

CONTRIBUȚII LA STUDIUL INFLUENȚEI UNOR SUBSTANȚE CHIMICE ASUPRA ÎMBUNĂȚĂȚIRII CURGERII LICHIDELOR

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE CHIMICĂ
de către

Ing. Nicu Borș

Conducător științific:	prof.univ.dr.ing Teodor Todinca
Referenți științifici:	prof.dr.ing. Lucian Rusnac – presedinte prof.dr.ing. Nicolae Vaszilcsin – membru prof.dr.ing. Nicolae Doca – membru conf.dr.ing. Adina Ghirișan - membru

Ziua susținerii tezei: .26 noiembrie 2010

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | 12. Ingineria sistemelor |

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2010

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

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

CUVÂNT ÎNAINTE

Teza de doctorat a fost elaborată în cadrul grupului de discipline din domeniul Ingineriei Chimice a Facultății de Chimie Industrială și Ingineria Mediului, Universitatea « Politehnica » din Timișoara.

Cele mai alese mulțumiri se cuvin d-lui prof. dr. ing. Zeno Groșian sub a cărui conducere am început programul de doctorat, am susținut integral examenele și referatele, fiind de comun acord asupra temei și etapelor de efectuare a determinărilor experimentale și de realizare a reometrului, prevăzute în stagiului de doctorat.

De asemenea, îmi exprim recunoștința față de d-l prof. dr. ing. Teodor Todinca care a acceptat să preia conducerea lucrării de doctorat în faza avansată de lucru, contribuind cu recomandări la finalizarea tezei.

Mulțumiri deosebite se cuvin d-lui conf. dr. ing. Romulus Minea și d-nei șef de lucrări dr. ing. Andra Tămaș din cadrul grupului de discipline din domeniul Ingineriei Chimice pentru găzduirea în cadrul laboratorului de Inginerie Chimică, susținerea oferită și sprijinul lor permanent în realizarea părții experimentale și în finalizarea lucrării.

Mulțumesc din toată inima d-lui cerc. pr. dr. ing. Ioan Țăranu, de la Institutul Național de Cercetare-Dezvoltare pentru Electrochimie și Materie Condensată (I.N.C.D.E.M.C.) Timișoara pentru sprijinul logistic acordat în realizarea aparatului experimental și d-lui ing. mec. Dumitru Coșoreanu, din Focșani, pentru sprijinul în realizarea proiectului mecanic.

De asemenea, exprim mulțumiri conducerii departamentului de Chimie Aplicată și Ingineria Compușilor Organici și Naturali (CAICON), conf. dr. ing. Mihai Medeleanu și conducerii Facultății de Chimie Industrială și Ingineria Mediului, decan prof. dr. ing. Lucian Rusnac pentru înțelegerea manifestată și acordul de a efectua determinările experimentale în cadrul laboratorului de Inginerie Chimică.

Timișoara , octombrie 2010

Nicu Bors

Memoriei tatălui meu, care mi-a insuflat ardoarea și curiozitatea cunoașterii.
Mamei mele.

Borș, Nicu

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL INFLUENȚEI UNOR SUBSTANȚE
CHIMICE ASUPRA ÎMBUNĂȚĂȚIRII CURGERII LICHIDELOR**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 4, Nr. 46, Editura Politehnica,
2010, 177 pagini, 141 figuri, 55 tabele.

ISSN:1842-8223

ISBN:978-606-554-201-3

Cuvinte cheie: reducerea rezistenței hidraulice, polimer, agent
activ de suprafață, viscozitate, reometru de rotație.

Rezumat:

Cercetarea propusă în teză de doctorat se referă la studiul influenței unor aditivi de natură tensioactivă sau polimerică asupra curgerii în spații inelare și în conducte drepte. A fost analizată influența acestor aditivi asupra comportamentelor reologice respectiv, viscozității dinamice a unor lichide newtoniene cu viscozitate mică și medie (apă, etilenglicol, uleiuri minerale și de parafină). Un al doilea obiectiv al cercetării a fost realizarea unui viscozimetru rotațional – tip Couette modificat (Control Rate Couette), de concepție originală, care să permită atât studii reologice cât și optice (vizualizarea efectelor determinate de turbulență, amestecare, difuziune pentru lichide bifazice sau cu incluziuni).

CUPRINS

Cuvânt înainte	3
Cuprins	5
Unități de măsură folosite	9
Lista de tabele	10
Lista cu figuri	12
Introducere	15
PARTEA I. STUDIU DOCUMENTAR	17
1. EFECTUL TOMS LA CURGEREA LICHIDELOR	17
1.1. Definirea și descrierea mecanismului efectului Toms.....	17
1.1.1. Definirea efectului Toms.....	17
1.1.2. Descrierea mecanismului efectului Toms	18
1.2. Considerații analitice	19
1.2.1. Definirea turbulenței. Relații criteriale	19
1.2.2. Frecarea în conducte	20
1.2.2.1. Generalități	21
1.2.2.2. Efectul aditivilor asupra frecării în conducte.....	22
1.2.3. Considerații analitice la reducerea rezistenței hidraulice (RRH)	22
1.2.4. Reprezentarea grafică a datelor în curgeri cu efect de RRH	23
1.2.5. Valoarea maximă a RRH. Asimptota lui Virk	25
1.3. Dependența reducerea rezistenței hidraulice de diferiți parametri	26
1.3.1. Dependența RRH de concentrația de polimer.....	26
1.3.2. Dependența RRH de temperatură.....	26
1.4. Aplicații practice ale efectului Toms	27
1.4.1. Considerații preliminare	27
1.4.2. Considerații economice	28
1.4.3. Considerații privind protecția mediului înconjurător	28
1.4.4. Exemple practice	28
2. Definierea vibrațiilor și a viscozității	34
2.1. Vibrația sistemelor cu un grad de libertate	34
2.1.1. Ecuația de mișcare a oscilatorului armonic liniar	34
2.1.2. Pendulul de torsiune	35
2.1.3. Vibrații amortizate	36
2.1.4. Vibrații forțate și rezonanța	37
2.2. Definirea și măsurarea viscozității	39
2.2.1. Viscositatea	39
2.2.1.1. Definirea viscozității	39
2.2.1.2. Fluide ideale, newtoniene și nenevtoniene	41
2.2.2. Parametri fizico-chimici care influențează viscozitatea	42
2.2.3. Condiții limită la măsurarea viscozității	43
2.2.4. Clasificarea reometrelor și viscozimetrelor	46
2.2.4.1. Viscozimetre cu plăci glisante	46
2.2.4.2. Viscozimetre cu bilă	47
2.2.4.3. Viscozimetre capilare	48
2.2.4.4. Viscozimetre de rotație	50
2.2.4.4.1. Viscozimetrul Couette	50

2.2.4.4.2.	Clasificarea viscozimetrelor de rotație după geometria constructivă	51
2.2.4.4.3.	Clasificarea viscozimetrelor de rotație după modul de măsură	52
2.2.4.4.4.	Comparație între diversele sisteme de reometre de rotație	54
2.2.4.4.5.	Relațiile de calcul utilizate la reometrelor de rotație	55
2.2.4.4.6.	Criterii de calitate ce trebuiesc îndeplinite de reometrele de rotație	56
3.	Aditivi în procese de curgere turbulentă	58
3.1.	Introducere	58
3.2.	Proprietățile fizico-chimice ale polimerilor în soluții	59
3.2.1.	Moleculele de polimer în soluții	59
3.2.1.1.	Soluții diluate de polimer	59
3.2.1.2.	Modele pentru molecule de polimer dizolvate	60
3.2.1.3.	Greutatea moleculară și configurația moleculară	61
3.2.2.	Reologia polimerilor	62
3.2.2.1.	Ecuatii constitutive	62
3.2.2.2.	Reologia soluțiilor diluate de polimer	63
3.2.3.	Reologia soluțiilor semi-diluate de polimer	65
3.3.	Reducerea rezistenței hidraulice în soluții de a. a. s.	66
3.3.1.	Soluții de agenți activi de suprafață	66
3.3.2.	Comportarea la frecare a soluțiilor de agenți activi de suprafață	68
3.3.3.	Reologia soluțiilor de agenți activi de suprafață	71
3.3.4.	Structura micelă	74
3.4.	Reducerea rezistenței hidraulice în suspensii de fibre	77
3.4.1.	Caracterizarea fibrelor	77
3.4.2.	Reducerea rezistenței hidraulice în suspensii de fibre	77
PARTEA A II-A. PARTEA EXPERIMENTALĂ ȘI CONTRIBUȚII PROPRII		80
4.	Studiul efectului unor aditivi asupra curgerii lichidelor	80
4.1.	Efectul unor aditivi asupra curgerii fluidelor în mișcare de rotație	80
4.1.1.	Comportamentul reologic al fluidelor	80
4.1.2.	Descrierea părții experimentale	81
4.1.3.	Reprezentarea rezultatelor și interpretarea lor	82
4.2.	Comportarea sol. de polimer la curgerea laminară și turbulentă	86
4.2.1.	Considerațiuni analitice la reducerea rezistenței hidraulice	86
4.2.2.	Instalația experimentală	86
4.2.3.	Măsurarea și prelucrarea datelor experimentale	88
4.2.3.1.	Căderii de presiune funcție de debit în curgerea laminară	88
4.2.3.2.	Reducerea rezistenței hidraulice în regim turbulent	89
5.	Optimizarea dimensionării unui reometru de rotație	94
5.1.	Introducere	91
5.2.	Principiul de funcționare	91
5.3.	Dimensionarea aparatului	96
5.4.	Soluția constructivă pentru alegerea cilindrilor	100
5.5.	Soluția constructivă pentru ghidaj	101
6.	Descrierea și funcționalitatea sistemului mecanic	104
6.1.	Descrierea componentelor mecanice. Prototipul 01	104
6.1.1.	Partea mecanică fixă	105
6.1.2.	Partea mecanică mobilă	106
6.1.2.1.	Axul central	107
6.1.2.2.	Sistemul de acționare	107
6.1.2.2.1.	Motorul electric și convertorul de frecvență	107
6.1.2.2.2.	Transmisia	108
6.1.2.3.	Dispozitivul de întindere al firului de torsiune	108

6.1.3.	Partea mecanică montată elastic	108
6.2.	Descrierea funcțională a viscozimetrului de rotație	108
6.3.	Istoricul realizării elementelor mecanice ale aparatului	109
6.3.1.	Soluția tehnică a realizării transmisiei puterii	109
6.3.1.1.	Varianta inițială a transmisiei	109
6.3.1.1.1.	Calculul puterii absorbite de viscozimetru	110
6.3.1.2.	Calculul transmisiei cu curea și roți dințate	111
6.3.1.3.	Varianta modificată a transmisiei	115
6.3.2.	Soluția tehnică a etanșării	116
6.3.2.1.	Varianta inițială a etanșării. Etanșarea arborelui cu inel radial ...	117
6.3.2.2.	Varianta modificată a etanșării. Etanșare cu un sistem glisant ...	118
6.3.3.	Soluția tehnică a fixării cilindrului interior de sticlă pe ax	119
6.3.3.1.	Varianta inițială a fixării cilindrului interior	119
6.3.3.2.	Varianta modificată a fixării cilindrului interior	120
6.3.4.	Manșonul de cauciuc. Alegerea materialului și soluția tehnică	121
6.3.4.1.	Alegerea materialul manșonului de cauciuc	122
6.3.4.2.	Varianta inițială a montării manșonului	122
6.3.4.3.	Stabilirea formei manșonului și a modului său de fixare	123
6.3.4.4.	Varianta modificată a montării manșonului	126
6.3.5.	Soluția tehnică a legăturii discului de măsură cu cilindrul exterior	126
6.3.5.1.	Varianta inițială a legăturii disc-cilindru	127
6.3.5.2.	Varianta modificată a legăturii disc-cilindru	127
6.3.6.	Întinderea firului de torsiune și reglarea centrării cilindrilor	128
6.3.6.1.	Dispozitivul de întindere mecanic	129
6.3.6.2.	Reglarea centrării cilindrilor de sticlă	129
7.	Echipamentul auxiliar al viscozimetrului de rotație	131
7.1.	Instalația hidraulică	131
7.1.1.	Instalația hidraulică propriu-zisă	132
7.1.2.	Instalația hidraulică auxiliară	132
7.2.	Echipamentul electric	133
7.2.1.	Motorul electric și convertorul de frecvență	133
7.2.1.1.	Motorul electric	133
7.2.1.2.	Convertorul de frecvență	134
7.2.2.	Aparatura de măsură și reglare	134
7.2.2.1.	Aparatura de măsură a turației cilindrului interior	134
7.2.2.1.1.	Detector de proximitate	134
7.2.2.1.2.	Roata cu came	135
7.2.2.1.3.	Contorul de impulsuri, DX348	136
7.2.2.2.	Aparatura de măsură a torsiunii cilindrului exterior	137
7.2.2.2.1.	Elementul sensibil. Senzorul magnetic liniar Limens, L2	137
7.2.2.2.2.	Banda magnetică B2	138
7.2.2.2.3.	Contorul de impulsuri, DX348	139
7.2.2.3.	Aparatura de măsură a forței de întindere a firului de torsiune ...	139
7.2.2.3.1.	Senzorul de forță	139
7.2.2.3.2.	Amplificatorul de semnal	140
7.2.2.4.	Dispozitive de reglare a forței de întindere a firului de torsiune ..	142
7.2.2.4.1.	Dispozitivul electric de întindere firului de torsiune	142
7.2.2.4.1.1.	Motorul pas cu pas	142
7.2.2.4.1.2.	Modul de control al mișcării, Trinamic, TMCM-303/SG	143
7.2.2.4.2.	Bucă de reglare a întinderii firului de torsiune	144
8.	Calibrarea și testarea viscozimetrului de rotație	146
8.1.	Măsurarea rotației cilindrului interior	147

8 Cuprins

8.2.	Măsurarea forței de întindere a manșonului	149
8.2.1.	Variația forței de întindere cu timpul	149
8.3.	Măsurarea torsiunii cilindrului exterior	151
8.3.1.	Calibrarea discului de măsură	151
8.3.2.	Măsurarea torsiunii cilindrului exteior	152
8.3.2.1.	Măsurarea torsiunii cilindrului pentru forțe de întindere diferite ..	153
8.3.2.1.1.	Măsurarea torsiunii cilindrului pentru manșonul cu $g_p=0,5$ mm ..	153
8.3.2.1.2.	Măsurarea torsiunii cilindrului pentru manșonul cu $g_p=1,0$ mm ..	154
8.3.2.1.3.	Măsurarea torsiunii cilindrului pentru manșonul cu $g_p=1,5$ mm	155
8.3.2.1.3.1.	Setul de măsurători I.....	155
8.3.2.1.3.2.	Setul de măsurători II	156
8.3.2.2.	Măsurarea torsiunii cilindrului pentru grosimi diferite ale peretelui	157
8.3.2.3.	Diagramele de histerezis	158
8.3.2.4.	Concluzii la măsurarea torsiunii cilindrului exterior	159
8.3.2.5.	Stabilirea diagramei de corelare $M - \Delta\theta$	160
8.4.	Etalonarea viscozimetrului și măsurarea viscozității	161
8.4.1.	Date și formule de calcul	161
8.4.1.1.	Calculul vitezei de deformare $\dot{\gamma}$	162
8.4.1.2.	Calculul efortului de forfecare, τ	162
8.4.1.3.	Calculul viscozității, η	162
8.4.2.	Măsurarea și calculul viscozității soluției etalon de glicerină	163
8.4.3.	Stabilirea ecuației de variație a viscozității soluției etalon	164
8.4.4.	Calcularea factorului de corecție pentru efectul de capăt, CI	166
8.4.5.	Recalcularea efortului de forfecare, τ	166
8.4.6.	Măsurarea viscozității soluției de glicerinei 87% la temp. diferite	167
8.4.7.	Calculul viscozității raportat la diagramele de corelare	168
8.5.	Difuziunea unui colorant într-un lichid aflat în mișcare de rotație	170
8.5.1.	Descrierea părții experimentale	170
8.6.	Concluzii la etalonarea viscozimetrului și măsurarea viscozității .	172
Concluzii generale	174
Bibliografie	175

Unități de măsură folosite

Nr. Crt.	Mărimea				Unitatea în SI	
	Denumirea	Simbol	Relația de definiție	Dimensiunea	Simbol	Dimens.
1	2	3	4	5	7	8
1	Lungime	L, s, d, x, y	-	L	m	m
2	Arie	A, S	$A = a \cdot b$	L^2	m^2	m^2
3	Volum	V	$V = a \cdot b \cdot c$	L^3	m^3	m^3
4	Timp	t	-	T	s	s
5	Viteza	u, v, w	$u = ds / dt$	$L \cdot T^{-1}$	m/s	$m \cdot s^{-1}$
6	Viteza unghiulară		$\omega = d\theta / dt$	T^{-1}	rad/s	$rad \cdot s^{-1}$
7	Accelerația	a	$a = du / dt$	$L \cdot T^{-2}$	m/s^2	$m \cdot s^{-2}$
8	Perioada	T	$F(t) = f(t+T)$	T	s	s
9	Frecvență	F, ν	$F = 1 / T$	T^{-1}	Hz	s^{-1}
10	Masă	m		M	kg	kg
11	Densitate	ρ	$\rho = m / V$	$L^{-3} \cdot M$	kg/m^3	$m^3 \cdot kg$
12	Forță	F, R	$F = m \cdot a$	$L \cdot M \cdot T^{-2}$	N	$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
13	Greutate	G	$G = m \cdot a$	$L \cdot M \cdot T^{-2}$	N	$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
14	Efort de forfecare	τ	$\tau = dF / dA$	$L^{-2} \cdot M \cdot T^{-2}$	N/m^2	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
15	Viteza de deformare	$\dot{\gamma}$	$\dot{\gamma} = dv/dy$	T^{-1}	1/s	s^{-1}
16	Momentul forței	M	$M = F \cdot d$	$L^2 \cdot M \cdot T^{-2}$	N m	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
17	Presiunea	p	$p = dF / At$	$L^{-1} \cdot M \cdot T^{-2}$	N/m^2	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
18	Modul de elasticitate	ϵ, E	$\epsilon = 1 / \beta$	$L^{-1} \cdot M \cdot T^{-2}$	N/m^2	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
19	Viscozitate dinamică	μ, η	$\eta = \tau / \dot{\gamma}$	$L^{-1} \cdot M \cdot T^{-1}$	$N \cdot s / m^2$	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-1}$
20	Viscozitate cinematică	ν	$\nu = \eta / \rho$	$L^2 \cdot T^{-1}$	m^2 / s	$m^2 \cdot s^{-1}$
21	Coefic. tensiune superficială	σ	$\sigma = dF/ds$	$M \cdot T^{-2}$	N/m	$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
22	Debit de volum	Q	$Q = V/t$	$L^3 \cdot T^{-1}$	m^3 / s	$m^3 \cdot s^{-1}$
22	Lucru mecanic	L	$L = F d$	$L^2 \cdot M \cdot T^{-2}$	J	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$
23	Putere	P, N	$P = dL/dt$	$L^2 \cdot M \cdot T^{-3}$	W	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$
24	Coef. de frecare	λ	$\lambda = 2 \cdot \tau_w / \rho \cdot w_m^2$	adimens.		adimens.
25	Gradul de RRH	DR	$DR = (\lambda_{sol} - \lambda_{pol}) / \lambda_{sol}$	adimens.	-	adimens.

