdot \frac{D_{gf}^4}{D_f} \right) \right]}{16} = \frac{3.1415 \cdot \left( 75^3 \cdot \frac{10^4}{75} \right)}{16} = 0.082808783[m^3] \quad (5.59)$$

Efortul unitar încovoiector este determinat folosind următoarea relație:

$$\sigma = \frac{M_i}{W_z} = \frac{1803 \cdot 10^7}{41404.391} = 43.549[\text{MPa}] \quad (5.60)$$

Efortul unitar de torsiune se calculează cu următoarea formulă:

$$\tau = \frac{\frac{M_2}{2}}{W_p} = \frac{\frac{26706736,4}{2}}{82808.783} = 16.125[\text{MPa}] \quad (5.61)$$

Tensiunea echivalentă se calculează după următoarea relație:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)} = 51.732[\text{MPa}] \quad (5.62)$$

Tensiunea echivalentă maxim admisibilă, este:

$$\sigma_{ea} = 1.1 \cdot \sigma_a = 77[\text{MPa}] \quad (5.63)$$

Pentru situația unei încideri de urgență, calculul de rezistență pentru fusurile discului se realizează parcurgând etapele enumerate în continuare.

Calculul momentului încovoiector se face folosind următoarea relație:

$$M_{iur} = \frac{P_3}{2} \cdot L = \frac{2029000}{2} \cdot 17883 = 1809 \cdot 10^7[\text{daNcm}] \quad (5.64)$$

Efortul unitar încovoiector este determinat folosind următoarea relație:

$$\sigma_{ur} = \frac{M_{iur}}{W_z} = \frac{1809 \cdot 10^7}{41404.391} = 43.6956[\text{MPa}] \quad (5.65)$$

Efortul unitar de torsiune se calculează cu următoarea formulă:

$$\tau_{ur} = \frac{\frac{M_3}{2}}{W_p} = \frac{\frac{75756600}{2}}{82808.783} = 45.741[\text{MPa}] \quad (5.66)$$

Tensiunea echivalentă se calculează după următoarea relație:

$$\sigma_{\text{eur}} = \sqrt{(\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)} = 90.478 \text{ [MPa]} \quad (5.67)$$

Coeficientul de siguranță se calculează după cum urmează:

$$C_y = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{eur}}} = 2.653 \quad (5.68)$$

#### 5.4 Concluzii

Ținând cont de toate aspectele legate de calculele efectuate pentru vana fluture prototip și discul biplan în varianta constructivă selectată care echipează această vană se pot formula următoarele concluzii:

Calculul hidraulic al vanei fluture prototip constituie un algoritm de calcul care include parametrii hidrodinamici determinați experimental, prin parcurgerea acestuia determinându-se în mod analitic valorile pentru parametrii hidrodinamici și funcționali ai vanei, după cum urmează:

- Calculul vitezei apei care trece prin vană
- Calculul vitezelor medii a apei care trece prin vană
- Calculul căderilor nete de apă pe vană
- Calculul forței hidraulice care acționează asupra discului biplan al vanei
- Calculul momentului hidraulic
- Calculul momentului hidraulic generat de excentricitatea discului
- Calculul momentului forței de frecare generată în fusurile discului de acțiunea componentelor care efectuează mișcare în timpul funcționării
- Calculul momentului forței de frecare generată în fusurile discului de forță hidraulică
- Calculul momentului generat de forța de greutate a discului
- Calculul momentului generat de forța de greutate a brațelor vanei, a contragreutăților și a servomotoarelor
- Calculul momentului pentru manevra de închidere a vanei
- Calculul momentului pentru manevra de deschidere a vanei
- Calculul coeficienților de siguranță
- Calculul analitic de rezistență al fusurilor

Acest capitol cuprinde de asemenea diagrame care prezintă comparația între valorile forțelor hidraulice determinate în mod analitic și experimental.

## **Cap. 6 CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE.**

### **DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR**

#### **6.1 Concluzii generale și contribuții personale**

Obiectivul general al prezentei teze este investigarea teoretică și experimentală a unei vane fluture echipate cu mai multe variante constructive de disc biplan prin parcurgerea unui ciclu complet de proiectare hidrodinamică / proiectare constructiv-funcțională / simulare / execuție / cercetare experimentală și selecția variantei optime din punct de vedere al performanțelor hidrodinamice a discului, destinat a echipa o vană pentru un obiectiv industrial.