LISTA DE TABELE

- Tabelul 3.1. Diverse efecte de rRRH și eficiența acestora
- Tabelul 3.2. Efectul de reducere a rezistenței hidraulice în suspensii de fibre
- Tabelul 4.1. Proprietățile fizico-chimice ale aditivilor
- Tabelul 4.2.a. Influența temperaturii și tipului de aditiv
- Tabelul 4.2.b. Influența tipului de aditiv și a concentrației acestuia la $t = 25^\circ\text{C}$
- Tabelul 4.3. Constantele ecuației lui Arrhenius
- Tabelul 4.4. Efortul de forfecare și modificările raportului τ/ρ_{din}
- Tabelul 4.6. Pierderile de presiune funcție de debit în regim laminar
- Tabelul 4.7. Pierderile de presiune funcție de debit în regim turbulent
- Tabelul 4.8. Reducerea procentuală a rezistenței hidraulice DR(%) funcție de Q
- Tabelul 5.1. Valorile turației la diferite valori ale raportului Ta_{Re} , pentru EG
- Tabelul 5.2. Valorile turației la diferite valori ale raportului Ta_{Re} , pentru apă
- Tabelul 5.3. Variația turației n [rot/s] funcție de Δr , la $Ta_{\text{Re}}=60$ și diferite r_i
- Tabelul 5.4. Turația n , funcție de Ta_{Re} , la $\Delta r = 2$ mm și la diferite r_i , pentru EG
- Tabelul 5.5. Turația n , funcție de Ta_{Re} , la $r_i = 40$ mm și la diferite Δr , pentru EG
- Tabelul 5.6. Valori medii ale rugozității conductelor
- Tabelul 6.1. Turații minime și maxime realizate de motor
- Tabelul 6.2. Elementele acționării
- Tabelul 6.3. Poziția rolei de întindere
- Tabelul 6.4. Raportul de transmisie
- Tabelul 6.5. Elementele acționării
- Tabelul 6.6. Numărul de dinți ai roții mici
- Tabelul 6.7. Coeficientul liniar F_1
- Tabelul 6.8. Lățimea curelei dințate
- Tabelul 6.9. Puterea nominală, pentru fiecare 10 mm lățime a curelei, KW, la T5
- Tabelul 6.10. Caracteristicile curelei și roților dințate
- Tabelul 6.11. Caracteristicile inelului radial de etanșare pentru arbori
- Tabelul 6.12. Caracteristicile garniturii inelare etanșare cu alunecare, tip: DP 103
- Tabelul 6.13. Cauciucul NR / SBR. Date tehnice
- Tabelul 6.15. Dimensiuni pentru manșoanele utilizate
- Tabelul 7.1. Detector de proximitate inductiv. Caracteristici și schema branșării
- Tabelul 7.2. Caracteristicile sensorului magnetic
- Tabelul 7.3. Intervalul impulsurilor
- Tabelul 7.4. Caracteristicile benzii magnetice, B2
- Tabelul 7.5. Caracteristicile sensorului de forță
- Tabelul 7.6. Amplificatorul GSV2FDS. Date tehnice
- Tabelul 7.8. Modul de control al mișcării, Trinamic, TMC303/SG. Date tehnice
- Tabelul 8.1. Datele măsurate și calculate ale turației
- Tabelul 8.2. Scăderea forței de întindere a manșonului de cauciuc cu timpul
- Tabelul 8.4. Calibrarea discului de măsură
- Tabelul 8.5. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 0,5$ mm; brațul forței, $b = 73 \times 10^{-3}$ m
- Tabelul 8.6. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1$ mm; brațul forței, $b = 57,5 \times 10^{-3}$ m
- Tabelul 8.7. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1,5$ mm; setul de măsuratori I
- Tabelul 8.8. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p=1,5$ mm; Setul de măsuratori II

- Tabelul 8.9. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru diferite g_p , la $F = 30$ N
- Tabelul 8.10. Diagrama de histerezis măsurată la $F_1=30$ N; $b = 57,5 \times 10^{-3}$ m
- Tabelul 8.11. Modul de calcul
- Tabelul 8.12. Datele de măsură a viscozității glicerinei 87 %, la $T= 25^\circ$ C cu DC-I
- Tabelul 8.13. Datele de măsură a viscozității glicerinei 87 %, la diferite temperaturi
- Tabelul 8.14. Ecuații și corelări
- Tabelul 8.15. Valori calculate și de referință ale viscozității sol. glicerină 87%
- Tabelul 8.16. Datele de măsură a viscozității, raportate la diagramele DC-I și DC-II
- Tabelul 8.16. Ecuații și corelări
- Tabelul 8.17. Valori calculate și de referință ale sol. glicerină 87%, cu DC-I și DC-II
- Tabelul 8.18. Variația înălțimii de difuzie a colorantului cu timpul

LISTA CU FIGURI

- Fig. 1.1. Reprezentarea curgerii stationare a unui fluid printr-o conductă
Fig. 1.2. Reprezentarea coeficientului de frecare funcție de numărul Reynolds
Fig. 1.3. Reprezentarea λ funcție de Re la RRH pentru soluții diluate de polimeri
Fig. 1.4. Reducerea rezistenței hidraulice funcție de concentrația relativă a probei
Fig. 1.5. Dependența reducerii rezistenței hidraulice de temperatură
Fig. 1.6. Comparație între costurile de dozare polimer și de construcție canal
Fig. 1.7. Curba de nivel într-un canal. Dependența nivelului de dozarea polimerului
Fig. 1.8. Creșterea vitezei pentru diferite conc. polimer și timpi de amestecare
Fig. 2.1. Oscilatorul armonic liniar
Fig. 2.2. Reprezentarea grafică a mișcării oscilatorii simple neamortizate
Fig. 2.3.a. Pendul de torsiune
Fig. 2.3.b. Pendul de torsiune (balansoar)
Fig. 2.3.c. Pendulul matematic simplu
Fig. 2.4. Reprezentarea grafică a mișcării oscilatorii simple amortizate
Fig. 2.5. Reprezentarea amplitudinii vibrațiilor staționare funcție de ω^2
Fig. 2.6. Curgerea între două plăci plane paralele
Fig. 2.7. Dependența dintre efort forf. și viteza de def. pentru diferite curgeri
Fig. 2.8. Aderarea fluidului la pereții dispozitivului de măsurare
Fig. 2.9. Comportarea unui fluid newtonian și a unui elastic în mișcarea circulară
Fig. 2.10. Diagrama viscozității și a elasticității în coordonate $\dot{\gamma} = f(\eta)$
Fig. 2.11. Viscosimetru cu plăci glisante pentru asfalt
Fig. 2.12. Viscosimetru cu plăci glisante pentru cauciuc
Fig. 2.13. Viscosimetru cu plăci glisante pentru cerneluri tipografice
Fig. 2.14. Viscosimetre cu bilă
Fig. 2.15. Secțiune printr-un viscosimetru cu bilă de tip Höppler
Fig. 2.16. Compararea schematică a viscosimetrelor capilare
Fig. 2.17. Două viscosimetre capilare folosite pentru măsurători precise
Fig. 2.18. Aparatul original utilizat de Couette pentru determinarea viscozității
Fig. 2.19.a Viscosimetru cu cilindri concenrici
Fig. 2.19.b Viscosimetru cu placă și con
Fig. 2.19.c Viscosimetru cu discuri paralele
Fig. 2.20.a Reometru CS cu sistem de măsurare Searle
Fig. 2.20.b Reometru CR cu sistem de măsurare Searle
Fig. 2.20.c Reometru CS cu sistem de măsurare Couette
Fig. 2.21. Reometre CR cu sistem de măsurare Couette modificat
Fig. 2.22. Schema unui dispozitiv de măsurare cu cilindri concenrici, tip Haacke
Fig. 2.23. Influența raportului razelor asupra variației vitezei fluidului în spațiul inelar
Fig. 2.24. Diferite tipuri de senzori
Fig. 3.1. Structura chimică a polietilenoxidului și a poliacrilamidei
Fig. 3.2. Reprezentarea schematică a modelului de bile cu resort (dumb-bell)
Fig. 3.3. a) Modelul unui fluid Maxwell; b) Modelul unui solid Kelvin
Fig. 3.4. a) Modelul unui fluid Jeffrey, și b) Modelul mecanic al unui fluid Burger
Fig. 3.5. Reprezentarea în coordonate η - τ a comportării unor soluții de WSR 301
Fig. 3.6. Reprezentarea în coordonate η - τ a comportării unor sol. de Rhodopol 23
Fig. 3.7. Un a.a.s. tipic RRH: Salicilat-ul de tetra-decil, tri-metil amoniu în apă

- Fig. 3.8. Schemă cu diverse forme de micle funcție de concentrație
Fig. 3.9. Comportarea la frecare a unui amestec echim. de a.a.s. în apă
Fig. 3.10. Comportarea la frecare a unui amestec echim. de a.a.s. ptr. diferite T.
Fig. 3.11. Comportarea la frecare a unui amestec echim. a.a.s în apă demineralizată
Fig. 3.12. Reprezentarea η funcție de $\dot{\gamma}$ a unui amestec echimolecular de a.a.s.
Fig. 3.13. Caracteristici de dispersie a neutronilor și comportarea la curgere a soluției unui a.a.s.
Fig. 3.14. Modelul unei molecule amfifile
Fig. 3.15. Micela sferică de molecule amfifile asociate
Fig. 3.16. Variația conductivității bromurii de cetil-piridiniu și a mobilității ionilor
Fig. 3.17. Variația conductivității coloizilor de asociație cu conc. în câmp electric
Fig. 3.18. Variația potențialului superficial ψ al unei micle în raport cu distanța d
Fig. 3.19. Vizualizarea curgerii unei suspensii de fibre în conducte cu diametre identice
Fig. 3.20. Profilele vitezelor corespunzătoare curgerilor la diferite regimuri
Fig. 3.21. Reprezentarea λ , funcție Re, împărțită în trei regiuni (I, II, III)
Fig. 4.1.a Efortul de forfecare funcție de viteza de deformare pentru etilenglicol
Fig. 4.1.b Efortul de forfecare funcție de viteza de deformare pentru ulei de parafină
Fig. 4.2. Raportul τ/p_{din} funcție de regimul hidrodinamic Ta_{Re}
Fig. 4.3. Schema instalației de măsurare experimentală a RRH
Fig. 4.4. Instalație pentru măsurare experimentală a RRH
Fig. 4.5. Variația $\Delta h = f(Re)$, la $c = const.$, în regim laminar
Fig. 4.6. Variația $\Delta h = f(c)$, la $Re = const.$, în regim laminar
Fig. 4.7. Variația $\Delta h = f(Re)$, la $c = const.$, în regim turbulent
Fig. 4.8. Variația $\Delta h = f(c)$, la $Re = const.$ în regim turbulent
Fig. 4.9. Variația $DR[\%] = f(c)$, în regim turbulent
Fig. 5.1. Tipuri de reometre
Fig. 5.2. Reometrul realizat
Fig. 5.3. Variația turației funcție de Δr , la etilenglicol (EG)
Fig. 5.4. Variația turației funcție de Δr la apă
Fig. 5.5. Turației funcție de Ta_{Re} , pentru. $\Delta r = 2$ mm și diferite r_i , la EG
Fig. 5.6. Varianta cu ghidaj circular fără frecare
Fig. 5.7. Varianta cu ghidaj elastic sprijinit
Fig. 5.8. Varianta cu ghidaj mecanic sprijinit
Fig. 5.9. Varianta cu ghidaj mecanic tras
Fig. 5.10. Varianta cu ghidaj elastic și actuator
Fig. 5.11. Varianta cu ghidaj elastic și șurub
Fig. 6.1. Ansamblul mecanic. Subansamblul superior
Fig. 6.2. Ansamblul mecanic. Subansamblul inferior
Fig. 6.3. Acționarea cu fulii și curea trapezoidală
Fig. 6.4. Diagrama 1. Turația funcție de putere
Fig. 6.5. Transmisia cu curea și roți dințate. Cureaua și roțile dințate
Fig. 6.6. Etanșarea cu simmerring. Tipul și dimensiunile simmerring-ului
Fig. 6.7. Etanșarea cu sistem glisant plan-circular. Dimensiuni
Fig. 6.8. Ovalizarea țevilor de sticlă. Date tehnice pentru țevile de sticlă DURAN
Fig. 6.9. Prinderea cu talere simple a capătului sup. (a) și a capătului inf. (b)
Fig. 6.10. Prinderea cu talere compuse a capătului sup. (a) și a capătului inf. (b)
Fig. 6.10. (c) Cheie pentru bucușă strângere inferioară
Fig. 6.11. Prinderea manșonului cu bucușă conică de fixare

- Fig. 6.12. Prinderea manșonului cu inel de fixare
Fig. 6.13. Montaj manșon cu bordură
Fig. 6.13. Montaj manșon fără bordură
Fig. 6.14. Varianta modificată a montării manșonului
Fig. 6.15. Montajul cu tiranți a discului de măsură pe flanșa cilindrului exterior
Fig. 6.16. Montajul cu tiranți și înălțător stea a discului de măsură
Fig. 6.17. Dispozitivul de întindere mecanic
Fig. 6.18. Centrarea cilindrilor de sticlă
Fig. 6.19. Firul cu plumb
Fig. 6.20. Dispozitivul de centrare
Fig. 7.1. Schema isometrică a instalației hidraulice
Fig. 7.2. Caracteristicile și dimensiunile motorului
Fig. 7.3. Caracteristicile și dimensiunile convertorului de frecvență, DFE23-04
Fig. 7.4. Detector de proximitate inductiv IE5260. Dimensiuni
Fig. 7.5. Roata cu came, E89010
Fig. 7.6. Contorul multi-funcțional DX348. Dimensiuni și placa de borne
Fig. 7.7. Montarea detectorului de proximitate și a roții cu came
Fig. 7.8. Senzorul magnetic Limens L2. Dimensiuni
Fig. 7.9. Diagrama impulsurilor
Fig. 7.10. Structura benzilor magnetice
Fig. 7.11. Montarea senzorului magnetic și a benzii magnetice
Fig. 7.12. Senzor de forță în formă de «S» cu filet interior de transmiterea forței
Fig. 7.13. Amplificatorul GSV-2FDS. Dimensiuni
Fig. 7.14. Secțiune printr-un actuator liniar. Caracteristicile actuatorului liniar Nema
Fig. 7.15. Actuator hibrid liniar Nema. Dimensiuni
Fig. 7.16. Modul de control al mișcării, Trinamic, TMC2130/SG
Fig. 7.17. (a) Schema de conexiuni a buclei de reglare a forței de întindere
Fig. 7.17. (b, c) Schema de conexiuni a buclei de reglare a forței de întindere
Fig. 8.1. Aparatul experimental în funcțiune și schița aparatului
Fig. 8.2. Frecvența funcție de raportul turațiilor
Fig. 8.3. Scăderea forței de întindere cu timpul pentru manșonul cu $g_p = 1,5\text{ mm}$
Fig. 8.4. Evoluția scăderii forței cu timpul. Zona de rampă și zona de palier
Fig. 8.5. (a) Măsurarea torsiunii manșonului de cauciuc, $\Delta\theta = f(M)$
Fig. 8.5.b Schema măsurării rotației cilindrului exterior cu balanța de torsiune
Fig. 8.6. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 0,5\text{ mm}$, la diferite forțe de întindere
Fig. 8.7. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1,0\text{ mm}$, la diferite forțe de întindere
Fig. 8.8. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1,5\text{ mm}$. Setul de măsurători I
Fig. 8.9. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1,5\text{ mm}$. Setul de măsurători II
Fig. 8.10. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru diferite g_p , la $F = 30\text{ N}$
Fig. 8.11. Diagrama de histerezis la $F_1 = 30\text{ N}$, pentru $g_p = 0,5\text{ mm}$ și $g_p = 1,5\text{ mm}$,
Fig. 8.10.a Diagrama de corelare $M - \Delta\theta$, pentru $b = 72,5 \times 10^{-3}\text{ m}$; DC-I
Fig. 8.10.b Diagrama de corelare $M - \Delta\theta$, pentru $b = 57,5 \times 10^{-3}\text{ m}$; DC-II
Fig. 8.11. Diagrama viscozității glicerinei 87 %, la $T = 25^\circ\text{ C}$ cu DC-I
Fig. 8.12. Variația $\tau = f(\dot{\gamma})$ pentru soluția etalon, la diferite temperaturi
Fig. 8.13. Variația $\ln \eta = f(1/T)$ pentru soluția etalon (glicerina 87%)
Fig. 8.14. Diagrama viscozității
Fig. 8.16. Introducerea probei de colorant în spațiul inelar
Fig. 8.17. Etape ale difuziei soluției apoase de Albastru Direct în etilenglicol
Fig. 8.18. Variația înălțimii de difuzie a colorantului cu timpul

INTRODUCERE

La curgerea fluidelor, regimul turbulent este cel mai des întâlnit atât în natură (curgerea râurilor, curenții marini și oceanici, curenții de aer), cât și în tehnică (pomparea și transportul fluidelor, amestecarea în reactoarele chimice, intensificarea proceselor de transfer termic și de masă). Drept urmare a acestei mari frecvențe cu care sunt întâlnite procesele turbulente, derivă și importanța studierii acestora. În curgerile turbulente din tehnică, datorită creșterii proceselor de schimb de impuls are loc și o creștere a rezistenței hidraulice, care fiind direct proporțională cu consumul de energie, trebuie diminuată. Prin adăosul unor cantități reduse de aditivi (agenți activi de suprafață, polimeri, fibre) are loc o scădere a rezistenței hidraulice în raport cu lichidul neaditivat. De aici derivă importanța studierii curgerii soluțiilor cu adăsurii de aditivi și a măsurării mărimilor fizice ce însoțesc acest fenomen, precum și al comportamentului reologic al acestora.

Teză de doctorat s-au propus să rezolve următoarele obiective:

- Studiul efectelor ce apar la mișcarea lichidelor în spații inelare;
- influența unor aditivi de natură tensioactivă sau polimerică asupra curgerii în spații inelare și în conducte drepte;
- influența acestor aditivi asupra comportamentelor reologice respectiv, viscozității dinamice a unor lichide newtoniene cu viscozitate mică și medie (apă, etilenglicol, uleiuri minerale și de parafină);
- realizarea unui viskozimetru rotațional – tip Couette modificat, de concepție originală, care să permită atât studii reologice cât și optice (vizualizarea efectelor determinate de turbulență, amestecare, difuziune pentru lichide bifazice sau cu incluziuni);
- optimizarea dimensionării unui astfel de reometru, în corelare cu condițiile hidrodinamice de curgere la limita regimului tranzitoriu Taylor-Reynolds, Ta_{Re} ;
- realizarea sistemului de măsură și preluare a datelor pentru mărimile determinante (turație, torsionarea cilindrului exterior, forța de întindere);
- achiziționarea datelor de intrare și ieșire pe un calculator.

Lucrarea este structurată în două părți distincte și anume:

- partea întâi, capitolele 1-3, este un studiu de literatură privind efectul Toms, măsurarea viscozității, rolului aditivilor în reducerea rezistenței hidraulice, precum și a măsurării anumitor mărimi reologice;
- partea a doua, capitolele 4-8, cuprinde partea experimentală și rezultatele proprii, inclusiv realizarea și construcția viskozimetrului rotațional.

Capitolul 4, „Studiul efectului unor aditivi asupra curgerii lichidelor” abordează problema reducerii rezistenței hidraulice la curgerile în spații inelare (experimentări efectuate cu ajutorul unui viskozimetru Rheotest) și în conducte drepte (măsurarea rezistenței hidraulice la curgerea soluțiilor aditivate în regim

hidrodinamic laminar și turbulent).

Capitolul 5, „Optimizarea dimensionării unui reometru de rotație” prezintă dimensionarea reometrului în corelare cu valorile criteriului Taylor pentru regimul hidrodinamic tranzitoriu și stabilirea soluției tehnice a aparatului.

Capitolul 6, „Descrierea și funcționalitatea sistemului mecanic” cuprinde precizarea componentelor mecanice ale viscozimetrului (partea mecanică fixă, cea mobilă și cea legată elastic) precum și istoricul realizării elementelor mecanice ale aparatului și soluțiile tehnice adoptate.

Capitolul 7, „Echipamentul auxiliar al viscozimetrului de rotație” cuprinde descrierea instalației hidraulice precum și a echipamentului electric (motorul electric și convertorul de frecvență) și a aparaturii de măsură și reglare a viscozimetrului (turație, torsionare, întindere).

Capitolul 8, „Calibrarea și testarea viscozimetrului de rotație” abordează problemele de calibrare a discului de măsură a torsionării cilindrului exterior al reometrului, de stabilire a manșonului elastic și de testare a reometrului ca aparat de măsură a viscozității și vizualizare a unor efecte ce pot să apară.

În capitolul „Concluzii finale” sunt expuse principalele concluzii ale cercetărilor efectuate.

PARTEA I. STUDIU DOCUMENTAR

1. EFECTUL TOMS LA CURGEREA LICHIDELOR

1.1. Definirea și descrierea mecanismului efectului Toms

În curgerile turbulente din tehnică, datorită frecărilor are loc și o creștere a rezistenței hidraulice, care are drept consecință o creștere a consumului de energie. Prin adăosul de polimeri solubili într-un lichid turbulența poate fi influențată și are drept efect o considerabilă scădere a rezistenței hidraulice a soluției respective. Această descoperire făcută de chimistul britanic B. A. Toms în 1946 și publicată în 1948 a găsit o largă aplicabilitate în tehnică. Astfel prin adăosul de polimeri cu masă moleculară mare în concentrație de $10 \div 50$ ppm într-un fluid ce curge printr-o conductă are loc o scădere a frecărilor dintre fluid și pereții conductei de până la 50% și deci și o scădere proporțională a costurilor necesare pompării. Aceasta a găsit aplicații în tehnică (§ 1.4.):

- la transportul țițeiului brut în Alaska și în sectorul norvegian al Mării Nordului [1];
- la sondele de extracție a petrolului [2];
- în circuitele sistemelor de încălzire centrală [3, 4];
- în sistemele de canalizare pentru prevenirea revărsărilor în timpul ploilor torențiale [5];
- la transportul hidraulic al particulelor solide [6];
- pentru creșterea presiunii în sistemele de stingere a incendiilor și de irigații [3, 4].

O utilizare pe scară mai largă a efectului Toms este împiedicată de fenomenul de degradare și îmbătrânire a moleculelor de polimer în curentul de fluid. Lumina și căldura duc de asemenea la o scădere în timp a eficienței acestora.

1.1.1. Definirea efectului Toms

Efectul Toms [7] reprezintă reducerea rezistenței hidraulice, față de solventul pur, la curgerea turbulentă a soluțiilor de polimeri înalți. Efectul de *reducere a rezistenței* [engl. *drag reduction*, germ. *Widerstandverminderung*] poate fi observat deja în soluții diluate, în cazul în care se folosește apa drept solvent. Prin mărirea concentrației de polimer, curgerea se stabilizează, și trecerea la regimul de curgere turbulent se deplasează la cifre *Re* mai mari.

Toms [8] a pus în evidență că la curgerea turbulentă a soluțiilor anumitor polimeri printr-un tub, căderea de presiune a fost mai mică decât în cazul în care solventul pur curge în aceleași condiții, prin același tub. De remarcat este că viscozitatea soluției era mai mare decât cea a solventului. Totuși, descoperirea n-a fost urmărită decât în câteva soluții apoase de polimeri, în particular oxidul de

polietilenă a intrat în uzul general. În anii din urmă efectul Toms a fost studiat detaliat. La un moment dat fenomenul a fost pus pe socoteala "suprimării turbulenței" [engl "turbulence suppression"] dar când a fost clar că turbulența era încă prezentă, numele de "reducerea rezistenței" [engl "drag reduction"] a început să fie preferat. Breman (1978) a repetat lucrările la acest fenomen.

Stabilitatea curentului crește cu mărirea concentrației de polimer. Cei mai potriviți polimeri sunt oxidul de polietilenă, polimeri pe bază de acrilamidă, în parte derivate hidrolizate ale copolimerilor pe bază de acrilonitril.

J.L Lumley [9] a propus următoarea definiție pentru reducerea rezistenței hidraulice: *Reducerea rezistenței hidraulice reprezintă reducerea frecării superficiale a soluțiilor aflate în regim de curgere turbulentă, la o valoare aflată sub cea a solventului.*

Aceasta implică ca regimul de curgere al soluției sau suspensiei să fie turbulent și ca frecarea superficială să fie mai redusă decât a fluidului newtonian având aceeași viscozitate ca și soluția, la efortul de forfecare în cauză. În general soluțiile care prezintă proprietăți de reducerea rezistenței hidraulice sunt fluide neneutroniene.

1.1.2. Descrierea mecanismului efectului Toms

Toms [10] a explicat efectul care-i poartă numele pornind de la teoria lui Oldroyd a alunecării pe perete, propunând ideea existenței unui strat subțire de alunecare cu o viscozitate foarte mică. Totuși reogramele polimerilor folosiți la reducerea rezistenței hidraulice au demonstrat că nu există de fapt un strat subțire la suprafața peretelui.

Considerând că soluțiile polimerilor folosiți la reducerea rezistenței hidraulice au o comportare vâscoelastică Ruckenstein [10] este de părere că efectul Toms se datorează a două efecte ale vâscoelasticității:

a) Utilizând modelul Maxwell ca ecuație constitutivă pentru un lichid vâscoelastic el a arătat că efortul de forfecare instantaneu este mai mic într-un lichid vâscoelastic decât într-unul newtonian corespunzător.

b) Înlocuirea elementelor de lichid are loc urmând parcursuri mici de-a lungul peretelui și are loc ca urmare a fluctuațiilor provocate de turbulență. Ca să poată fi înlocuit de un alt element, un anume element care se mișcă de-a lungul peretelui trebuie să-și atenuieze tensiunile elastice lucru ce face să-i permită deformații cerute de noul amplasament ce i se oferă. Aceasta induce o întârziere în procesul de înlocuire comparabil cu un lichid newtonian. În aceeași măsură efortul de forfecare instantaneu la perete descrește cu creșterea timpului de contact cu peretele; efortul de forfecare mediu descrește.

În afară de cele arătate mai sus, de Gennes [10] a formulat o teorie elastică a efectului Toms pentru a dezbate proprietățile mediilor turbulente tridimensionale, omogene și izotrope, în prezență de polimer drept aditiv fără efect de perete. Ideea centrală a „teoriei cascadei” limitată la lanțuri (de polimeri) liniare și flexibile, dizolvate într-un solvent foarte bun, este aceea că efectul de polimer la scări mici nu este reprezentat de viscozitate ci de modulul elastic.

Importanța proprietăților elastice în descrierea mecanismului efectului Toms au fost studiate și de Armstrong și John [10]. Adoptând un model simplu pentru a studia turbulența și moleculele de polimeri dizolvate, ei au adoptat pentru polimer modelul unei haltere formată din două bile ce sunt legate între ele printr-un resort și care este imersată într-un lichid newtonian. Turbulența a fost astfel modelată că păstrând întregul buget de energie cinetică în toată vâna de fluid.

Wells & Spangler au arătat [11] că reducerea rezistenței hidraulice este un fenomen de perete. Injecția de soluții de polimer direct în apropierea peretelui provoacă imediat o reducere a rezistenței hidraulice, în timp ce o injecție în centrul vânei de fluid o provoacă numai după ce soluția de polimer difuzează până în preajma peretelui.

Trebuie amintit de asemenea că tensidele precum și soluțiile de rășini au de asemenea efect de reducere a rezistenței hidraulice. Gyr concluzionează că efectul Toms este rezultatul manifestării integrale a mai multor mecanisme [12].

1.2 Considerații analitice

1.2.1. Definirea turbulenței. Relații criteriale. Criteriile Reynolds, Prandl, Taylor, etc

Pentru înțelegerea turbulenței [13] se consideră o experiență simplă reprezentată schematic în fig. 1.1. un fluid curge staționar printr-o conductă lungă, dreaptă, orizontală, de diametru constant d ; pentru simplificare, vom considera constante atât densitatea fluidului ρ , cât și viscozitatea η . Pe lungimea: L , în interiorul conductei, presiunea fluidului scade de la p_1 la p_2 . Deoarece gravitația nu influențează presiunea din aceasta conductă orizontală, scăderea ei poate fi atribuită frecării generate în fluidul care curge.

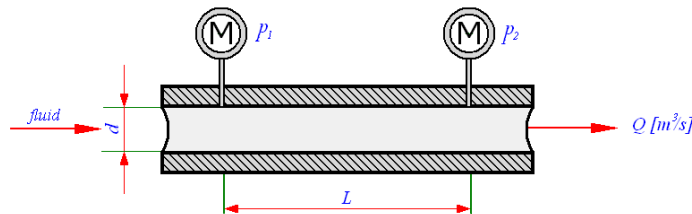


Fig. 1.1 Reprezentarea schematică a curgerii staționare a unui fluid printr-o conductă

Ca o măsură adimensională a debitului, se introduce *criteriul lui Reynolds*, care reprezintă forma adimensională a legăturii dintre căderea de presiune $p_1 - p_2$ de debitul Q al acestor conducte:

$$Re_d = \frac{\rho w_m d}{\eta} = \frac{w_m d}{\nu} \quad (1.1 a)$$

sau

$$Re_d = \frac{4Q}{\pi \nu d} \quad (\text{pentru o conductă circulară}) \quad (1.1 b)$$

unde $\nu = \eta/\rho$ este viscozitatea cinematică a fluidului.

Criteriul Reynolds reprezintă o măsură a raportului forțelor de inerție și de frecare internă.

Viteza w_m este viteza medie a fluidului ce curge prin conductă de secțiune A

$$w_m = \frac{Q}{A} \quad (1.2a)$$

sau

$$w_m = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (\text{pentru o conductă circulară}) \quad (1.2 \text{ b})$$

În curgerea izotermă în afara criteriului Reynolds există și alte criterii care caracterizează curgerea lichidelor.

Criteriul Froude [14] este o măsură a raportului dintre forțele de inerție și cele de gravitație:

$$Fr = \frac{w^2}{g \cdot d} \quad (1.3)$$

Criteriul Euler [14] reprezintă o măsură a raportului dintre forțele presiunii și cele ale inerției:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2} \quad (1.4)$$

unde:

Δp = este diferența de presiune

Dacă curgerea este însoțită de fenomene termice atunci în caracterizarea acesteia intră și alte criterii de similitudine.

Astfel *criteriul Nusselt* [14] caracterizează intensitatea transferului termic la interfața dintre perete și lichid:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (1.5)$$

unde:

α = coeficientul parțial de transfer de căldură prin convecție

l = dimensiunea geometrică determinantă

λ = coeficientul de conductivitate termică

Criteriul Prandtl [14] caracterizează raportul dintre inerția de mișcare datorită frecării între particulele de lichid și inerția termică a agentului termic:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (1.6)$$

unde:

c_p = căldură specifică (la presiune constantă)

η = viscozitatea dinamică

λ = coeficientul de conductivitate termică

Caracterizarea curgerii fluidelor în spații inelare se exprimă prin intermediul criteriului Taylor, Ta care caracterizează raportul între forța centrifugă și cea de frecare viscoasă:

$$Ta = F_{\text{centrifugă}} / F_{\text{viscoasă}} = 4 \cdot \Omega^2 \cdot R^2 / \nu^2 \quad (1.7)$$

O alta modalitate de caracterizare a regimului hidrodinamic este reprezentată de raportul Taylor - Reynolds Ta_{Re} dependent de geometria spațiului inelar, razele celor doi cilindri r_i și r_e , viteza unghiulară și viscozitate, conform relației:

$$Ta_{Re} = \frac{\Omega \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2 \cdot \nu} = \frac{n \cdot n \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{\nu} \quad (1.8 \text{ a})$$

sau

$$Ta_{Re} = \frac{\Omega \cdot r_i \cdot (r_e - r_i)}{\nu} \quad (1.8 \text{ b})$$

Curgerile turbulente sunt caracterizate printr-un anumit mod de manifestare. Pierderile hidraulice sunt descrise prin împletirea influenței mai multor

parametri și mecanisme de manifestare, care au pentru tehnică o importanță deosebită [15-17].

1.2.2. Frecarea în conducte

1.2.2.1. Generalități

Căderea de presiune este reprezentată prin *coeficientul de frecare*, λ , adimensional, care depinde de regimul de curgere și rugozitatea peretelui țevii:

$$\lambda = \frac{2\tau_w}{\rho w_m^2} \quad (1.9 \text{ a})$$

sau

$$\lambda = \frac{p_1 - p_2}{\frac{\rho}{2} \cdot w_m^2} \cdot \frac{L}{d} \quad (\text{pentru orice tip de conductă}) \quad (1.9 \text{ b})$$

sau

$$\lambda = \frac{\pi^2 d^5 (p_1 - p_2)}{32 \rho Q^2 L} \quad (\text{pentru o conductă circulară}) \quad (1.9 \text{ c})$$

În formula (3) τ_w este efortul de forfecare mediu pe peretele conductei:

$$\tau_w = \frac{(p_1 - p_2) \cdot A}{A_w} \quad (1.10 \text{ a})$$

sau

$$\tau_w = \frac{d(p_1 - p_2)}{4L} \quad (\text{pentru o conductă circulară}) \quad (1.10 \text{ b})$$

acționind pe suprafața laterală udată. A_w ea echilibrează forța datorită presiunii ($p_1 - p_2$) $\cdot A$.

1. În regim laminar de curgere ($Re < 2300$) coeficientul λ nu depinde de rugozitatea pereților conductei ci numai de Re (legea Hagen-Poiseuille):

$$\lambda = \frac{const}{Re} \quad (\text{pentru orice tip de conductă}) \quad (1.11)$$

sau

$$\lambda = \frac{64}{Re^{0,25}} \quad (\text{pentru o conductă circulară}) \quad (1.12)$$

2. În regim turbulent de curgere ($Re > 2300$),

Pentru țevi netede este valabilă legea lui Blasius ($Re < 100\ 000$):

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (1.13)$$

Pentru țevi rugoase este valabilă legea lui Prandl (până la $Re \approx 3,4 \cdot 10^6$):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,0 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (1.14)$$

Pentru țevi netede la curgere turbulentă este valabilă legea Prandl-von Karman:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 4 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,4 \quad (1.15)$$

1.2.2.2. Efectul aditivilor asupra frecării în conducte

Prin adaosul de cantități foarte mici de aditivi-polimeri corespunzători rezistența hidraulică a unui fluid aflat în curgere turbulentă scade. Începând cu cercetările de început asupra efectului Toms efectuate de către Toms [18, 19] în 1949 și 1977, și de către Mysels [20, 21] în 1949 și 1971 prin munca multor cercetători s-au adunat o sumedenie întreagă de rezultate și cunoștințe noi în acest domeniu.

Pentru adaosuri foarte mici de polimer adecvat este provocată o reducere a rezistenței hidraulice de până la 80%. Distinctiv pentru polimerii folosiți drept aditiv sunt următoarele:

- lungimea catenei;
- o ramificare cât mai redusă a lanțului molecular;
- o masă moleculară mare.

Un grad mare de ramificare duce la limitarea gradelor de libertate din punct de vedere conformațional și provoacă o înrăutățirea a *gradul de reducere a rezistenței hidraulice* (DR).

Un polimer este mai activ cu atât este mai mare masa sa moleculară. Mai anevoioasă este însă obținerea, în cazul polimerilor tehnici, de fracțiuni cât mai înguste cu mase moleculare mari (B. Gampert & Wagner, 1985 [22]).

Reducerea rezistenței hidraulice (efectul Toms) crește cu creșterea concentrației până la atingerea unei valori maxime a reducerii rezistenței hidraulice. Peste această valoare maximală, orice creștere a concentrației nu mai provoacă nici o reducere a rezistenței hidraulice, ci chiar poate duce la un efect invers.