Tabelul 6.1 prezintă realizările și contribuțiile obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza:

*Tabel 6.1*

*Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

<b>Obiectiv teză</b>	<b>Realizări obținute în cadrul tezei</b>	<b>Contribuții personale</b>
Realizarea unei sinteze bibliografice care să descrie elementele constitutive ale unei vane, să inventarieze tipurile de vane și să prezinte clasificarea, soluțiile constructive actuale și destinațiile de utilizare a acestora.	Sintetizarea rezultatelor actuale vanelor.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Parcurgerea bibliografică a unui număr de 10 referințe bibliografice (Cap. 1).</li> </ul>
Elaborarea unui studiu bibliografic axat pe vanele fluture care să descrie elementele componente ale acestora, funcții lor în cadrul sistemelor hidroenergetice, clasificarea după mai multe criterii, performanțe energetice, metode de calcul și proiectare și realizări existente pe plan mondial.	Studiul bibliografic axat pe vane fluture.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Parcurgerea bibliografică a unui număr de 114 referințe bibliografice (Cap. 1).</li> </ul>
Concepția unor variante constructive	Concepția de variante	Proiectarea prin programul de

*Tabel 6.1*

*Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

<b>Obiectiv teză</b>	<b>Realizări obținute în cadrul tezei</b>	<b>Contribuții personale</b>
ale discului biplan prototip pentru echiparea unei vane fluture corespunzătoare unui obiectiv industrial cu parametrii de intrare specifice.	constructive ale discului biplan prototip. Desene de execuție pentru 3 variante de disc biplan.	proiectare asistată CATIA a trei variante de geometrii ale discului biplan prototip, destinat echipării unei vane fluture corespunzătoare unui obiectiv industrial cu parametrii de intrare specifice.
Simularea numerică a curgerii pe vana echipată cu variante de discurile biplane pentru determinarea performanțelor hidrodinamice pentru mai multe poziții de lucru ale discului (viteze, presiuni, coeficient de pierdere hidraulică, coeficient de cavitație, forțe) și selecția variantei optime din punct de vedere al performanțelor hidrodinamice.	Simularea numerică a vanei echipată cu trei variante constructive de disc biplan, și selectarea variantei optime a discului din punct de vedere al performanțelor hidrodinamice.	Impunerea domeniului computațional, a condițiilor de frontieră și determinarea distribuției de viteze și presiuni, a coeficienților de pierdere hidraulică, cavitație și forțe pe trei variante de disc biplan, utilizând modulul SolidWorks Flow Simulation. Etapele de calcul pot fi aplicate la simularea curgerii pentru orice altă geometrie de vană.
Analiza prin simulare numerică a tensiunilor și deformațiilor care apar la varianta de disc biplan selectată.	Simularea numerică a vanei echipată cu o variantă constructivă de disc biplan.	Analiza cu element finit utilizând programul ANSYS a vanei prototip echipată cu discul biplan selectat în scopul determinării distribuției de tensiuni și deformații care apar la nivelul discului.
Proiectarea variantei constructive a modelului vanei echipate cu discul	Proiectarea modelului complet al vanei.	Proiectarea prin programul de proiectare asistată CATIA a

*Tabel 6.1*

*Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

<b>Obiectiv teză</b>	<b>Realizări obținute în cadrul tezei</b>	<b>Contribuții personale</b>
biplan, în similitudine cu discul prototip selectat, destinat cercetărilor experimentale.	Desene de execuție pentru subansamble și repere componente ale modelului vanei.	geometriei subansamblelor și reperelor componente ale modelului vanei.
Încadrarea modelului discului biplan în circuitul hidraulic al standului de încercare destinat încercărilor experimentale pe modele de vână fluture.	Proiectarea încadrării modelului vanei în standul de încercări. Desene de execuție pentru tronsoane amonte și aval și încadrarea modelului vanei în stand.	Proiectarea prin programul de proiectare asistată CATIA a tronsoanelor amonte și aval prevăzute cu prize de presiune pentru măsurarea presiunilor și a încadrării modelului în stand.
Execuție modelului vanei echipată cu discul biplan selectat și a tronsoanelor amonte aval de conexiune cu circuitul hidraulic al standului.	Prototipul fizic al modelului vanei.	Execuție componente model vână prin procedee clasice. Prototipul va putea fi utilizat și în viitor la cercetări experimentale pe alte variante de geometrii ale discului biplan.
Cercetări pe modelului discului biplan pentru determinarea experimentală a performanțelor hidrodinamice (viteze, presiuni, coeficient de pierdere hidraulică, coeficient de cavitație, coeficient de debit, coeficienții forțelor, coeficientul de moment și vibrații).	Cercetări experimentale realizate pe modelul vanei fluture echipate cu disc biplan în standul S.C. Hydro-Engineering S.A. Reșița. Participare la măsurători.	Rezultate experimentale obținute pe modelul vanei, cu aplicare imediată la proiectarea vanei destinate obiectivului industrial.
Calculul analitic al vanei prototip echipată cu discul biplan selectat și	Aplicarea rezultatelor teoretice și experimentale	Conceperea unui algoritm de

*Tabel 6.1*

*Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

<b>Obiectiv teză</b>	<b>Realizări obținute în cadrul tezei</b>	<b>Contribuții personale</b>
cercetat experimental.	obținute în vederea proiectării finale a vanei prototip industriale.	calcul bazat exclusiv pe rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale și destinat proiectării unei vane care urmează să echipizeze un obiectiv industrial.