Rezistența la frecare a unui fluid aflat în curgere scade numai atunci când efortul de forfecare la perete depășește valoarea limită a efortului de forfecare la pornire. Producerea reducerii rezistenței hidraulice depinde cel mai mult de *sistemul-polimer-solvent*. După depășirea punctului critic de pornire reducerea rezistenței hidraulice crește direct proporțional cu creșterea numărului Re. O legătură cu limita superioară a reducerii rezistenței hidraulice este dată de Virk, 1967 [23] și Virk & Baher, 1970, [24] în următoarea formulă (§ 1.2.5):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 9,5 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 19,6 \quad (1.16)$$

Această așa-numită *asimptotă Virk* este independentă de cantitatea și natura polimerului.

O altă formă a ecuației lui Virk, valabilă pentru conducte circulare netede, la curgere turbulentă este:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 19 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 32,4 \quad (1.17)$$

1.2.3. Considerații analitice la reducerea rezistenței hidraulice (RRH)

Gradul de reducere a rezistenței hidraulice este exprimată prin simbolul DR (*din anglo-saxonul "Drag Reduction" = reducerea rezistenței hidraulice*)

În elaborarea reprezentării analitice a reducerii a rezistenței hidraulice, DR, este definit ca raport al coeficienților de rezistență hidraulică de frecare, λ , sau ca raport al efortului tangențial τ , pentru soluție și pentru solvent [24].

$$DR = \frac{T_{pol}}{T_{sol}} \quad (1.18)$$

unde: τ_{sol} = efortului tangențial pentru solventul pur, τ_{pol} = efortului tangențial pentru soluția de polimer.

Pentru $\lambda = \frac{\tau}{\frac{\rho}{2} \cdot w_m^2}$, unde w_m este viteza medie a fluidului, avem:

$$DR = \frac{\lambda_{pol}}{\lambda_{sol}} \quad (1.19)$$

unde:

λ_{sol} = coeficientul de frecare pentru solventul pur,

λ_{pol} = coeficientul de frecare pentru soluția de polimer.

Mai folosită în practică este prezentarea reducerii a rezistenței hidraulice, DR, ca *reducere procentuală a rezistenței hidraulice DR(%)*:

$$DR(\%) = \left(1 - \frac{\lambda_{pol}}{\lambda_{sol}}\right) \times 100 \quad \text{sau} \quad DR(\%) = \left(1 - \frac{\Delta p_{pol}}{\Delta p_{sol}}\right) \times 100 \quad (1.20 \text{ a, b})$$

1.2.4. Reprezentarea grafică a datelor la curgeri cu efect de RRH

Problema reprezentării rezultatelor unor astfel de curgeri nu e chiar simplă, deoarece în astfel de cazuri parametrii relevanți ai curgerii nu depind numai de numărul Reynolds, Re, ci și de diverși parametri ai aditivilor : geometria și flexibilitatea acestora ca și concentrația lor. Reprezentarea grafică în funcție numai de un parametru este o simplificare și de aceea trebuie purtată o discuție asupra dependenței și de ceilalți parametri.

În fig. 1.2. avem următoarele reprezentări:

- *curgerea laminară în conductă dreaptă cu pereți netezi 1* dată de ecuației (1.12):

$$\lambda = \frac{64}{Re^{0,25}} \quad (\text{pentru o conductă circulară})$$

- *curgere turbulentă în conductă cu pereți netezi 2* dată de legea lui Prandtl-von Karman (1.15):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 4 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,4$$

- *reducerea maximă a rezistenței hidraulice (Asimptota lui Virk), 3*, e dată de ecuația (1.17):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 19 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 32,4$$

- *curgere turbulentă a soluțiilor de polimer* – este reprezentată de curba **4**

- *curgere turbulentă a soluțiilor de agenți activi de suprafață* – este reprezentată de curba **5**

- *curgere turbulentă a suspensiilor apoase de fibre* – este reprezentată de curba **6**

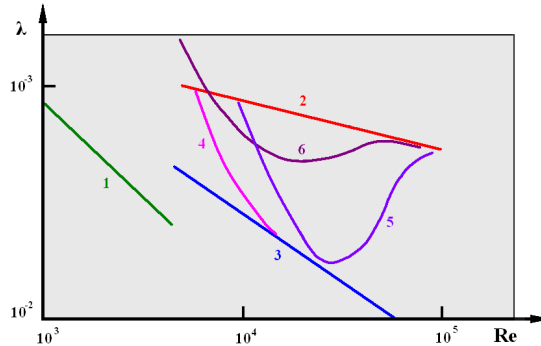


Fig. 1.2. Reprezentarea coeficientului de frecare funcție de numărul Reynolds

- 1 Curgere laminară în conductă dreaptă
- 2 Curgere turbulentă în conductă dreaptă, cu pereți netezi
- 3 Reducerea maximă a rezistenței hidraulice (Asimptota lui Virk)
- 4 Reducerea rezistenței hidraulice pentru soluții cu polimeri flexibili
- 5 Reducerea rezistenței hidraulice pentru soluții cu a.a.s. drept aditivi
- 6 Reducerea rezistenței hidraulice pentru suspensii apoase cu fibre

Prin definiție coeficientul de frecare a soluțiilor cu proprietăți de reducere a rezistenței hidraulice trebuie să aibă valori situate între cele rezultate din legea Prandtl-von Karman și legea lui Virk (asimptota reducerii maxime a rezistenței hidraulice), pentru un număr Reynolds dat.

Ecuatia (1.12) se poate rescrie sub forma:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{Re}{64} \cdot \sqrt{\lambda} \quad (\text{pentru o conductă circulară}) \quad (1.12')$$

Dacă se reprezintă grafic ecuațiile (1.12'), (1.15) și (1.17), în coordonate $1/\sqrt{\lambda}$ funcție de $Re \cdot \sqrt{\lambda}$, în scară logaritmică, se obține reprezentarea din fig. 1.3. În această reprezentare „liniile coeficientului de frecare”, 4 respectiv, 5, ale soluțiilor de polimer se intersectează cu linia dată de legea Prandl-von Karman, 2 sub un unghi δ care reprezintă panta dreptei respective - o caracteristică pentru concentrații diferite de polimer.

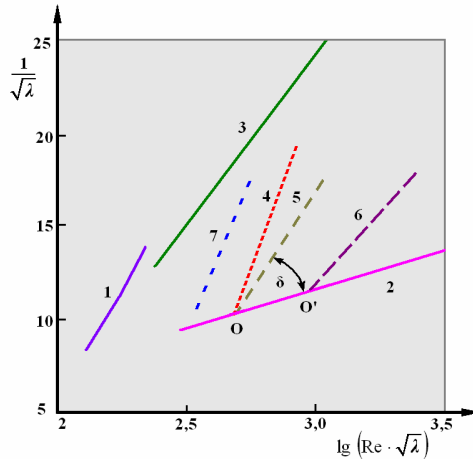


Fig. 1.3. Reprezentarea λ funcție de Re la RRH pentru soluții diluate de polimeri

- 1 Regim laminar la fluide newtoniene
- 2 Curba Prandtl-von Karman pentru fluide newtoniene în conducte netede
- 3 Reducerea maximă a rezistenței hidraulice (Asimptota Virk)
- 4 Curba tipică pentru soluții de polimeri
- 5 Curba tipică pentru soluții de polimeri
- Curbele 4 și 5 sunt pentru același polimer la concentrații diferite
- 6 Curba pentru soluția unui polimer care nu atinge curba Prandtl-von Karman
- 7 Curba tipică pentru soluții de polimeri cu masa molec. redusă $\delta =$ panta

1.2.5. Valoarea maximă a RRH. Asimptota lui Virk

Reducerea rezistenței hidraulice a soluțiilor diluate de polimer, trebuie să fie limitată de configurația când toți aditivii sunt elongați și aliniați. În acest caz este atinsă o stare de maxim a reducerii rezistenței hidraulice.

Virk a găsit o lege empirică conform căreia toate sistemele de polimeri diluați au o comportare asimptotică. Maxim de reducere a rezistenței hidraulice este limitat de așa-numita *asimptotă maximă a lui VIRK*, (*MDR asymptote* – asimptota reducerii maxime a rezistenței hidraulice):

Ecuatiei lui Virk, valabilă pentru conducte circulare rugoase, la curgere turbulentă este dată de ec. (1.16):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 9,5 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 19,06$$

O altă formă a ecuației lui Virk, valabilă pentru conducte circulare netede, la curgere turbulentă este dată de ec. (1.17):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 19 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 34,4$$

Această asimptote apare în diagramele profilelor de viteze ca și în diagrama de reprezentarea a coeficientului de frecare funcție de numărul Reynolds.

Legat de cele de mai sus s-a crezut că această limită maximă nu depinde în mare măsură de aditiv ci doar de caracteristicile curgerii turbulente. Totuși câteva noi rezultate experimentale, și anume cele ce utilizează agenții activi de suprafață

drept aditivi reducători ai rezistenței hidraulice, au scos la iveală că această presupunere nu poate fi una generală și efectul este așadar mult mai complex, aditivi diferiți acționând în moduri diferite. Dacă un aditiv specific are propria asimptotă a reducerii maxime a rezistenței hidraulice (asimptota Virk) sau nu este încă o întrebare deschisă.

1.3. Dependența reducerii rezistenței hidraulice (RRH) de diferiți parametri

1.3.1. Dependența RRH de concentrația de polimer

Dependența reducerii rezistenței hidraulice de concentrația de polimer a fost făcută într-un experiment de Daniel H. Fruman și Serge S. Aflalo [25]. Testul s-a făcut pentru o soluție etalon având o concentrație de 1500 ppm de polimer tip POLYOX WSR 301. Soluțiile obținute prin diluarea unor fracțiuni din proba etalon au fost recirculate cu un debit constant într-un tub capilar cu diametru de 1 mm.

Așa cum se vede în fig. 1.4, reducerea rezistenței hidraulice crește cu creșterea concentrației de polimer până la atingerea unei valori maxime a reducerii rezistenței hidraulice de 60 %, pentru o diluție de aprox. 1/125 părți ceea ce corespunde unei concentrații de 12 ppm polimer în apă (soluția etalon cu 1500 ppm polimer tip POLYOX WSR 301, are concentrația relativă 1). Peste această valoare optimă a concentrației de 12 ppm, orice creștere a concentrației de polimer nu mai provoacă nici o reducere a rezistenței hidraulice, ci chiar poate duce la un efect invers.

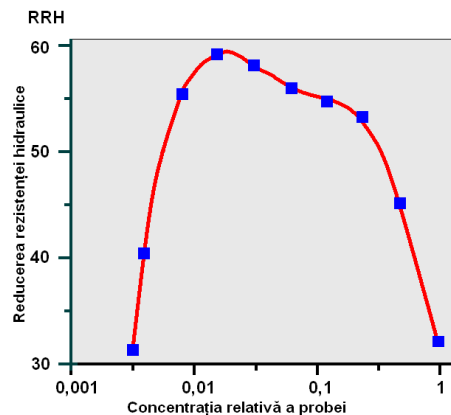


Fig. 1.4: Reducerea rezistenței hidraulice funcție de concentrația relativă a probei (Soluția etalon cu 1500 ppm polimer tip POLYOX WSR 301, are conc. relativă 1)

1.3.2. Dependența RRH de temperatură

O reducere de până la 80 % a rezistenței hidraulice, la curgerea în conducte a fost obținută de către K. Schmitt, F. Durst și P.O. Brunn [26] de la Catedra de Mecanica Fluidelor a Universității Erlangen-Nürnberg, în soluții în care se adaugă cantități foarte mici de câteva ppm, într-un test ciclic de varierea temperaturii, cu variații de temperatură reproductibile și gradienti constanți în timp între temperatura limită inferioară și superioară. Stabilizarea polimerului s-a făcut prin adăugarea unor agenți activi de suprafață cationici.

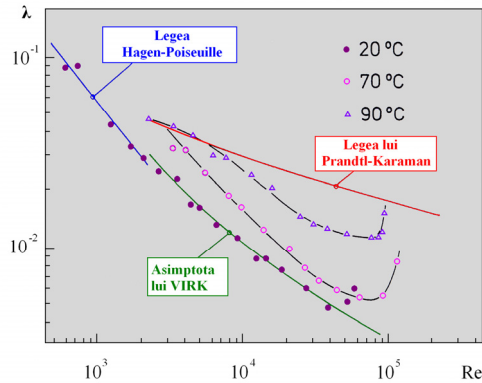


Fig. 1.5. Dependenta reducerii rezistenței hidraulice de temperatură.
Curba $\lambda - Re$ cu 10 ppm Acrilat 1601/196 (Dow-Chemical), \varnothing cond. 4 mm

În fig. 1.5 sunt redate datele obținute într-un alt experiment făcut de către F. Durst, K. Schmitt, și P.O. Brunn [27], de la Catedra de Mecanica Fluidelor a Universității Erlangen-Nürnberg. Experimentul s-a făcut cu o soluție diluată de polimer în apă de rețea prin vehicularea acesteia, la diferite regimuri de curgere și temperaturi, printr-o conductă cu diametrul de 4 mm.

Din fig. 1.5 se observă că maximum de reducere a rezistenței hidraulice se obține la temperatura de 20°C când datele experimentale se suprapun peste curba $\lambda-Re$ de maxim a reducerii rezistenței hidraulice – asimptota lui Virk. Cu creșterea temperaturii curbele experimentale rezultate, cea de 70°C și respectiv cea de 90°C, se deplasează spre valori mai mici ale reducerii rezistenței hidraulice.

1.4. Aplicații practice ale efectului Toms

1.4.1. Considerații preliminare

Încă de la primele experimente de reducere a rezistenței hidraulice prin adăugarea de mici cantități de polimeri, agenți activi de suprafață sau fibre, s-a pus problema unor aplicații practice ale acestui efect. În această direcție, în evaluarea economică a unei eventuale aplicații trebuie luate anumite restricții în calcul:

- i. aditivii costă bani și chiar dacă concentrația acestora este în general mică, consumul necesar pentru producerea unei reduceri a rezistenței hidraulice dorite poate fi considerabil, mai ales în cazul când viteza de curgere este mare;
- ii. introducerea aditivilor în curentul de fluid se face prin intermediul unor dispozitive de injecție sau de amestecare care de asemenea costă bani (costuri fixe). Dacă aceste dispozitive necesită instalații de pompare sau amestecare, se consumă energie care duce de asemenea la mărirea costurilor (costuri variabile);
- iii. anumiți aditivi pot afecta în mod negativ mediul înconjurător, așa că înainte de orice posibilă aplicație trebuie să se facă un studiu care să clarifice acest aspect

1.4.2. Considerații economice

Așa cum s-a amintit, deși doar cantități mici (*ppm*) de aditivi sunt necesare pentru a produce o reducere drastică a rezistenței hidraulice, costurile pentru aditivi pot fi considerabile. Pentru a avea o mai bună idee a consumurilor trebuie amintit că o concentrație exprimată în *ppm* înseamnă g/m^3 . Astfel în sistemele de transport de trecere cum sunt canalele și conductele de transport petrol, consumul de aditivi poate produce costuri enorme. Din contra la sistemele în circuit, sunt necesari aditivi stabili la degradări mecanice și/sau termice. În acest caz costurile sunt datorate prețurilor mari ale unor astfel de aditivi.

În multe cazuri aditivii sunt substanțe ce interacționează cu mediul în care se află. De multe ori utilizarea aditivilor poate crea probleme tehnice adiacente. Astfel de exemplu agenții activi de suprafață produc spumă. Și drept consecință de aici rezultă costuri suplimentare pentru proiectarea corespunzătoare și pentru întreținerea sistemului.

Costuri suplimentare apar, în cazul utilizării aditivilor și pentru operarea sistemelor de dozare.

De asemenea nu trebuie uitate costurile de „evacuare” a aditivului din sistem.

Adăugarea aditivului în curentul de fluid se poate face sub formă de pudră, emulsie sau soluție-mamă. În cazul în care reducerea rezistenței hidraulice depinde strâns de concentrația de aditiv este în mod esențial nevoie de un dispozitiv de dozare. În plus pudra, emulsia sau soluția-mamă trebuie stocate și în cazul platformelor de extracția a petrolului reprezintă încă o problemă în plus.

1.4.3. Considerații privind protecția mediului înconjurător

Principalul criteriu care trebuie luat în considerație, sub aspectul protecției mediului, este gradul de nocivitate al aditivului. În ciuda acestui fapt, principial, chiar și cei mai toxici aditivi pot fi utilizați într-un sistem în circuit închis, dacă au fost luate măsurile adecvate de protecție. La calcularea beneficiului economic trebuie luate în considerare și aceste costuri suplimentare de protecție. În anumite cazuri și anume pentru foarte mult eficientele fibre de azbest, o aplicație practică este aproape imposibilă datorită faptului că acestea produc cancer de plămâni la oameni și animale. În cazul aditivilor care pot fi considerați că reacționează chimic trebuie făcute, sub aspectul gradului de toxicitate, studii suplimentare asupra produselor intermediare și a celor finale. De exemplu foarte mulți polimeri nu sunt toxici, în schimb monomerii din care provin sunt cancerigeni.

Un alt aspect care trebuie luat în calcul este acela că pe de o parte utilizarea aditivilor este atractivă deoarece necesită cheltuieli reduse, dar pe de altă parte pot apărea alte probleme dificile, dacă se dorește separarea aditivului din curentul de fluid. Aceasta necesită punerea la punct a unui proces nou de separare - complementar.

1.4.4. Exemple practice

În optimizarea procesului de selectare a aditivului celui mai potrivit pentru o anumită aplicație trebuie început cu o analiză a sistemului, după care există următoarele posibilități de alegere:

- i. să se aleagă un aditiv care deja este utilizat în practică;
- ii. să se folosească un amestec de aditivi;
- iii. să fie dezvoltat un nou aditiv.

Tendința actuală este în direcția de a se crea noi clase de aditivi cu un grad cât mai mare de bio-degradabilitate, ce le dă posibilitatea de a fi folosiți pe o scară mai largă în aplicații practice.

Reducerea rezistenței hidraulice în conductele de transport al țițeiului crud. Prima utilizare la scară largă a agenților de reducere a rezistenței hidraulice s-a făcut la transportul petrolului brut pe conducta de transport Trans-Alaska [1]. Procesul constă în injectarea în vâna de fluid a unui polimer liofil (ca și soluție 10%), la fiecare stație de pompare de pe traseul conductei. Scopul urmărit este mărirea debitului de fluid vehiculat la aceeași presiune constantă în rețea (și deci la același consum constant de energie).

$$DR(\%) = \left(1 - \frac{\lambda_S}{\lambda_N}\right) \times 100 \text{ sau } DR(\%) = \left(1 - \frac{\Delta p_S}{\Delta p_N}\right) \times 100 \quad (1.21 \text{ a, b})$$

unde: λ_S = coeficientul de frecare al soluției

λ_N = coeficientul de frecare al solventului (fluid newtonian),

Δp = căderea de presiune.

Studiile făcute, care au avut drept scop mărirea eficienței aditivilor, au dat în scurt timp rezultate încurajatoare: concentrația polimerilor, adăugați ca aditiv, a putut fi redusă de 12 ori. În optimizarea procesului a trebuit să se țină cont de două tendințe contrare: Pe de o parte creșterea masei moleculare a polimerilor duce la aceeași reducere a rezistenței hidraulice, pentru o concentrație mai mică de polimer. S-a ajuns astfel la obținerea unor polimeri cu mase moleculare de până la $2,4 \div 3 \cdot 10^7$ g/mol. Pe de altă parte cu creșterea masei moleculare orice polimer devine mai sensibil la degradarea mecanică. Pentru a reduce acest efect nefavorabil au fost optimizate constructiv instalațiile de injecție cât și distanța la care sunt acestea amplasate, deoarece reducerea rezistenței hidraulice scade cu distanța de la punctul de injecție. S-a ajuns astfel ca pe traseul conductei de transport țiței brut Trans-Alaska la o concentrație a polimerului-aditiv de 1 ppm să crească debitul de fluid cu 33%.

În 1989 existau în lume instalații care foloseau polimeri de reducere a rezistenței hidraulice, în afară de magistrala de transport Trans-Alaska, și în Australia (Bass Strait), în China (Manciuria), India (Assam și Bombay), Orientul Apropiat, Marea Nordului, etc.

În afară de efectul de reducere a rezistenței hidraulice, adăugarea de polimeri în țițeiul brut mai are și un alt efect benefic și anume acela de a reduce schimbul de căldură dintre fluidul transportat și exterior. Aceasta duce la păstrarea unei temperaturi relativ înalte a țițeiului brut, care îi dă o vâscozitate mică și rezultă un debit mărit la o presiune constantă.

Din punct de vedere economic, deși polimerii cu masă moleculară mare sunt relativ scumpi, utilizarea lor este mai rentabilă în comparație cu cei „obișnuiți”, mai ieftini, dar care trebuie folosiți în cantități mult mai mari.

În această aplicație utilizarea polimerilor nu are ca efect secundar poluarea mediului înconjurător. Polimerii adăugați în țiței sunt prelucrați ulterior ca și acesta: supuși cracării și distilării și suferă ca și aceștia descompuneri termice.

Reducerea rezistenței hidraulice la curgerea în canale. În sistemele de canalizare care preiau atât apa reziduală menajeră și respectiv industrială (debite constante), cât și cea pluvială (debite variabile) pot apărea, în timpul ploilor

terențiale, „locuri înguste” în captarea tuturor acestor ape, care să ducă la inundații cu pagubele economice corespunzătoare. Ieșirea din acest impas se poate face în două moduri:

- i. construirea unui nou sistem de canalizare;
- ii. utilizarea în timpul perioadelor înguste (cu ploii torențiale) a unor de polimeri ca agenți de reducere a rezistenței hidraulice.

Alternativa a doua este, din punct de vedere economic, mult mai atractivă. Adăugarea de polimerii în apele de canal duce la mărirea debitului pe care-l poate prelua acest sistem și se poate aplica imediat.

În fig. 1.6. sunt prezentate costurile unui canal îngropat, lung de 1 km, în comparație cu cele ale unui sistem de dozare a unui polimer (timp de dozare 20 h/an; concentrație 20 ppm; prețul polimerului 5 €/kg), pentru diferite diametre și înclinații ale canalului [28]. Aceste Analize de cost au fost făcute pe instalații nou construite în 1986 în orașul Dortmund din Germania.

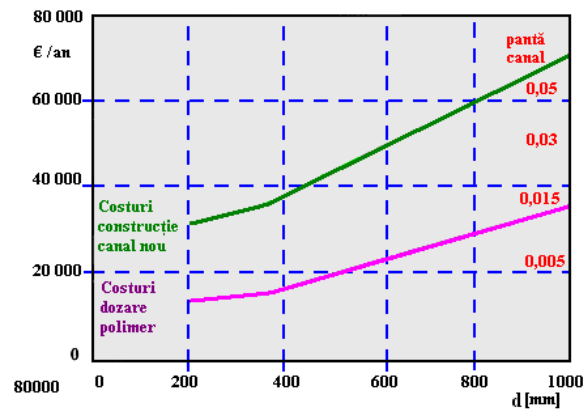


Fig. 1.6. Comparație între costurile de dozare polimer și de construire a unui nou canal

La canale, pierderile de energie la frecare sunt determinate de înclinarea fundului canalului. Reducerea frecării duce la mărirea vitezei de curgere.

$$\Delta W_Q = \frac{w_p - w_s}{w_s} = \frac{W_p}{W_s} - 1 \quad (1.22)$$

unde: Δw_Q = creșterea vitezei de curgere (~ RRH în canale cu suprafață de curgere liberă)

w_p = vitezei de curgere fluid (pur)

w_s = vitezei de curgere fluid cu adaos de polimer (soluție)

Curba din fig. 1.7. redă evoluția nivelului într-un canal de surgere umplut parțial, în care se injectează polimer. Prima parte arată o curgere staționară. După un vârf (pic) se observă o nouă curgere staționară. Acest val este rezultatul startului dozării polimerului. Soluția apoasă de polimer este injectată în masa curentului de apă din canal, care nu conține polimer, în care se amestecă în scurt timp. Această zonă de amestec produce valul. Al doilea nivel constant arată curgere staționară a zonei de reducere a rezistenței hidraulice. (În acest experiment evacuarea în canal nu este constantă, de aceea nu se poate aștepta ca noul nivel să fie mai coborât). Înainte de a se ajunge la nivelul inițial există un val negativ. Acest val negativ are loc când este stopată dozarea polimerului. Apa fără polimer este prea înceată ca să poată urma pe cea ce conține polimer, ce are o viteză accelerată.

Polimerii folosiți ca agenți de reducere a rezistenței hidraulice în canalizarea orașelor trebuie să aibă în plus bune calități de dizolvare în apă și să fie în același

timp biodegradabili. Bune rezultate a dat în acest sens un amestec de polietilenoxid și poliacrilamidă, folosite într-o concentrație de 500 ppm de către cercetătorul Wade [29].

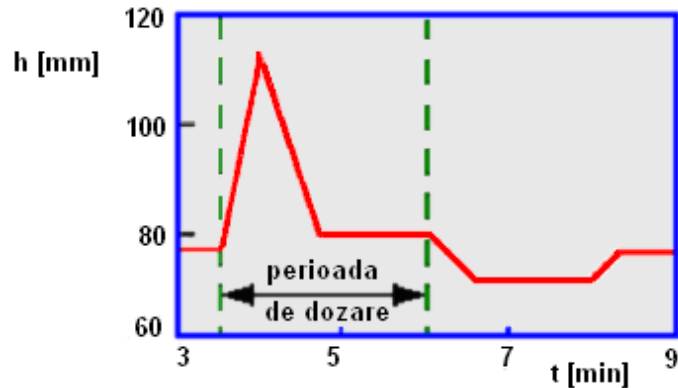


Fig. 1.7. Curba de nivel într-un canal. Dependența nivelului de dozarea polimerului

Creșterea vitezei prin dozarea de polimer depinde de concentrația de polimer și de timpul de dizolvare/amestecare a polimerului, așa cum se arată în fig. 1.8. Se observă că nu există diferență mare între soluția cu timp de dizolvare de 75 sec. și cea de 105 sec. Amândouă cresc până la concentrația de circa 70 ppm. Pentru concentrații mai mari decât 70 ppm se atinge un nivel constant de creștere a vitezei de curgere de cca. 30%. Curbele cu timpi de dizolvare de 10 sec. respectiv 25 sec. arată un efect mai redus. Maximul de creștere a vitezei atins de curba cu timp de dizolvare de 25 sec. este de 17%, iar acela atins de curba cu timp de dizolvare de 10 sec. este de 8%.

Din experiment rezultă că există un anumit timp de dizolvare minim pentru care se produce un efect de reducere a rezistenței hidraulice. Pentru utilizări practice este de luat în calcul o distanță minimă între punctul de adăugare al polimerului și punctul în care este necesar ca viteza de curgere să crească.

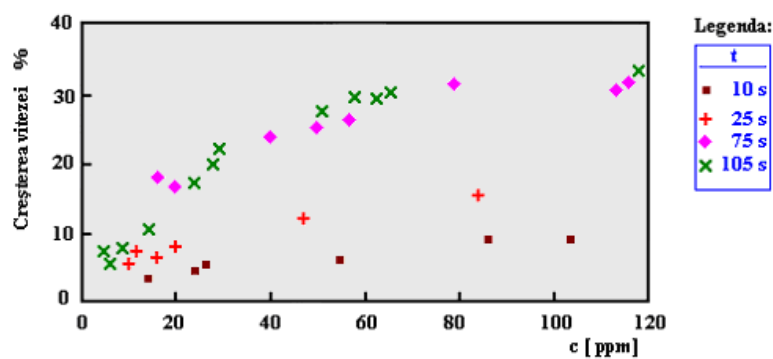


Fig. 1.8. Creșterea vitezei pentru diferite concentrații de polimer și timpi de amestecare

Reducerea rezistenței hidraulice în sisteme de încălzire centrală. În sistemele în care există fluide ce curg în circuit, cum ar fi sistemele de încălzire centrală, sistemele de răcire din industria chimică, precum și în sistemele de aer

condiționat de la marile clădiri energia de pompare poate fi redusă prin adăugarea de agenți de reducere a rezistenței hidraulice.

Condițiile hidrodinamice în astfel de instalații este total diferit față de alte aplicații de aceea în evaluarea acestei probleme trebuie luate în calcul următoarele aspecte:

- i. în mod normal sistemele în circuit închis funcționează în mod continuu timp de luni sau chiar ani până când apa din circuit este schimbată;
- ii. diametrul conductelor este mai mare decât în cazul altor aplicații;
- iii. regimul de curgere este turbulent ($Re \approx 100\ 000$);
- iv. temperatura de lucru în astfel de sisteme variază între 5°C și 130°C , în funcție de tipul sistemului: de încălzire sau de climatizare;
- v. Deoarece în sistemele ciclice concepute pentru perioade lungi de timp prezența inhibitorilor de coroziune aparține normalității, este de așteptat să apară o influență între aceste substanțe și aditivii de reducere a rezistenței hidraulice;
- vi. polimerii suferă o serioasă degradare mecanică (datorată de trecerea multiplă a soluțiilor prin sistemele de pompare) precum și termică.

Martischius & Heide, 1984 [30] au căutat să găsească aditivi care să stabilizeze polimerii (poliacrilamida) care acționează sub condiții termice deosebite. Ei au găsit că un agent reducător cum este Na_2SO_3 îmbunătățește stabilitatea termică a polimerului (poliacrilamidă). De asemenea s-a constatat un efect sinergetic în cazul în care se adaugă simultan cu agentul reducător și un agent de chelatizare. Rezultatul experimentului a fost că după 21 zile de funcționare, la 150°C , soluția de poliacrilamidă prezenta calități constante de agent de reducere a rezistenței hidraulice.

Interesante sunt de asemenea studiile care s-au făcut utilizând drept aditivi pentru reducerea rezistenței hidraulice agenți activi de suprafață (Povkh – 1980, [31]). Avantajul utilizării acestora este acela că prin schimbarea componentei chimice a agentului activ de suprafață, acesta poate fi optimizat pentru domeniu de temperatură dorit. De exemplu atunci când lungimea catenei hidrocarbonate a unui agent activ de suprafață dat este mărită prin adiționarea unei grupări alchil, noul sistem va acționa ca agent de reducere a rezistenței hidraulice la o temperatură mai înaltă.

Reducerea rezistenței hidraulice în sistemele de irigații. Folosirea aditivilor de reducere a rezistenței hidraulice în procesele de irigare urmărește două scopuri, și anume:

- i. reducerea energiei consumate în sistemele de pompare;
- ii. reducerea pierderilor de apă în sol și astfel crearea de condiții de mărire a suprafețelor irigate, în regiunile cu resurse reduse de apă;
- iii. în ambele cazuri prezentate mai sus polimerii folosiți ca aditivi de reducere a rezistenței hidraulice trebuie să nu aibă efecte negative asupra plantelor precum și a solului.

Din studiile făcute de Elias & Vocol în Cehoslovacia cu poliacrilamide drept aditiv de reducere a rezistenței hidraulice s-a constatat că nu există efecte negative asupra plantelor [32-34].

Aceste studii au fost confirmate de studiile făcute la irigarea orezului la Kharagpur în India de către Singh, 1979 [35] și Sankar, 1982 [36]. S-a folosit un amestec de polimer natural guar-gum cu uree în soluție apoasă. Cercetătorii indieni au constatat că utilizarea polimerilor drept aditivi pentru irigații prezintă și un alt avantaj, și anume acela că soluțiile diluate de polimer se infiltrează mai încet în sol

și se crează astfel o reducere a pierderilor de apă. Acest efect se datorează creșterii viscozității soluțiilor de polimer care produc o mai mare rezistență la curgerea în porii din sol.

Reducerea rezistenței hidraulice în transportul hidraulic. Transportul hidraulic al solidelor în conducte este mai atractiv decât dacă se folosesc în acest scop transportul feroviar, rutier sau pe apă. Bunurile transportate în principal sunt cărbunele și minereul de fier iar ca fluid de transport apa.

La studierea efectului adăsurii de aditivi asupra transportul hidraulic al solidelor în afară de evaluarea reducerii rezistenței hidraulice trebuie să se țină cont de modul cum este afectată viteza de sedimentare a particulelor transportate. În mod normal sistemele de transport hidraulic al solidelor sunt operate la viteze superioare vitezei de sedimentare în scopul de a minimaliza căderea de presiune din sistem.

Primele studii amănunțite făcute în studierea acestui proces au avut loc în Cehoslovacia de către Pollert, asupra transportului cenușei de termocentrală [37] de la locul de ardere la locul de depunere și respectiv al mâlului [38] de la stația de epurare centrală a orașului Praga, la halda de depunere, folosindu-se drept aditiv poliacrilamida.

Studii făcute asupra transportul hidraulic al cărbunelui de către Golda [39] au scos în evidență următoarele:

- i. la o concentrație constantă a polimerului aditiv, reducerea rezistenței hidraulice scade cu creșterea concentrației de solid;
- ii. pentru același efect de reducere a rezistenței hidraulice, concentrația aditivului în amestecul apă cărbune trebuie să fie mai ridicată decât în apa pură, aceasta datorându-se adsorbției de aditiv la suprafața cărbunelui și implicit la scăderea concentrației de aditiv în faza lichidă;
- iii. datorită degradării mecanice, reducerea rezistenței hidraulice scade cu timpul.

2. DEFINIREA VIBRAȚIILOR SISTEMELOR CU UN GRAD DE LIBERTATE ȘI A VISCOZITĂȚII

2.1. Vibrația sistemelor cu un grad de libertate

Dacă mișcarea unui sistem mecanic posedă proprietatea de a se repeta după un interval finit de timp T , atunci mișcarea respectivă se numește *vibrație* sau *oscilație*. Un caz particular este acela în care sistemul mecanic are un singur grad de libertate, adică poziția sa în spațiu poate fi unic definită cu ajutorul unei singure coordonate generalizate, de regula o *distanță* (§ 2.1.1.) sau un *unghi* (§ 2.1.2.) [40].

2.1.1. Ecuația de mișcare a oscilatorului armonic liniar

Cel mai simplu exemplu de mișcare vibratorie este *oscilatorul armonic liniar*, care constă dintr-un corp P , de masa m , ce se mișcă fără frecare în lungul axei Ox sub acțiunea forței elastice produse de un *resort* având în poziția de repaos lungimea l și masa neglijabilă (fig. 2.1 a). Dacă corpul P este deplasat din poziția de echilibru O și apoi este lăsat liber, atunci va *oscila*, sau *vibra*, în jurul punctului O ; la momentul t corpul P are abscisa x , adică arcul are lungimea $l + x$ (fig. 2.1. b). Din *legea lui Hooke* și legea a doua a lui Newton rezultă ecuația de mișcare a oscilatorului armonic liniar:

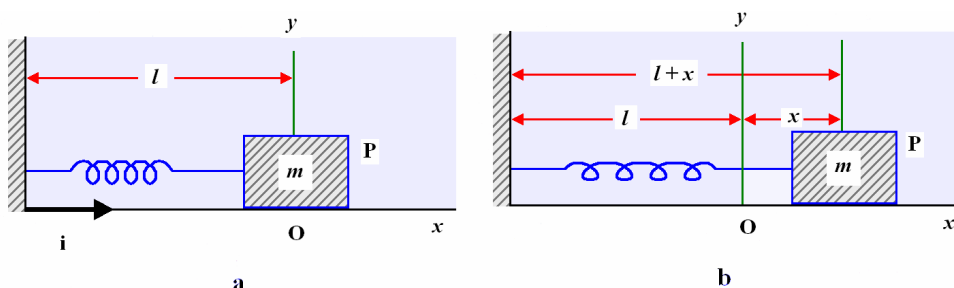


Fig. 2.1. Oscilatorul armonic liniar

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = 0 \quad (2.1)$$

$k > 0$ este o constanta de proporționalitate care se numește *constanta elastică*.

Presupunând că la momentul $t = 0$ avem condițiile inițiale $x = a$ și $\dot{x} = 0$, din (2.1) obținem :

$$x = a \cos \omega t \quad (2.2)$$

unde $\omega = \sqrt{k/m}$ se numește *pulsăție*. Deoarece $\cos \omega t$ variază între -1 și $+1$, poziția $x = x(t)$ a lui P oscilează între $x = -a$ și $x = a$, conform fig 2.1.

Amplitudinea mișcării a este distanța maximă la care se depărtează corpul P față de poziția de echilibru, iar *perioada* T este timpul în care P efectuează o oscilație (sau vibrație) completă, care adesea se mai numește și *ciclu*.

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.3)$$

De asemenea, *frecvența* mișcării, notată prin ν , reprezintă numărul de oscilații complete, sau cicli, pe unitatea de timp. Avem

$$\nu = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.4)$$

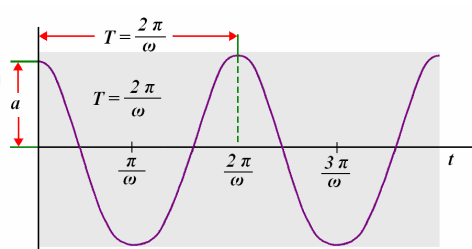


Fig. 2.2. Reprezentarea grafică a mișcării oscilatorii simple neamortizate

Frecvența naturală este aceea care corespunde vibrațiilor libere neglijând forțele de frecare, iar *frecvența naturală amortizată* este frecvența sistemului ce vibrează liber și se consideră influența frecărilor. Prin *vibrație liberă* se înțelege vibrația sistemului atunci când asupra sa acționează numai forța elastică și, eventual, greutatea corpurilor ce îl compun.