## 6.2 Direcții viitoare de cercetare

Direcțiile viitoare de cercetare vizate de către autor sunt următoarele:

- proiectarea altor variante constructive de discuri biplane;
- extinderea calculelor efectuate prin simulare numerică și la alte componente ale vanei fluture în vederea creșterii performanțelor acestora din perspectiva parametrilor funcționali și de rezistență;
- proiectarea unor variante constructive optimizate ale modelului vanei destinat încercărilor experimentale pentru achiziționarea datelor într-o manieră mai facilă;
- execuția modelului vanei din materiale mai ieftine cu ajutorul imprimantelor 3D;
- dezvoltarea proiectării tehnologice aferentă execuției variantelor de discuri biplane.

## 6.3 Diseminarea rezultatelor

Pe parcursul perioadei de doctorat am participat la o serie de conferințe naționale în domeniul ingineriei mecanice. În urma participării la aceste activități științifice în cadrul căroră am expus activitatea și rezultatele studiilor doctorale, au rezultat un număr de 13 lucrări publicate în proceedings-uri sau în reviste, dintre care 2 cotate ISI, după cum urmează:

1. **Periș-Bendu F.**, Nedelcu D., Câmpian V., *Considerații privind soluții moderne în proiectarea vanelor fluture cu disc biplane*, Știință și inginerie, Lucrările celei de a XIII-a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 24/2013, pag. 429÷436, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2013.

2. **Periș-Bendu F.**, Bostan A., Nedelcu D., Câmpian V., *Considerations Regarding the Stresses and the Deformations of the Butterfly Valve Body*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2013 (indexată BDI).
3. **Periș-Bendu F.**, Nedelcu D., Câmpian V., *Considerații privind optimizarea formei discului la o vană fluture pentru reducerea coeficientului de rezistență hidraulică*, Știință și inginerie, Lucrările celei de a XIV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 25/2014, pag. 409÷416, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
4. **Periș-Bendu F.**, Bostan A., Nedelcu D., *Considerații privind concepția modelului de vană fluture destinat efectuării cercetărilor experimentale*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 361÷370, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
5. **Periș-Bendu F.**, Bostan A., Nedelcu D., *Considerații privind cercetările experimentale realizate pe un model de vană fluture*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 351÷360, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
6. Bostan A., Bușea C., **Periș-Bendu F.**, Hoța I., *Considerații teoretice privind calculul de rezistență al deformațiilor camerelor rotoarelor turbinelor axiale orizontale (Bulb)*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 371÷380, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
7. Bostan A., Bușea C., **Periș-Bendu F.**, Hoța I., *Analiza efectului rotirii în jurul unei axe a paletelor rotorice ale turbinelor rapide de tip Francis în vederea măririi performanțelor energo-cavitaționale ale acestora*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Vol. 27/2015, pag. 327÷336, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
8. Bostan A., Nedelcu D., **Periș-Bendu F.**, *Calculation of universal characteristics for Pelton runner models using the HydroHillChart - Pelton module software*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
9. Bostan A., Nedelcu D., **Periș-Bendu F.**, *Calculation of universal characteristics for Francis runner models using the HydroHillChart - Francis module software*, ANALELE

UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).

10. Nedelcu D., Bostan A., **Periș-Bendu F.**, *HydroHillChart – Francis module. Software for calculating universal characteristic of Francis hydraulic turbines*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
11. Nedelcu D., Bostan A., **Periș-Bendu F.**, *HydroHillChart – Pelton module. Software for calculating universal characteristic of Pelton hydraulic turbines.*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, ANUL XXI, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2015 (indexată BDI).
12. Nedelcu D., Cojocaru V., Bostan A., **Periș-Bendu F.**, Avasiloaie R., *Considerations regarding the use of polymers for the rapid prototyping of the hydraulic turbine runners designed for experimental research on the model*, REVISTA DE MATERIALE PLASTICE, NR. 2, București, 2015 (cotată ISI).
13. Nedelcu D., Cojocaru V., Nedeloni M., **Periș-Bendu F.**, Bostan A., *Failure analysis of a Ti-6Al-4V ultrasonic horn used in cavitation erosion tests*, MECHANIKA, Volume 21(1): 8-11, ISSN 1392-1207, 2015 (cotată ISI).