În cazul general, când condițiile inițiale ale mișcării sunt arbitrare, soluția ecuației (2.1) este

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t, \quad (2.5)$$

unde $\omega = \sqrt{k/m}$, iar A și B sunt constante ce se determină din aceste condiții.

Relația (2.5) se poate scrie:

$$x = a \cos(\omega t - \varphi), \quad (2.6)$$

unde amplitudinea este

$$a = \sqrt{A^2 + B^2}, \quad (2.7)$$

iar

$$\varphi = \arctg(B/A) \quad (2.8)$$

se numește *unghi de fază* și se alege, de regula, $-\pi/2 < \varphi < +\pi/2$. Se observă că perioada și frecvența rămân aceleași. În plus, dacă $\varphi = 0$ atunci (2.6) se reduce la (2.2).

2.1.2. Pendulul de torsiune

Prin analogie cu oscilatorul armonic liniar se definește și *pendulul de torsiune* (fig. 2.3 a, b)

De data aceasta coordonata generalizată este, ca și în cazul pendulului matematic simplu (fig. 2.3. c), un unghi $\theta = \theta(t)$, iar forța (sau momentul) ce acționează asupra corpului este proporțională, printr-o constantă K , cu acest unghi măsurat din poziția de echilibru. Un disc circular este fixat la capatul de jos al unei bare elastice de masa neglijabilă, în timp ce capătul de sus al barei este fixat de un suport (fig. 2.3 a). Presupunem ca la momentul $t = 0$ discul este răsucit cu un unghi

θ_0 față de poziția de echilibru. Dacă I este momentul de inerție al discului în raport cu bara verticală și K modulul de elasticitate al barei la răsucire, ecuația de mișcare a pendulului de torsiune este [40, 41]:

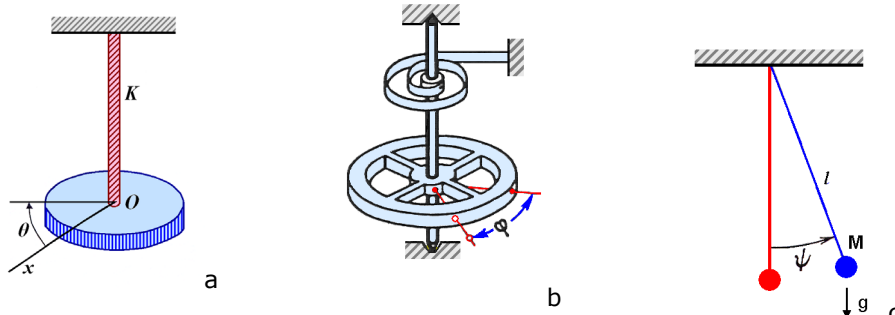


Fig. 2. 3 a) Pendul de torsiune b) Pendul de torsiune (balansoar);
c) Pendulul matematic simplu

$$I \cdot \ddot{\theta} + K \cdot \dot{\theta} = 0. \quad (2.9)$$

Soluția generală a ecuației (2.9) este:

$$\theta(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t, \quad (2.10)$$

unde pulsația ω este

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{I}}, \quad (2.11)$$

iar A și B sunt constante ce se determină din condițiile inițiale. Ținând seama că la momentul $t = 0$ avem condițiile $\theta = \theta_0$ și $\dot{\theta} = 0$ rezultă $A = \theta_0$, respectiv $B = 0$. Soluția (2.11) devine

$$\theta = \theta_0 \cos \omega t. \quad (2.12)$$

Din (3.12) se observă că amplitudinea mișcării este

$$a = \theta_0 \quad (2.13)$$

c) Frecvența naturală este $\nu = \omega/2\pi$, iar dacă ținem seama de (2.11) obținem

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{I}} \quad [\text{Hz}]. \quad (2.14)$$

2.1.3. Vibrații amortizate

În problemele practice pot interveni diferite forțe care acționează asupra oscilatorului armonic și au ca efect reducerea amplitudinii vibrațiilor (oscilațiilor) succesive în raport cu poziția de echilibru. Aceste forțe se numesc *forțe de amortizare*, sau de *rezistență* și au direcție opusă vitezei locale v . Ecuația de mișcare a *oscilatorului armonic amortizat* se scrie:

$$m\ddot{x} + \zeta\dot{x} + kx = 0 \quad (2.15)$$

unde ζ este o constanta pozitivă care se numește *coeficient de amortizare*.

Introducând notațiile:

$$\frac{\zeta}{m} = 2\beta, \quad \frac{k}{m} = \omega^2 \quad (2.16)$$

ecuația (2.15) primește forma standard:

$$m\ddot{x} + 2\beta\dot{x} + \omega^2 x = 0. \quad (2.17)$$

În legătură cu soluțiile acestei ecuații diferențiale se disting trei cazuri:

Cazul 1 - mișcare supraamortizată. Acest caz este definit de condiția $\beta > \omega$, adică $\zeta > 2\sqrt{k m}$. Soluția generală a ecuației (2.17) este

$$x = e^{-\beta t} (Ae^{\lambda t} + Be^{-\lambda t}), \quad (2.18)$$

unde $\lambda = \sqrt{\beta^2 - \omega^2}$, iar A și B sunt constante arbitrare ce se determină din condițiile inițiale.

Cazul 2 - mișcare critic amortizată. În acest caz avem satisfăcută relația $\beta = \omega$, respectiv $\zeta = 2\sqrt{k m}$. Soluția generală a ecuației (2.17) are forma

$$x = ae^{-\beta t} (A + Bt), \quad (2.19)$$

A și B fiind constante arbitrare care se determină din condițiile inițiale.

Cazul 3 - mișcare subamortizată. sau oscilatoric amortizată. Acest caz este definit prin condiția $\beta < \omega$, adică $\zeta < 2\sqrt{k m}$. Soluția generală a ecuației de mișcare (2.17) este $x = e^{-\beta t} (A \sin \lambda t + B \cos \lambda t)$, sau

$$x = ae^{-\beta t} \cos(\lambda t - \varphi), \quad (2.20)$$

unde $\lambda = \sqrt{\omega^2 - \beta^2}$, iar A și B , respectiv $a = \sqrt{A^2 + B^2}$ și $\varphi = \arctg(B/A)$, sunt constante ce se determină din condițiile inițiale. În (2.20) a este amplitudinea, iar φ unghiul de fază.

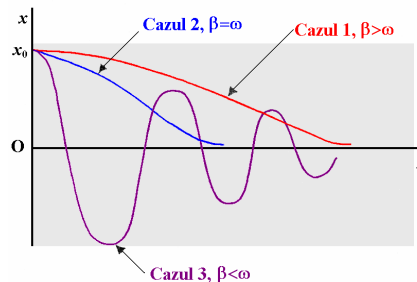


Fig. 2.4 Reprezentarea grafică a mișcării oscilatorii simple amortizate

În cazurile 1 și 2 amortizarea este suficient de mare încât corpul P nu poate efectua nici o oscilație, ci se întoarce suficient de repede în poziția de echilibru $x = 0$. Aceasta situație este reprezentată în fig. 2.4 pentru condițiile inițiale $x = x_0$ și $\dot{x} = 0$ la momentul $t = 0$. Este de remarcă faptul că în cazul mișcării critic amortizate (cazul 2) corpul P se întoarce mai repede în poziția de echilibru $x = 0$ decât în cazul mișcării supraamortizate (cazul 1).

În cazul 3 amortizarea este mai mică încât corpul P poate să oscileze în jurul poziției de echilibru $x = 0$, iar mărimea acestor oscilații descrește în timp (fig. 2.4).

2.1.4. Vibrații forțate și rezonanța

În cazul în care afara forței elastice $-kx$ și a forței de amortizare $-\zeta\dot{x}$, asupra sistemului mecanic mai acționează și o forță de excitație $F(t)$, unde $F(t) = A \cos \omega t$, vibrațiile care se produc poartă numele de *vibrații forțate*.

Ecuația diferențială care descrie vibrațiile amortizate forțate este:

$$m\ddot{x} + \zeta\dot{x} + kx = A \cos at, \quad (2.21)$$

și se scrie sub forma standard:

$$\ddot{x} + 2\beta\dot{x} + \omega^2 x = F_0 \cos at, \quad (2.22)$$

unde

$$\beta = \frac{\zeta}{2m}, \quad \omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad F_0 = Aa^2. \quad (2.23)$$

Soluția generală a ecuației omogene este (2.18), (2.19), respectiv (2.20), după cum vibrațiile libere sunt superamortizate, critic amortizate, sau oscilatoric amortizate. De asemenea, o soluție particulară a ecuației neomogene (2.22) este

$$x(t) = \frac{F_0}{\sqrt{(a^2 - \omega^2)^2 + 4a^2\omega^2}} \cos(at - \psi) \quad (2.24)$$

unde

$$\tan \psi = \frac{2a\beta}{a^2 - \omega^2}, \quad 0 \leq \psi \leq \pi \quad (2.25)$$

După cum se observă din fig. 2.4., soluția generală a ecuației omogene (2.22), care se mai numește și *soluție tranzitorie*, tinde să se anuleze după un anumit timp. Pe măsura ce timpul crește în continuare, mișcarea corpului **P** este descrisă în mod esențial de soluția particulară (2.24), care se numește *soluție staționară*. Prin urmare, pentru valori mari ale timpului sistemul vibrează cu frecvență $a/2\pi$ a forței perturbatoare (2.26) și are decalajul de faza ψ din rel. (2.25).

Amplitudinea vibrațiilor (oscilațiilor) staționare (2.24) este

$$a = \frac{F_0}{\sqrt{(a^2 - \omega^2)^2 + 4a^2\beta^2}} \quad (2.26)$$

Presupunând că oscilațiile sunt amortizate, adică $\zeta \neq 0$ (respectiv $\beta \neq 0$), atunci valoarea maximă a amplitudinii a din (2.25) apare pentru acea pulsație $a = a_R$ a forței de excitație definită de relația

$$a_R = \sqrt{\omega^2 - 2\beta^2}, \quad (2.27)$$

în ipoteza că $a^2 > 2\beta^2$. Dacă pulsația a a forței de excitație (respectiv frecvența $\nu = a/2\pi$) tinde către valoarea (2.27), atunci este posibil ca amplitudinea oscilațiilor să devină foarte mare putând provoca distrugerea sistemului. Fenomenul se numește *rezonanță*, iar frecvența $\nu_R = a_R/2\pi$ se numește *frecvență de rezonanță*, sau *frecvență critică*. Valoarea maximă a amplitudinii (2.26) în punctul de rezonanță este

$$a_{max} = \frac{F_0}{2\beta\sqrt{\omega^2 - \beta^2}} \quad (2.28)$$

De asemenea, amplitudinea (2.26) a vibrațiilor staționare se poate exprima cu ajutorul pulsației de rezonanță a_R prin

$$a = \frac{F_0}{\sqrt{(a^2 - a_R^2)^2 + 4\beta^2(\omega^2 - \beta^2)}}. \quad (2.29)$$

În fig.2.5 este prezentat graficul amplitudinii vibrațiilor staționare în funcție de pătratul pulsației forței perturbatoare. Graficul este simetric față de dreapta $\alpha^2 = \alpha_R^2$, care reprezintă pulsația de rezonanță. Dacă mișcarea se face fără amortizare, adică $\beta = 0$, atunci fenomenul de rezonanță apare când frecvența forței de excitație coincide cu frecvența naturală a sistemului. În acest caz soluția generală este

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t + \frac{F_0 t}{2\omega} \sin \omega t . \quad (2.30)$$

Din (2.30) se observă că amplitudinea oscilațiilor crește nedefinit odată cu creșterea nedefinită a timpului, până când sistemul vibrator se autodistruge.

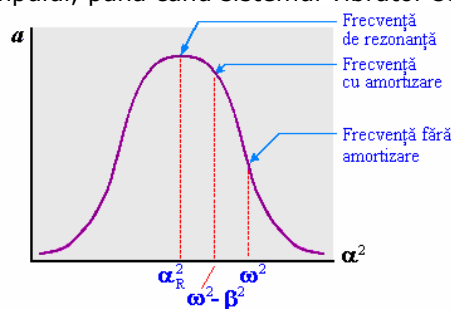


Fig. 2.5. Reprezentarea amplitudinii vibrațiilor staționare funcție de ω^2

2.2. Definirea și măsurarea viscozității

2.2.1. Viscositatea

2.2.1.1. Definirea viscozității

Viscozitatea este proprietatea pe care o au fluidele de a opune rezistență la schimbarea formei mișcării. Această proprietate se manifestă numai la fluide în mișcare, prin apariția unor eforturi de forfecare între straturile care se deplasează unele față de altele, pe orice element de suprafață care separă două porțiuni cu mișcare de alunecare una față de alta. Frecarea internă dintre straturi cu viteze diferite are drept rezultat un consum de energie pe seama energiei hidraulice a masei fluide, care în consecință scade în sensul mișcării.

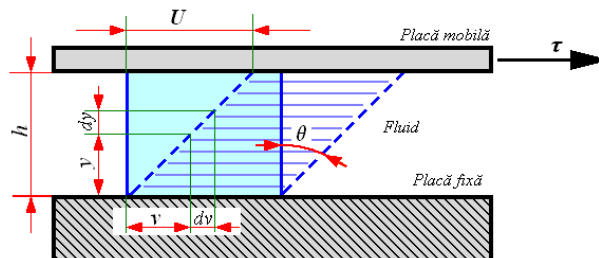


Fig. 2.6. Curgerea între două plăci plane, paralele

Pentru a ilustra mai bine efectul viscozității și a se preciza relațiile de calcul, se consideră o masă de fluid cuprinsă între două plăci plane paralele [42] (fig. 2.6).

O placă este fixă, iar cealaltă se deplasează sub acțiunea unui efort de forfecare τ , cu o viteză constantă U . Sub acțiunea mișcării, straturile de fluid se deplasează în așa fel încât stratul care aderă la placa mobilă ia viteza acestuia $U = v_{max}$, iar cel care aderă la placa fixă rămâne pe loc. Straturile intermediare alunecă unele față de altele cu viteze intermediare v , care se pot exprima în funcție de viteza U prin relația lineară

$$v = U \frac{y}{h}, \text{ de unde rezultă} \quad (2.31)$$

$$\frac{dv}{dy} = \frac{v}{y} = \frac{U}{h} = \frac{v_{max}}{h} = \operatorname{tg} \theta \quad (2.32)$$

Viteza de deformare cu $\dot{\gamma}$ se definește astfel:

$$\dot{\gamma} = \frac{dv}{dy} \quad (2.33)$$

În cazul modelului newtonian avem:

$$\dot{\gamma} = \frac{v_{max}}{h} \quad (2.34)$$

$$|\dot{\gamma}| = \frac{m/s}{s} = \frac{1}{s} = s^{-1}$$

Conform ipotezei lui Newton, forța de forfecare pe unitatea de suprafață este proporțională cu variația vitezei după direcția normală la vectorul viteze v :

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (2.35)$$

η este un coeficient de viscozitate caracteristic fiecărui fluid. Cunoașterea valorii efortului de forfecare dă posibilitatea determinării forțelor tangențiale de frecare ce iau naștere pe suprafețele pe care acționează aceste eforturi.

Dimensiunile viscozității dinamice sunt:

$$|\eta| = M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1} = F \cdot L^{-2} \cdot T.$$

Unitatea de măsură pentru η în sistemul internațional poartă denumirea de *Poiseuille* :

$$1 \text{ Poiseuille} = 1 \frac{N \cdot s}{m^2} = 1 \frac{kg}{m \cdot s}$$

Se vorbește de măsurători absolute în reometrie atunci când rezultatele determinărilor fizice sunt raportate la unitățile de măsură fundamentale:

$$|\eta| = \left[\frac{N}{m^2} \cdot s \right] = \left[\frac{Forța}{Lungimea^2} \cdot Timp \right] = \left[\frac{N}{m^2} s \right] = [Pa \cdot s]$$

În tehnică se mai utilizează și viscozitatea cinematică $\nu = \eta / \rho$, ale cărei dimensiuni sunt

$$|\nu| = \left| \frac{\eta}{\rho} \right| = \frac{L^{-1} M T^{-1}}{L^{-3} M} = L^2 T^{-1}.$$

Unitatea de măsură în SI este m^2/s .

Egalitatea (2.35) este cunoscută ca *legea lui Newton* și exprima proprietatea de viscozitate la un mare număr de lichide și gaze. Conform legii lui Newton între eforturile tangențiale și deformații există o dependență liniară.

Viscozitatea fluidelor variază în funcție de temperatură. În general variația coeficientului de viscozitate al lichidelor scade cu creșterea temperaturii, iar al gazelor crește cu temperatura.

2.2.1.2. Fluide ideale, newtoniene și nenewtoniene

Fluidele lipsite de viscozitate există numai ipotetic. Ele se numesc *fluide ideale* sau *perfecte* și sunt reprezentate într-o diagramă în care se ia pe ordonată τ (efortul tangențial de frecare) și pe abscisă dv/dy (viteza de deformare) [42].

Din *legea lui Newton* rezultă că între eforturile tangențiale (τ) și viteza de deformare (dv/dy) există o dependență liniară. Fluidele care respectă legea lui Newton se numesc *newtoniene* și sunt reprezentate în diagrama $\tau - dv/dy$ de dreapta (1). Ex.: apa, uleiurile minerale, etc.

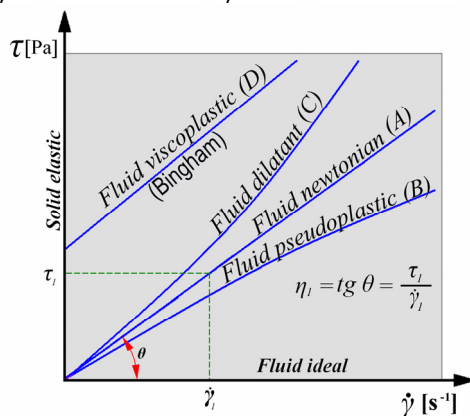


Fig. 2.7. Dependența dintre efortul de forfecare și viteza de deformare pentru diferite moduri de curgere

Fluidele reale se apropie mai mult sau mai puțin de acestea. Există fluide cu structuri moleculare complexe, care nu corespund legii frecării stabilite de Newton. Acestea se numesc *fluide nenewtoniene*. În cazul lor, η nu depinde numai de starea termodinamică locală, ci și de alți factori. Diagrama din fig. 2.7 prezintă în sistemul de coordonate τ (efortul de forfecare) dv/dy (viteza de deformare) comportarea principalelor tipuri de fluide.