## BIBLIOGRAFIE

- [1] Anton, I., *Cavitația, vol II*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1985.
- [2] Afanasiev, K.E., Grigorieva, I.V., *Numerical investigation of three-dimensional bubble dynamics*, Journal of Engineering Mathematics 55, pag. 65–80, 2006.
- [3] Amago, T., *Sizing optimization using response surface method in FOA. R&D Rev.* Toyota CRDL, 37(1), pag. 31–36, 2002.
- [4] American Water Works Association (AWWA), *Butterfly valves: Torque, head loss and cavitation analysis*, Technical Report M49, American Water Works Association, 2001.
- [5] Anton I., *Cavitația, vol. I*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1984.
- [6] Barton, R.R., *Simulation metamodels*, In Proceedings of the 1998 Winter Simulation Conference (WSC'98), pag. 167–174, 1998.
- [7] Băran, G., Bunea, F. D., Oprina, G. I., *On cavitation an cavitation damage at butterfly valves*, 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems Timișoara, Romania, October 24 - 26, 2007.
- [8] Băran, G., *Caviație și eroziune cavitatională*, Editura Tehnică București, 2001.
- [9] Biao, K., Mingwei, J., Jianning, D., Tongshu, H., H., Guangxian, Y., *Mathematical modeling of the interference of seal pair in triple-offset butterfly valve*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, IMechE 2012.
- [10] Bibliografie HYDRO-ENGINEERING, *Laboratorul de cercetări pe turbine hidraulice al S.C.HYDRO-ENGINEERING REȘIȚA, Descrierea Standului de Garanție Pentru Încercări Modele de Turbine Hidraulice*, Reșița, 2015.
- [11] Blake, J.R., Tomita, Y., Tong, R.P., *The Art, Craft and Science of Modelling Jet Impact in a Collapsing Cavitation Bubble*, Applied Scientific Research 58, pag. 77–90, 1998.
- [12] Brebenariu, R., Smoczer, I., Takacs, R., *Instalații de vane de secțiune circulară proiectate la ICPEH-Reșița*, Construcția de mașini, Nr. 7, București, 1975.
- [13] Brennen, C.E., *Cavitation and bubble dynamics*, Oxford University Press, 1995.
- [14] Caillé, V., Laumonier, J., *Effect of periodic aerodynamic pulsation on flow over a confined butterfly valve*, Expl Fluids, 25(4), pag. 362–368, 1998.
- [15] Cămpian, V., *Turbe hidraulice de mică putere și microturbine. Pincipii de funcționare. Soluții constructive*, Editura "Eftimie Murgu", Reșița, 2003.
- [16] Chaiworapuek, W., Champagne, J-Y., El Hajem, M., Kittichaikan, C., *An Investigation of the Water Flow Past the Butterfly Valve*, AIP Conference Proceeding 1225, 562, 2010.
- [17] Chaiworapuek, W., *The engineering investigation of the water flow past the butterfly valve*, ERASMUS MUNDUS MASTER OF MECHANICAL ENGINEERING, June, 2007.
- [18] Ciobanu, B., *Turbomașini hidraulice Partea I – Turbogeneratoare*, pag. 6, Iași, 2008.
- [19] Craven, P., Wahba, G., *Soothing noisy data with spline functions: estimating the correct degree of smoothing by the method of generalized cross-validation*. Numer. Math., 31, pag. 377–403, 1978.
- [20] Danbon, F., Solliec, C., *Aerodynamic Torque of a Butterfly Valve - Influence of an Elbow on the Time-Mean and Instantaneous Aerodynamic Torque*, Journal of Fluids Engineering, 122(2), pag. 337-344, 2000.