Un *fluid ideal*, pentru care $\eta = 0$, este reprezentat de axa orizontală. Axa verticală corespunde unui solid elastic. Fluidul newtonian este reprezentat de dreapta (A). Fluidele nenewtoniene se clasifică în:

1. *Fluide pseudoplastice* (curba B), pentru care η descrește cu dv/dy . Aici se încadrează diferite soluții de materiale organice. Scăderea viscozității se explică prin faptul că particulele asimetrice ale substanței în soluție tind să se orienteze în direcția curgerii, pentru a lua poziția corespunzătoare frecării minime. Ca exemple se citează: unele grăsimi, soluții din derivate de celuloză, cerneluri, produse petroliere, plasma sângelui, latexul cauciucului, soluții de polimeri.

2. *Fluide dilatante* (curba C), pentru care η crește cu dv/dy . Aceasta comportare este caracteristică unor suspensii foarte concentrate, în care faza lichidă nu ocupă practic decât interstițiul dintre particulele solide. În aceasta situație, când dv/dy crește, particulele solide tind să frâneze deplasarea unui strat față de altul. Ca exemple se citează suspensii de argile, nisip, cuarț în apă.

3. *Fluide vâscoplastice* (curba D), a căror comportare în acest domeniu

poate fi descrisă de legea lui Bingham :

$$\eta = \eta_0 + \frac{\tau_0}{\frac{dv}{dy}} , \quad (2.36)$$

deci, ținând cont de legea lui Newton, se poate scrie :

$$\tau = \tau_0 + \eta_0 \frac{dv}{dy} , \quad (2.37)$$

unde τ_0 și η_0 sunt funcții numai de starea termodinamică. Pentru $\tau < \tau_0$ fluidul are o structură moleculară foarte rigidă și se comporta ca un corp solid. Pentru $\tau > \tau_0$ structura moleculară se distruge și acesta se comporta ca un lichid (curba 4); exemple : noroiul de foraj, cimentul proaspăt, vopselele, pigmentii de carbon etc.

4. *Fluide tixotropice*, a căror viscozitate dinamică descrește în timp (la temperatură și viteză de alunecare constantă) și *antitixotropice* sau *reopetice*, pentru care viscozitatea crește cu timpul (de exemplu: margarina, maioneza, suspensii de argilă în apă).

Clasificarea de mai sus este schematică. Există fluide de natură complexă care prezintă simultan o comportare pseudoplastică, vâscoplastică și tixotropica. Metoda cea mai simplă pentru a ține cont de caracterul nenevtonian al unui fluid consta în a scrie legea de comportare sub forma :

$$\tau = K \left(\frac{dv}{dy} \right)^n , \quad (2.38)$$

K și n fiind constante determinate experimental în domeniul de utilizare. Cu studiul curgerii acestor fluide se ocupa reologia.

2.2.2. Parametrii fizico-chimici care influențează viscozitatea

Parametrii de care depinde viscozitatea sunt natura fizico-chimică a fluidului, temperatura, presiunea, viteza de deformare, timpul și câmpul electric [43].

Natura fizico-chimică a fluidului. Natura fizico-chimică a unui fluid este reprezentată de constituția chimică a substanței acestuia, precum și de tipul de forțe fizico-chimice dintre particulele componente ale acestuia. De exemplu dacă un fluid este apă, ulei, miere sau topitură de polimer.

Temperatura. Viscozitatea este puternic dependentă de temperatură. De exemplu la creșteri de temperatură de numai 1°C anumite uleiuri minerale își reduc viscozitatea cu circa 10%. De aceea în timpul măsurărilor temperatura trebuie menținută constantă cel mult $\pm 0, 1^\circ\text{C}$. În reometrele de rotație menținerea constantă a temperaturii se realizează prin intermediul unei mantale termostatare. În cazul determinărilor de viscozitate care au la temperaturii mai înalte, cum este cazul topiturilor de polimeri, termostatarea se face electric.

Presiunea. Influența presiunii asupra viscozității poate fi sesizată numai la valori foarte mari ale acesteia. În practică influența presiunilor înalte asupra viscozității este întâlnită în două cazuri concrete, și anume la noroiul de foraj în forările de mare adâncime, (când la o presiune de 1 000 bari viscozitatea crește cu circa 30%) și în cazul topiturilor de polimeri în instalațiile de injecție, în cazurile în care operațiunea de injecție are loc la presiuni înalte.

Pentru măsurări de viscozitate în domeniu presiunilor înalte sunt folosite dispozitive de măsură autoclavizate.

Viteza de deformare. Pentru multe lichide, viscozitatea este influențată în mod hotărâtor de parametrul „viteza de deformare”, această influență însemnând atât o creștere cât și o scădere a acestei mărimi.

Astfel sosurile pentru salate, care se comportă ca fluide neneutroniene caracteristice și a căror viscozitate și elasticitate este dependentă puternic de viteza de deformare, pot fi comparate din punct de vedere reologic între ele numai dacă sunt analizate la același gradient de viteză.

Timpul. Parametrul timp descrie fenomenul după care viscozitatea anumitor substanțe influențate de amestecare, dintre care cele mai multe sunt dispersii, este dependentă de timpul de determinare folosit, precum și de alternanța unor timpi de acțiune cu timpi de repaus în timpul măsurătorilor.

În cazul substanțelor tixotropice, supuse determinărilor, trebuiesc stabilite programe de timp precise. Astfel probele supuse măsurării trebuiesc sau să fie supuse unei amestecări preliminare, să zicem de 2, 5 sau 10 minute, sau ca determinarea să fie făcută după 1, după 2 sau după 10 zile de pauză.

Câmpul electric. Parametrul „câmpul electric” poate fi luat în considerare numai în cazul unei grupe speciale de suspensii, a cărei proprietăți de curgere sunt puternic influențate de un câmp electric. Aceste suspensii denumite și fluide electrovâscoase, conțin particule dielectrice, cum este de exemplu aluminosilicatul, fin dispersate într-un fluid conducător electric, cum este apa, și care pot fi polarizate într-un câmp electric. Viscozitatea acestor fluide poate fi modificată, prin varierea câmpului electric, de la valori foarte reduse până la valori foarte mari, până ce aceste suspensii pot lua o consistență de paste și chiar de corp solid.

Alternativ există și fluide electromagnetice a căror viscozitate se modifică cu cea a câmpului electric.

La măsurarea viscozității unor astfel de fluide, caracterizate prin natura și concentrația particulelor de dielectric din componența lor, va trebui păstrată o valoare constantă a câmpului electric, care acționează asupra probei, pentru a putea face posibilă o comparație între fluide identice.

2.2.3. Condiții limită la măsurarea viscozității

Rezolvarea matematică a unei probleme de fizică cum este cea a unui fluid aflat sub acțiunea unor forțe tangențiale de deformare, conduce la ecuații diferențiale complicate, care în forma lor generală nu pot fi rezolvate [43]. O soluție matematică este posibilă numai în cazul în care determinările experimentale au loc măsurătorile se fac în anumite condiții limită. Legea lui Newton a reometriei (2.35) poate fi rezolvată numai dacă se ține cont de următoarele condiții limită: curgerea să fie laminară și staționară, să nu existe aderența la pereții dispozitivului de măsurare, proba de măsurat să fie omogenă și lipsită de elasticitate, iar în timpul efectuării măsurătorilor să nu existe transformări chimice și fizice.

Curgere laminară. Procesul de alunecare a diferitelor straturi de lichid, unul față de altul trebuie să aibă loc într-un regim de curgere laminar. Curgerea turbulentă necesită un consum mai mare de energie decât cea laminară. Consumul de energie în cazul curgerii turbulente nu poate fi un indicator al viscozității absolute al unei probe supuse măsurării. Erorile de măsurare pot fi de 50% până la 100%.

Stare staționară. Determinările trebuiesc efectuate numai când fluidul supus măsurătorii se mișcă cu o viteză constantă. Conform ecuației lui Newton, $\tau = \eta \cdot dv/dy$, forța de forfecare pe unitatea de suprafață este proporțională cu variația vitezei după direcția normală la vectorul de viteză \mathbf{v} . O mărire sau diminuare a

vitezei are loc cu o variație corespunzătoare a energiei absorbite, care nu poate fi luată în considerare conform acestei ecuații.

De exemplu la reometrele de rotație, la schimbarea turației, trebuie să se aștepte până la stabilirea unei noi stări staționare, când viteza de deformare devine din nou proporțional cu forța de forfecare pe unitatea de suprafață.

Aderența la pereții dispozitivului de măsurare. Diversele straturi limită ale fluidului supus acțiunii unor eforturi de forfecare trebuie să alunece uniform unul față de celălalt, dar în același timp straturile de graniță să adere fest la pereții care îl mărginesc (fig. 2.3). În cazurile în care aceste condiții nu sunt respectate se produce o alunecare straturile limită pe peretele fix sau cel mobil al aparatului experimental și măsurarea viscozității are loc cu anumite erori.

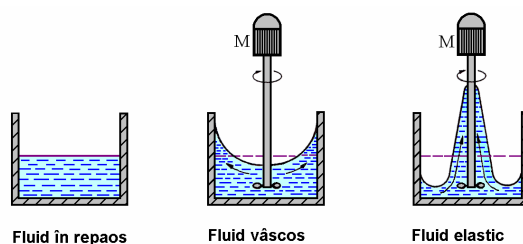


Fig. 2.8. Aderarea fluidului la pereții dispozitivului de măsurare

Omogenitatea probei de măsurat. Proba ce se află spațiul de măsurare al dispozitivelor de determinare a viscozității (viscozimetre de rotație sau cele capilare) trebuie să se comporte uniform și continuu la eforturile de forfecare. În această ordine de idei, în cazul suspensiilor sau dispersiilor trebuie ca particulele solide sau incluziunile de gaze să aibă dimensiuni cât mai mici și să fie cât mai bine distribuite în masa probei. Perturbările care apar pot conduce la împărțirea masei de substanță supusă măsurării, în două domenii distincte:

- un domeniu inelar fluid la partea interioară, și
- un domeniu imobil la partea exterioară

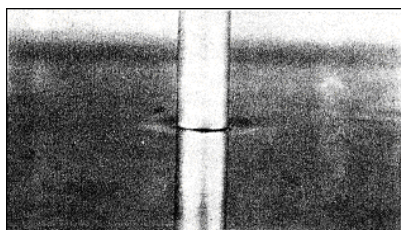
Lipsa transformărilor chimice și fizice în timpul efectuării măsurătorilor. Dacă în timpul efectuării măsurătorilor de viscozitate, în proba de lucru au loc transformări chimice și/sau fizice, aceste fenomene aduc cu sine influențe secundare. Aceste fenomene se pot întâmpla, de exemplu, în cazul reacțiilor de polimerizare, când apare un fenomen de întărire a masei de reacție. Un exemplu, când apar schimbări fizice relevante din punct de vedere reologic, este procesul de a mestecare a unui sol de PVC cu un plastifiant.

Pentru a avea măsurători reologice relevante și reproductibile, trebuia să fie luat în calcul ca în timpul determinărilor, să nu aibă loc modificări chimice și fizice în masa probei supusă măsurătorii.

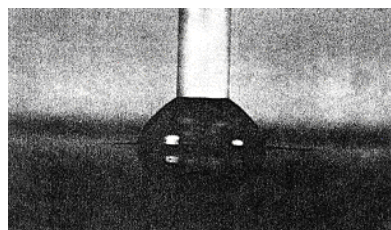
Proba supusă măsurătorii trebuie să fie lipsită de elasticitate. În funcție de natura lor, fluidele se comportă în mod diferit la amestecare. Aceste tipuri de comportări sunt prezentate schematic în fig.2.3.b Pentru un fluid newtonian supus agitării într-un vas cilindric, sub acțiunea forței centrifuge, suprafața acestuia ia forma unei parabole; lichidul urcă pe pereții vasului. În cazul unui fluid elastic, supus agitării într-un vas cilindric, forța normală ce rezultă învinge forța gravitațională și cea centrifugă și cea centrifugă și drept urmare fluidul urcă pe tija agitatorului.

În fig. 2.9. sunt prezentate două cazuri reale. Probele sunt amestecate într-un vas cilindric larg, tija agitatorului este din aluminiu, are un diametru de 9,52 mm

și se rotește cu 10 rot/s. În cazul a), fluidul de lucru este un ulei newtonian, iar în cazul b) soluție de poliizobutenă. Datele sunt conform Beavers și Joseph, 1975 [44].



a) – Fluid newtonian (ulei mineral)



b) – Soluție de poliizobutilenă

Fig. 2.9. Comportarea unui fluid newtonian și a unui fluid elastic în mișcarea circulară

La fluidele newtoniene supuse agitării se ajunge, aproape instantaneu, o stare staționată, iar energia de frecare, pe care lichidul o preia de la agitator se transformă integral în căldură.

În cazul agitării fluidelor vâscoelastice, starea staționară se atinge numai după o perioadă de tranziție, în care o parte din energia de frecare, transmisă de agitator, se înmagazinează ca energie de deformare elastică [43].

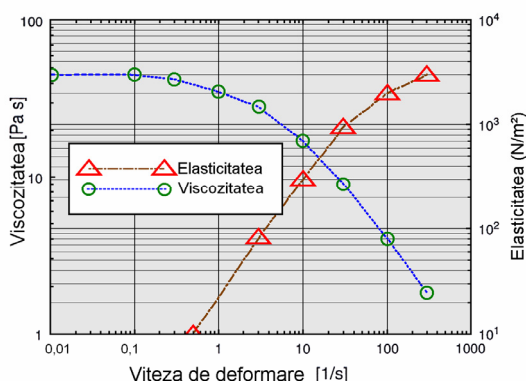


Fig. 2.10. Diagrama viscozității și a elasticității în coordonate $\dot{\gamma} = f(\eta)$

În fig. 2. 10. sunt prezentate viscozitatea și elasticitatea (calculată ca diferență a eforturilor normale) în funcție de viteza de deformare. Fluidele vâsco-elastice se comportă, la valori mici ale vitezei de deformare, ca fluide vâscoase; la valori mari ale vitezei de deformare, se comportă, predominant, ca fluide elastice.

Componentele elastice din fluidele vâsco-elastice nu pot fi eliminate, de aceea înainte de a stabili tipul de viscosimetru (sau de reometru) cu care urmează să se facă cercetarea reologică a unei substanțe necunoscute, trebuie mai întâi să se facă o primă măsurătoare cu un reometru mai „pretențios”, pentru a se putea stabili influența gradientului de viteză și a timpului de măsurare asupra viscozității precum și asupra elasticității probei. Numai după aceea se poate stabili dacă caracterizarea reologică a acestei substanțe se poate face prin alegerea unui tip de viscosimetru simplu, care poate să asigure o caracterizare cuprinzătoare și reproductibilă a diferitelor șarje din același produs.

2.2.4. Clasificarea reometrelor și viscozimetrelor

După tipul constructiv, în măsurarea viscozității se folosesc patru mari clase de viscozimetre:

1. Viscozimetre cu plăci glisante
2. Viscozimetre cu bilă
3. Viscozimetre capilare
4. Viscozimetre de rotație

2.2.4.1. Viscozimetre cu plăci glisante

Cea mai simplă cale de a genera un efort de forfecare, este de a plasa o probă de material între o placă fixă și una mobilă de lungime L și de lățime W , care se mișcă cu o viteză constantă, v_0 , cum este arătat în fig. 2.11. Distanța dintre plăci este h . O problemă practică de importanță majoră este efectul de cant al acestui tip de aparat. La eforturi mari este dificil de păstrat paralelismul plăcilor. Proba supusă măsurătorii va trebui să fie destul de vâscoasă ca să nu curgă în afară. Dacă viscozitatea este prea mare apar probleme de flambare și de deformare specifice solidului.

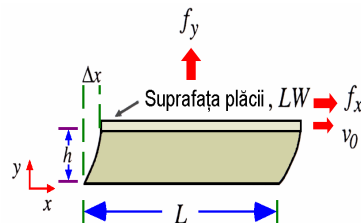


Fig. 2.11. Viscozimetru cu plăci glisante pentru asfalt

O altă problemă greu de rezolvat la viscozimetrele cu plăci glisante este realizarea unui efort de forfecare constant. Acest lucru este mult mai ușor de realizat la viscozimetrele de rotație.

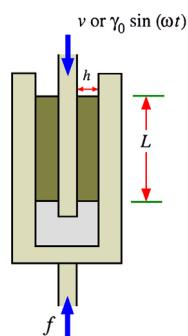


Fig. 2.12. Viscozimetru cu plăci glisante pentru cauciuc

Totuși într-un anumit număr de studii sunt utilizate viscozimetre cu plăci glisante. Van Wazer [45] a utilizat pentru studiul reologic a unor probe de asfalt utilizând un aparat asemănător cu cel schițat în fig. 2.11. În practică se utilizează

reometre cu plăci glisante în care sunt supuse măsurătorilor, concomitent, două probe de material (fig. 2.12.). Acest sistem are avantajul că elimină total componenta normală a forței de forfecare, f_y . Acest sistem a fost utilizat pentru studiul reologic al cauciucului [48] sau pentru studiul topiturilor de polimer [49].

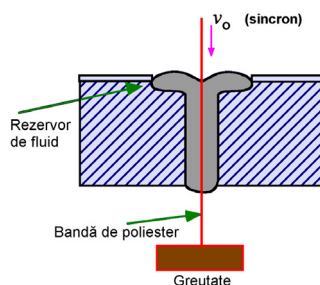


Fig. 2.13. Viscosimetru cu plăci glisante pentru cerneluri tipografice

O variantă a reometrului schițat în fig. 2.12. utilizat pentru caracterizarea reologică a cernelurilor tipografice este prezentat în fig. 2.13. Placa glisantă este înlocuită în acest caz cu o bandă de poliester. Filmul de lichid păstrează banda de poliester centrată în mijlocul orificiului.

2.2.4.2. Viscosimetre cu bilă

Viscosimetre cu bilă se împart, în funcție de modul de mișcare al bilei în viscosimetre cu bilă care se rostogolește (viscosimetre Höppler) și viscosimetre cu bilă care cade.

Viscosimetre bilă care cade. Unul din cel mai vechi test de caracterizare a viscozității, întreprins de Stokes în 1851, constă în măsurarea timpului de cădere a unei bile, pe un parcurs dat, într-un fluid (fig.2.9.a). Curgerea în jurul unei bile este însă un proces complex, rezultate bune de măsurare obținându-se pentru cazul în care $10 \cdot R < D_C$, când efectul peretelui poate fi ignorat.