- [21] Davis, C.V., Sorensen, K.E., *Hand book of applied hydraulics*, McGraw-Hill Book Company, Third edition, 1969.
- [22] Dawy, A., Sharara, A. Hassan, A., *A numerical investigation of the incompressible flow through a butterfly valve using CFD*, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, ISSN 2250-2459, Volume 3, Issue 11, November 2013.
- [23] De Lucca, Y., Alcantara de Aquino, G., Dalfré Filho, J.G., *Experimental apparatus to test air trap valves*, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12, 012101, 2010.
- [24] Ellis, J., Mualla,W., *Dynamic behaviour of safety butterfly valves*, Water Power and Dam Construction, 121, pag. 26–31, 1984.
- [25] Eom, K., *Performance of Butterfly Valves as a Flow*, Journal of Fluids Engineering, 110 (1), pag. 16-19, 1988.
- [26] Florescu, I., *Mașini hidraulice note de curs pentru uzul studenților*, pag. 88, Editura ALMA MATER, Bacău, 2007.
- [27] Florescu, I., *Mașini hidraulice note de curs pentru uzul studenților*, pag. 76-78, Editura ALMA MATER, Bacău, 2007.
- [28] Gaden, D., *A contribution to the study of butterfly valves. part 1*, Water Power, 55, pag. 456–474, 1951.
- [29] Glenn, A.H., Decker, G.Z., *Using computational fluid dynamics to predict the onset of cavitation (xFz)*, Valve World Conference, Maastricht, the Netherlands, 2008.
- [30] Hashemi, A.F., Khosrojerdi, A., Sedghi, H., *Pressure fluctuations and cavitation index in the slot of lift bottom outlet gate, by using a physical model and introduction of normal standard distribution formula*, Indian Journal of Science and Technology, Vol.5, No.5, ISSN: 0974- 6846, 2686-2691, May 2012.
- [31] Henderson, A. D., Sargison, J. E., Walker G. J., Haynes, J., *A Numerical Prediction of the Hydrodynamic Torque acting on a Safety Butterfly Valve in a Hydro-Electric Power Scheme*, WSEAS TRANSACTIONS on FLUID MECHANICS, ISSN: 1790-5087, 2007, Issue 3, Volume 3, pag. 218-223, July 2008.
- [32] Henderson, A. D., Sargison, J. E., Walker G. J., Haynes, J., *A Numerical Study of the Flow through a Safety Butterfly Valve in a Hydro-Electric Power Scheme*, 16th Australasian Fluid Mechanics Conference Crown Plaza, Gold Coast, Australia, 2-7 December 2007.
- [33] Himr, D., Habán, V., *Simulation of low pressure water hammer*, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12, 012087, 2010.
- [34] Huang, B., Wang, G.Y., *Experimental and numerical investigation of unsteady cavitating flows through a 2D hydrofoil*. Sci China Tech Sci, 54, pag. 1801f-1812, DOI: 10.1007/s11431-011-4369-1, 2011.
- [35] Huang, C., Kim, R. H., *Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows*, Journal of Fluids Engineering, 118(3), pag. 562-568, 1996.
- [36] Jeong, S., Murayama, M., Yamamoto, K., *Efficient optimization design method using Kriging method*, In the 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, AIAA paper 2004-118, 2004.
- [37] Jeyaprakash, K., Mohamed Ariffuddeen, M., Selvakumar, J., Karthik, V., *Prediction of Flow Coefficient and Hydrodynamic Torque Coefficient in Butterfly Valve*, Middle-East Journal of Scientific Research 22 (7), ISSN 1990-9233, pag. 1077-1081, 2014.
- [38] Jianu, S., Iavornic, C., Bușea, C., Tudora, O., *Evaluarea Funcționării unei vane fluture prin simulări numerice*, Lucrarile celei de a patra Conferințe Naționale cu participare internațională “Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeș, 2008.

- [39] Karayan, A.I., Hersuni, A., Adisty, D., Yatim, A., *Failure analysis of seawater inlet pipe*, J Fail. Anal. and Preven., 11, pag. 481–486 DOI 10.1007/s11668-011-9484-6, 2011.
- [40] Kim, C.K., Yoon, J.Y., Shin, M.S., *Experimental study for flow characteristics and performance evaluation of butterfly valves*, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12, 012098, 2010.
- [41] Kim, J.O., Yang, S-M., Baek, S-H., Kang, S., *Structural design strategy of double-eccentric butterfly valve using topology optimization techniques*, World Academy of Science, Engineering and Technology 66, pag. 469-474, 2012.
- [42] Kimura, T., Tanaka, T., Fujimoto, K., Ogawa, K., *Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve - Prediction of pressure loss characteristics*, ISA Transactions, 34(4), pag. 319-326, 1995.
- [43] Koivula, T., *On cavitation in fluid power*, Proc. of 1st FPNI-PhD Symp., pp. 371-382, Hamburg, 2000.
- [44] Lauterborn, W., Ohl, C-D., *The Peculiar Dynamics of Cavitation Bubbles*, Applied Scientific Research 58, pag. 63–76, 1998.
- [45] Leașu, M., *Cercetări privind fiabilitatea robinetelor din circuitele de transport a produselor petroliere*, UNIVERSITATEA “TRANSILVANIA” DIN BRAŞOV, 2011.
- [46] Leutwyler, Z. and Dalton, C., *A computational study of torque and forces due to compressible flow on a butterfly valve disk in mid-stroke position*, ASME Journal of Fluids Engineering, 128, pag. 1074–1088, 2006.
- [47] Leutwyler, Z., Dalton, C., *A CFD Study of the Flow Field, Resultant Force and Aerodynamic Torque on a Symmetric Disk Butterfly Valve in a Compressible Fluid*, Journal of Pressure Vessel Technology, 130(2): 021302- (1-10), 2008.
- [48] Leutwyler, Z., Dalton, C., *A CFD Study of the Flow Field, Resultant Force, and Aerodynamic Torque on a Symmetric Disk Butterfly Valve in a Compressible Fluid*, Journal of Pressure Vessel Technology, 130(2), 2008.
- [49] Leutwyler, Z., Dalton, C., *A CFD Study to Analyze the Aerodynamic Torque, Lift, and Drag Forces for a Butterfly Valve in the Mid-Stroke Position*, ASME Heat Transfer-Fluids Engineering Summer Conference, pag. 1-9, North Carolina, USA, 2004.
- [50] Leutwyler, Z., Dalton, C., *A Computational Study of Torque and Forces Due to Compressible Flow on a Butterfly Valve Disk in Mid-stroke Position*, Journal of Fluids Engineering, 128(5), pag. 1074-1082, 2006.
- [51] Lin, F., Schohl, G. A., *CFD prediction and validation of butterfly valve hydrodynamic forces*, In Conference Proceedings of World Water and Environmental Resources Congress, Salt Lake City, USA, 27 June – 1 July 2004.
- [52] Liu, Y.H., Ji, X.W. *Simulation of cavitation in rotary valve of hydraulic power steering gear*. Sci China Ser E-Tech Sci, 52(11), pag. 3142-3148, 2009.
- [53] Liu, Z. P., Zhang D., Zhang, H. W., WU, Y.H., *Hydraulic characteristics of converse curvature section and aerator in high-head and large discharge spillway tunnel*. Sci China Tech Sci, 54 (Suppl. 1), 2011.
- [54] MacLellan, D. A., Caruthers, J. H., *Hydraulic characteristics and limitations of butterfly valves for flow control*, in Glenfield Gazette. Valve Symposium— ‘Fluid Control in Industry’, London, May 1–3, 2001, 9pp.
- [55] Mănescu, T. St., Praisach, Z. I., Pomoja, F., Afronie, E. M., Stroia, M. D., *Stresses and Displacement FEM Analysis on Biplane Disks of the Butterfly Valves*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences - Finite Elements - Finite Volumes - Boundary Elements, ISBN: 978-960-474-298-1.
- [56] Milner Hydroelectric Project – *Power Plant Free Discharge Valves Idaho Power Company*, Universitaet der Bundeswehr Muenchen, 1990.

- [57] Morris M. J., Dutton J. C., *Compressible Flowfield Characteristics of Butterfly Valves*, ASME J. Fluids Eng., 111, pag.400-407, 1989.
- [58] Morris, M. J., Dutton, J. C., *The Performance of Two Butterfly Valves Mounted in Series*, Journal of Fluids Engineering, 113(3), pag. 419-423, 1991.
- [59] Morris, M. J., Dutton, J. C., *An Experimental Investigation of Butterfly Valve Performance Downstream of an Elbow*, Journal of Fluids Engineering, 113(1), pag. 81-85, 1991.
- [60] Ogawa, K., Kimura, T., *Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve - Prediction of torque characteristics*, ISA Transactions, 34(4), pag. 327-333, 1995.
- [61] Oprina, G, Băran, G., Panaiteescu, V. N., *Global gas-dynamic strength factors of porous diffusers and the study of gas bubbles formation*, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 70, No. 2, 2008.
- [62] Park, J. Y., Chung, M. K. *Study on hydrodynamic torque of a butterfly valve*. J. Fluids Eng., 128(1), 2006.
- [63] Periș-Bendu, F., Bostan, A., Nedelcu, D., Câmpian, V., *Considerations Regarding the Stresses and the Deformations of the Butterfly Valve Body*, ANALELE UNIVERSITĂȚII "EFTIMIE MURGU", ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 - 7397, Reșița, 2013.
- [64] Periș-Bendu, F., Bostan, A., Nedelcu, D., *Considerații privind cercetările experimentale realizate pe un model de vană fluture*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională "Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești", Vol. 27/2015, pag. 351÷360, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
- [65] Periș-Bendu, F., Bostan, A., Nedelcu, D., *Considerații privind concepția modelului de vană fluture destinat efectuării cercetărilor experimentale*, Lucrările celei de a XV a Conferințe Naționale cu participare internațională "Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești", Vol. 27/2015, pag. 361÷370, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
- [66] Periș-Bendu, F., Nedelcu, D., Câmpian, V., *Considerații privind optimizarea formei discului la o vană fluture pentru reducerea coeficientului de rezistență hidraulică*, Știință și inginerie, Lucrările celei de a XIV a Conferințe Naționale cu participare internațională "Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești", Vol. 25/2014, pag. 409÷416, ISSN 2067 - 7138, Sebeș, 2015.
- [67] Periș-Bendu, F., Nedelcu, D., Câmpian, V., *Considerații privind soluții moderne în proiectarea vanelor fluture cu disc biplane*, Știință și inginerie-Lucrările celei de a XXIV a Conferințe Naționale cu participare internațională "Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești", Sebeș, 2013.
- [68] Pop, M., Birou, F., *Vane de performanță proiectate la HYDRO-ENGINEERING*, Conferința națională Think Hydro noiembrie 2-4, pag.99-101, Reșița, 2011.
- [69] Praisach, Z., Periș-Bendu, F, Mănescu, T.jr., *Tensiuni și deformații în ansamblul disc-corp vană la vana fluture DN2800 PN19*, Știință și inginerie-Lucrările celei de a cincia Conferințe Naționale cu participare internațională "Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești", Sebeș, 2009.
- [70] Prema, B., Bahojani, S., Gopalakrishnan, N., *Design Optimization of Butterfly Valve Using CFD*, Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, IIT Madras, Chennai, India, 2010.
- [71] Safta, C.A., Cazacu, M.D., Băran, G. *Stand pentru determinarea coeficienților de debit și de cavitație la robinete cu diametre maxime de 600 mm*, Lucrările celei de a patra Conferințe Naționale cu participare internațională "Profesorul Dorin Pavel-Fondatorul hidroenergeticii românești", Sebeș, iunie 2008.
- [72] Sandalci, M., Mancuhan, E., Alpman, E., Kucukada, K., *Effect of the flow conditions and valve size on butterfly valve performance*, Journal of Thermal Science and Technology, ISSN 1300-3615 pag. 103-112, 2010.

- [73] Sarpkaya, T., *Torque and Cavitation Characteristics of Butterfly Valves*, Journal of Applied Mechanics, 28(4), pag. 511-518, 1961.
- [74] Schlichting, H., *Boundary-Layer Theory*, McGraw-Hill, 6th edition, 1968.
- [75] Shervani-Tabar, M.T., Mobadersany, N., Mahmoudi, S.M.S., Rezaee-Barmi, A., *Velocity field and pressure distribution around a collapsing cavitation bubble during necking and splitting*, J. Eng Math, 71, pag. 349–366, 2011.
- [76] Silvester, R.S., *Torque induced by a butterfly valve carrying a compressible flow*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Volume 196, pag. 229-237, 1982.
- [77] Smoczer, I., *Probleme de calcul și construcție ale vanelor pentru conducte forțate*, Construcția de mașini, Număr jubiliar, București, 1971.
- [78] Solliec, C., Danbon, F., *Aerodynamic Torque Acting on a Butterfly Valve, Comparison and Choice of a Torque Coefficient*, Journal of Fluids Engineering, 121(4), pag. 914-917, 1999.
- [79] Solliec, C., Danbon, F., *Aerodynamic torque acting on a butterfly valve. Comparison and choice of a torque coefficient*, Journal of Fluids Engineering, 121, pag. 914–917, 1999.
- [80] Song , X. G., Wang, L, Park, Y.C., *Analysis and optimization of a butterfly valve disc*, Proc. IMechE Vol. 223 Part E: J. Process Mechanical Engineering, IMechE 2009.
- [81] Song, X.G. and Y.C. Park, *Numerical Analysis of Butterfly Valve-Prediction of Flow Coefficient and Hydrodynamic Torque Coefficient*, Proceedings of the World Congress V on Engineering and Computer Science, pag. 759-763, San Francisco, USA, 2007.
- [82] Song, X.G., Park, Y.C., *Fluid and Structural Analysis of a Large Diameter Butterfly Valve*, *Journal of Advanced Manufacturing System*, World Scientific Publishing Company, pag. 81-88, 2009.
- [83] Toader, S., Pop, F., Alixandrescu, C., *Technical solutions for recovery of energy lost on drinking water pipes*, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Volum 2, pag. 941-947, Timisoara, Romania, September 20-24, 2010.
- [84] Tomarov, G.V., Shipkov, A.A., Koreshkova, N. S., *Calculated and experimental substantiation of operating conditions under which adequate erosion resistance of valves used in power units at nuclear power stations is ensured*, Thermal Engineering, Vol. 57, No. 5, pag. 382–390, 2010.
- [85] Tullis, J.P., *Hydraulics of Pipelines: Pumps, Valves, Cavitation, Transients*, John Wiley & Sons, Inc.,1989.
- [86] Turton, R.K., *Principles of Turbomachinery*, Published by Chapman & Hall, London, 1995.
- [87] Wang, L., Song, X. G., Park, Y.C., *Dynamic analysis of three-dimensional flow in the opening process of a single-disc butterfly valve*, Proc. IMechE Vol. 224 Part C: J. Mechanical Engineering Science, pag. 329-336, IMechE 2009.
- [88] Wang, L., Song,, X., Park, Y., *The improvement of large butterfly valve by using numerical analysis method*, Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on FLUID MECHANICS (FLUIDS'09), ISSN: 1790-5095, ISBN: 978-960-474-40-6, pag. 75-79.
- [89] Wojtkowiak, J., Oleskowicz-Popiel, C., *Investigations of butterfly control valve flow characteristics*, Foundations of civil and environmental engineering, no. 7, House of Poznan University of Technology, ISSN 1642-9303, pag. 381-395, Poznan , 2006.
- [90] Woods, W. A., Goh, G. K., *Compressible Flow through a Butterfly Throttle Valve in a Pipe*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Volume, pag. 237-244, 1979.
- [91] Xue G. S., P., Young C. P., *Numerical analysis of butterfly valve-prediction of flow coefficient and hydrodynamic torque*, Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2007 WCECS 2007, ISBN:978-988-98671-6-4, October 24-26, San Francisco, USA, 2007.

- [92] Yi., S.I., Shin, M.K., Yoon, J.Y., Park, G.J., *Optimization of the eccentric check butterfly valve considering the flow characteristics and structural safety*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 222, pag. 63-73, 2008.
- [93] Ying, C.F., Bai L.X., Li C., Deng J.J., *Cavitation field from a horn—A new model*, SCIENCE CHINA Physics, Mechanics & Astronomy, Vol.54 No.1, pag. 74–78, 2011.
- [94] Zhu, B., Wang, H., *Numerical prediction of impact force in cavitating flows*, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12, 012082, 2010.
- [95] \*\*\*, ANSYS Europe Ltd, *ANSYS CFX V11 solver modeling guide*, 2007.
- [96] \*\*\*, Application of butterfly valves for free discharge, minimum pressure drop and for choking cavitation.
- [97] \*\*\*, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII/Division 2/Appendix 4.
- [98] \*\*\*, *Catalogue Butterfly Valves*, Henry Pratt Company, subsidiary of Mueller Water Products, Inc., 2015.
- [99] \*\*\*, *Catalogue Butterfly Valves*, VAG Armaturen GmbH, Mannheim, Germany, 2014;
- [100] \*\*\*, *Catalogue Erhard Butterfly Valves*, Erhard GmbH & Co. KG, Heidenheim, Germany, 2009.
- [101] \*\*\*, *Catalogue Mueller Lineseal Series Butterfly Valves*, Mueller Canada Inc., Ontario, Canada, 1996.
- [102] \*\*\*, *Catalogue Orbinox Model MB*, Orbinox S.A. Pol. Ind., Anoeta, Canada, 2010.
- [103] \*\*\*, Catalogue ZZ controls Valve – Automation, *Hammer turbine inlet valve*, 2015.
- [104] \*\*\*, *Centrale hidroelectrice*.
- [105] \*\*\*, Department of Energy Fundamentals Handbook, *MECHANICAL SCIENCE Module 4 Valves*, DOE-HDBK-1018/2-93.
- [106] \*\*\*, *Design of a Pump Test Facility for Simulating Common Failures and Testing CM Techniques* – Appendix F - Valves,fittings & pipework.
- [107] \*\*\*, *Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică locală*, Considerații teoretice.
- [108] \*\*\*, Determinarea coeficienților de cavitatie incipientă la un robinet fluture.
- [109] \*\*\*, DIN 17182:1992, *Cast steel for welded constructions*, 1992.
- [110] \*\*\*, Dr.Hesham Hegazi., *Valve clasification*, American University in Cairo, Cairo, Egypt.
- [111] \*\*\*, EN 10028:2009, *Flat products made of steel for pressure purposes*, 2009.
- [112] \*\*\*, *Catalogue Fisher 8560 Eccentric Disc Butterfly Control Valve*, Emerson Process Management, Marshalltown, Iowa, USA, 2013.
- [113] \*\*\*, *General Catalogue Valves and Actuator Selection Guide*, Tomoe Valve Co. Ltd.,Osaka, Japan, 2014.
- [114] \*\*\*, HAP – Best Practice Catalog – Shut-Off Valves, USA, 01.2012.
- [115] \*\*\*, *Hydraulic gate and penstock association*, Toranamon Jitsugyokaikan, Tokyo, Japan.
- [116] \*\*\*, Mellinda installateur, *Robinete și criterii de alegere*, Anul IV. numărul 2. - iulie 2008 - Tehnic.
- [117] \*\*\*, *Planul Național de Acțiune în Domeniul Energiei din Surse Regenerabile (PNAER)*, București, 2010.
- [118] \*\*\*, *Singer Valve, Anti-Cavitation Trim*.
- [119] \*\*\*, SR EN 10025-2:2004, *Produse laminate la cald din oțeluri de construcție nealiate*. Condiții tehnice de livrare,2004.

[120] \*\*\*, Stematiu, D., *Amenajări hidroenergetice*, pg. 3-12, Editura CONPRESS, București, 2008.

[121] \*\*\*, *The klep -tomanacs hand book*

[122] \*\*\*, *Vane fluture dublu excentrice*, AVK International A/S.

[123] \*\*\*, *Vane flutre dublu excentrice*, AVK International, Versiunea nr. 37 - 12/5/2012.

[124] \*\*\*, [www.hye.ro](http://www.hye.ro).