Viscosimetre bilă care se rostogolește. O parte din problemele care apar în cazul bilei ce cade, pot fi reduse dacă se basculează tubul, iar bila este lăsată să ruleze pe generatoarea tubului (fig. 2.14. b). Acest aparat are avantajul că necesită o cantitate mică de probă, cca. $0,3 \text{ cm}^3$ și se folosește pentru determinarea viscozității plasmelor. Timpul Δt măsurat între cele două repere este folosit pentru calcularea viscozității cu formula (2.39.) [46].

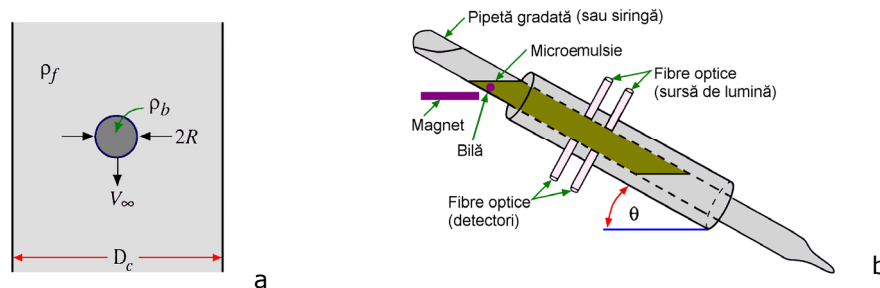


Fig. 2.14. Viscosimetre cu bilă

Viscozimetrul Höppler. Cel mai folosit viscozimetru cu bilă este cel inventat în anii interbelici de către chimistul german Höppler (fig. 2.14). Este un viscozimetru simplu dar foarte precis pentru fluide newtoniene transparente cu viscozitate redusă (băuturi, plasmă, soluții de gelatină, etc.).

Pentru a se lărgi intervalul de valori ale viscozității pentru care aparatul se poate utiliza, acesta este dotat cu un set de tuburi de diverse diametre și cu două bile de diferite densități (oțel sau sticlă) [43].

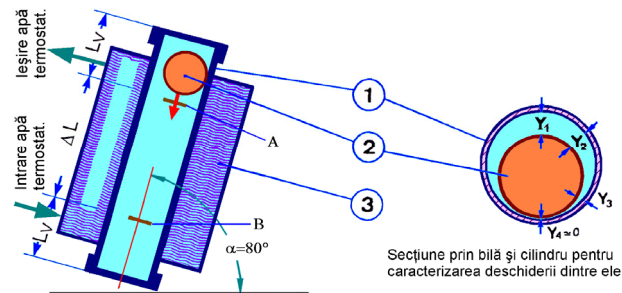


Fig. 2. 15. Secțiune printr-un viscozimetru cu bilă de tip Höppler

- Proba de măsurat se găsește în tubul de sticlă aflat într-o manta termostată
- Tubul formează un unghi de 10° cu verticala
- Distanța dintre cele două linii de marcare A și B este $\Delta L = 100 \text{ mm}$.
- Pentru a ajunge la o viteză de cădere constantă bila parcurge distanța L_v .
- Timpul Δt este timpul parcurs de bilă între reperele A și B, cu viteză constantă

Viscozitatea se calculează cu următoarea formulă:

$$\eta = k \cdot (\rho_1 - \rho_2) \Delta t \quad [mPa \cdot s] \quad (2.39)$$

k = constanta aparatului [$mPa \cdot cm^3/g$]

ρ_1 = densitatea bilei [g/cm^3]

ρ_2 = densitatea probei de lichid [g/cm^3]

Δt = timpul de cădere al bilei de-a lungul distanței ΔL [s]

2.2.4.3. Viscozimetre capilare

Viscozimetrele capilare, folosite pentru măsurarea viscozității fluidelor newtoniene, se împart, în funcție de forța care acționează asupra lor, (forța gravitațională sau o forță exterioară care acționează asupra unui piston) sau după tipul constructiv (cu tub capilar propriu-zis sau cu orificiu de scurgere) în categoriile prezentate în fig. 2.16. [43]:

Secțiunea capilare poate avea formă circulară sau de fantă. Determinante pentru caracterizarea unui viscozimetru capilar sunt lungimea capilare precum și raportul dintre lungimea și diametrul acesteia.

La viscozimetrele capilare sub presiune, se deosebesc două moduri de măsură:

a) *măsurare tip CS (Control Stress)*: se fixează o suprapresiune și se măsoară viteza (sau debitul) de curgere rezultată;

b) *măsurare tip CR (Control Rate)*: se fixează o viteză (sau debit) de curgere și se măsoară căderea de presiune (care este proporțională cu viscozitatea fluidului).

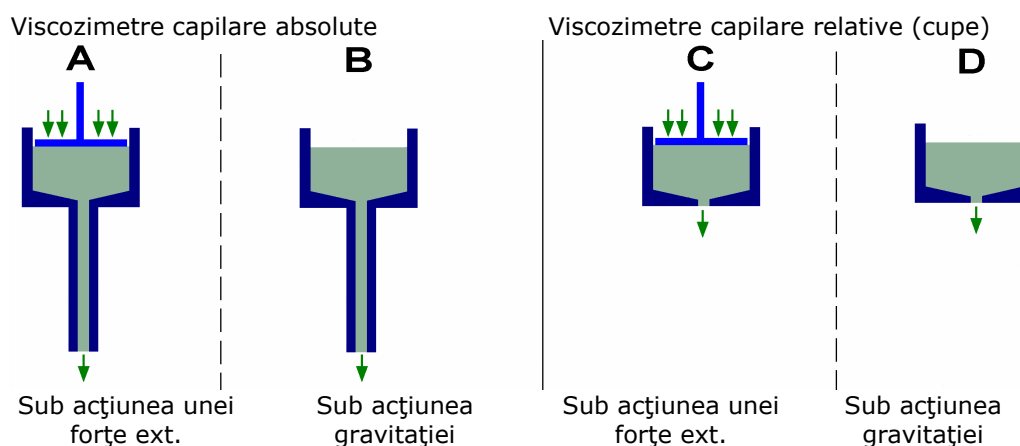


Fig. 2.16. Compararea schematică a viscozimetrelor capilare

Secțiunea capilare poate avea formă circulară sau de fantă. Determinante pentru caracterizarea unui viscozimetru capilar sunt lungimea capilare precum și raportul dintre lungimea și diametrul acesteia.

La viscozimeetrele capilare sub presiune, se deosebesc două moduri de măsură:

c) *măsurare tip CS (Control Stress)*: se fixează o suprapresiune și se măsoară viteza (sau debitul) de curgere rezultată;

d) *măsurare tip CR (Control Rate)*: se fixează o viteză (sau debit) de curgere și se măsoară căderea de presiune (care este proporțională cu viscozitatea fluidului).

După forma secțiunii tubului capilar viscozimeetrele capilare se împart în viscozimeetre capilare cu secțiune circulară și viscozimeetre capilare cu fantă. Unul din cele mai folosite viscozimeetre capilare este viscozimetru Ubbelohde.

Viscozimetru capilar, Ubbelohde. Viscozimetru capilar, Ubbelohde, este format din:

- trei părți tubulare (1, 2 și 3),
- tubul capilar (7) cu sfera de măsură (8) și sfera rezervor (9),
- vasul de nivel (5),
- marcasele inelare M_1 și M_2 deasupra și dedesuptul sferei de măsură (8).

Aceste semne definesc nu numai debitul eșantionului, dar și presiunea hidrostatică medie h . Tubul capilar (7) se termină în partea inferioară, de formă semisferică, (6), a vasului de nivel, (5). Pe suprafața acestei calote sferice (6) eșantionul de probă se scurge din tubul capilar (7) sub forma unui film subțire [43].

La viscozimeetrele Ubbelohde realizate de firma Schott se aplică, în caz de diametre similare același număr de secunde (așa-zisa corecție Hagenbach).

Cu ajutorul viscozimetru Cannon Fenske pot fi măsurate, cu rezultate mai bune decât cu Ubbelohde, lichide netransparente sau închise la culoare

Viscozitatea cinematică, ν , se calculează cu formula:

$$\nu = C_4 \cdot \Delta t \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right] \quad (2.40)$$

Δt = timpul măsurat [s]

C_4 = constanta capilară, care este dependentă de dimensiunile capilare.

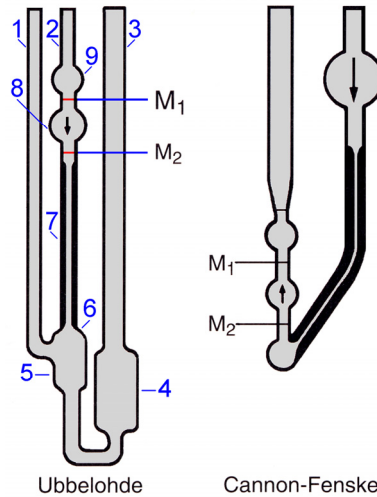


Fig. 2.17. Două viscozimetre capilare folosite pentru măsurători precise

2.2.4.4. Viscozimetre de rotație

Principiul reometrelor de rotație cuprinzând tipurile constructive cu cilindri concențrici, cu placă-con sau placă-placă (disc-disc) permite realizarea unei game largi de reometre absolute.

Sistemele de măsurare a viscozității cu cilindri concențrici provin din modelul newtonian cu plăci plane paralele, în care cele două plăci au fost transformate într-un cilindru exterior și unul interior. În spațiul circular rezultat se găsește fluidul de lucru, care poate fi supus unui proces de forfecare identic cu cel al unui fluid aflat între două plăci plan-paralele [43].

2.2. 4.4.1. Viscozimetrul Couette

Primul reometru rotațional a fost de cel folosit de Maurice Couette în 1890 (fig. 2.18).

Reometrul Couette este compus dintr-un cilindru exterior care se rotește și un cilindru interior suspendat de fir de torsiune. În spațiul inelar dintre cei doi cilindri se află proba de fluid supusă măsurătorii [49]. Rotirea cilindrului exterior antrenează cu sine masa de fluid într-o mișcare turbionară, care la rândul ei acționează asupra cilindrului interior. Deflexia unghiulară a firului se măsoară cu ajutorul unei oglinzi și indică momentul de torsiune la care este supus cilindrul interior.

Reometrul Couette este compus din:

- V – cilindru exterior, în formă de cupă, care se rotește;
- T – arbore care rotește cilindrul exterior;
- s – cilindrul interior, suspendat de un fir de torsiune;
- v' – oglindă;
- C' – fir de torsiune;
- g și g' - inele fixe ptr. eliminarea efectului de capăt.

În spațiul inelar dintre cei doi cilindri se află proba de fluid supusă

măsurătorii. Rotirea cilindrului exterior antrenează cu sine masa de fluid într-o mișcare turbionară, care la rândul ei acționează asupra cilindrului interior. Deflexia unghiulară a firului se măsoară cu ajutorul unei oglinzi și indică momentul de torsiune la care este supus cilindrul interior.

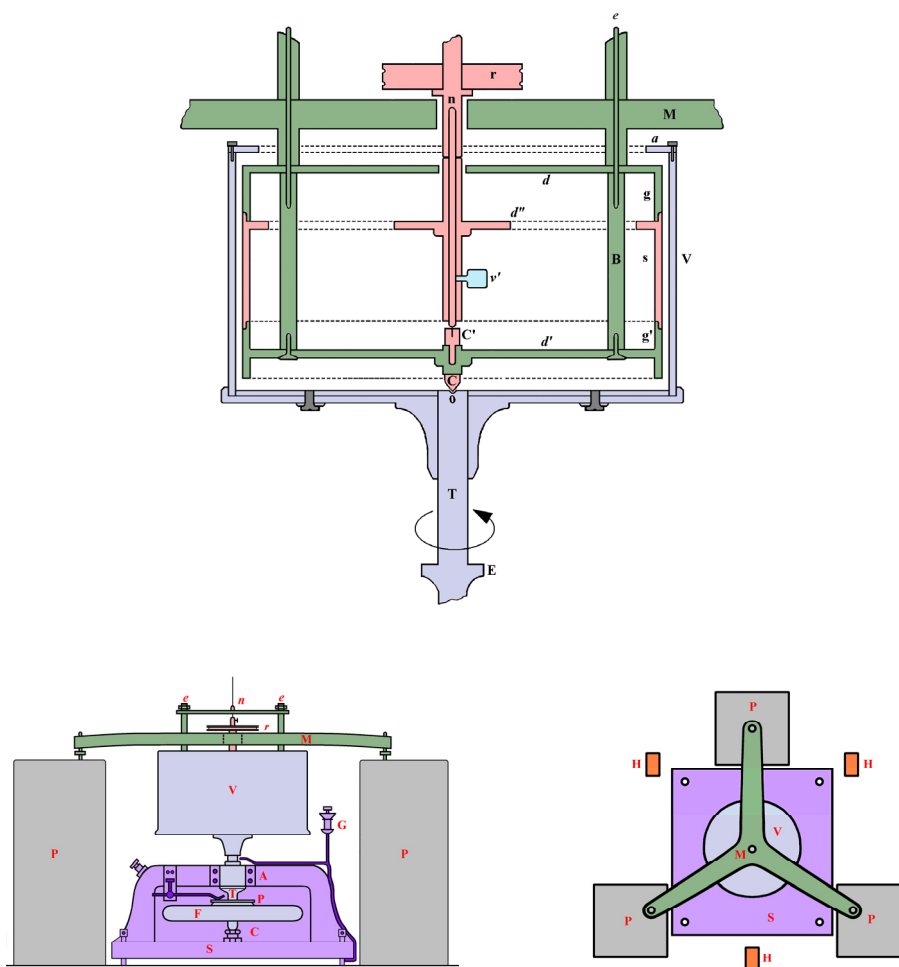


Fig. 2.18. Aparatul original utilizat de Couette în 1890 pentru determinarea viscozității

2.2.4.4.2. Clasificarea viscozimetrelor de rotație după tipul de geometrie constructivă

După tipul constructiv viscozimetrele de rotație se împart în trei clase (fig. 2.19. a, b, c): viscozimetre cu cilindri concentrați, viscozimetre cu placă și con și respectiv viscozimetre cu plăci/discuri paralele [46].

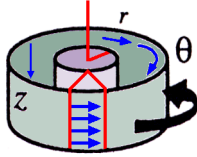


Fig. 2.19. a. Viscosimetru cu cilindri concentrici

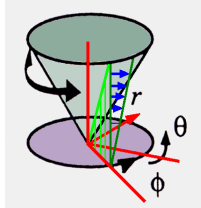


Fig. 2.19. b. Viscosimetru cu placă și con

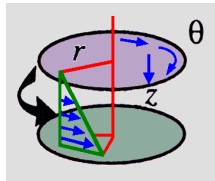


Fig. 2.19. c. Viscosimetru cu plăci/discuri paralele

2.2.4.4.3. Clasificarea viscosimetrelor de rotație după modul de măsură, [43]:

După mărimea care este luată ca mărime prescrisă, reometrele se împart în:

I. *Reometre CS* (Control-Stress-Rheometer). Valoarea efortul de forfecare τ este prescrisă (și au o valoare bine determinată) și se măsoară viteza de deformare ce rezultă.

II. *Reometre CR* (Control-Rate-Rheometer). Valoarea turației n , sau respectiv a vitezei unghiulare Ω sunt prescrise (și au o valoare bine determinată) și se măsoară valoarea efortul de forfecare τ ce rezultă.

După axa pe care se face măsurarea mărimii prescrise (τ sau n , Ω) respectiv a valorii rezultate (n , Ω sau τ) există două sisteme de măsurare:

1. *Sistem Searle* – la care atât mărimea prescrisă cât și cea rezultată sunt măsurate pe aceeași axă.

2. *Sistem Couette* la care mărimea prescrisă și cea rezultată sunt măsurate pe axe diferite.

Din combinarea celor două posibilități de măsurare (I; II și respectiv 1; 2.) rezultă următoarele tipuri de reometre:

I-1) *Reometre CS cu sistem de măsurare Searle*. Cilindrul exterior este staționar (fig. 2.20.a) permițând o termostatare lipsită de dificultate a fluidului de lucru în timpul experimentului, prin intermediul unei mantale de termostatare. Cilindrul interior este acționat de un motor special cu care se poate regla o valoare prescrisă bine determinată a efortul de forfecare τ . Datorită rezistenței pe care o opune proba supusă măsurătorii, cilindrul interior se poate roti numai cu o anumită turație, corespunzătoare naturii substanței.

II-1) Reometre CR cu sistem de măsurare Searle. Cilindrul interior este acționat de un motor (fig. 2.20.b) cu care se poate fixa o anumită viteză de rotație constantă Ω . Cilindrul exterior este staționar și termostatat. Rotirea cilindrului interior aduce fluidul aflat în spațiul inelar în mișcare – se produce o curgere circulară. Rezistenței opusă de proba supusă măsurătorii este proporțional cu momentul de torsiune ce acționează asupra rotorului și care este opus momentului de torsiune generat de motorul de acționare. Senzorul – un reostat de măsură - cu care se pune în evidență acest moment de torsiune, se montează între motorul de acționare și rotor. Deflexia unghiulară ce se măsoară este proporțională cu efortul de forfecare τ .

I-2) Reometre CS cu sistem de măsurare Couette. La sistemele de măsurare Couette (fig. 2.20.c) evaluarea celor două mărimi: prescrisă (n, Ω) și măsurată (τ) se face, spre deosebire de sistemul Searle, pe două axe diferite.

Cilindrul exterior este acționat de un motor M_1 cu care se poate fixa o anumită viteză de rotație constantă. Termostatarea cilindrului exterior este în acest caz mai dificilă decât la tipurile Searle (**I-1.** și **I-2.**) Datorită rotirii cilindrului exterior fluidul aflat în spațiul inelar se pune în mișcare de curgere circulară. Rezistența la forfecare a fluidului, face să se transmită cilindrului interior un moment de rotație proporțional cu viscozitatea fluidului. Cilindrului interior este echipat cu un al doilea motor, M_2 , care aduce un moment de rotație de sens invers și de valoare egală cu cel indus de curgerea fluidului; astfel încât cilindrul interior să rămână în stare staționară. În acest fel puterea absorbită de motorul M_2 este mărimea de ieșire, proporțională cu efortul de forfecare de forfecare „ τ ”.

II-2) Reometru CR cu sistem de măsurare Couette modificat. Sistemul propus de noi pentru aparatul experimental (fig. 2.21.) este un reometru *Control Rate* (controlul vitezei) cu un sistem de măsurare Couette modificat.

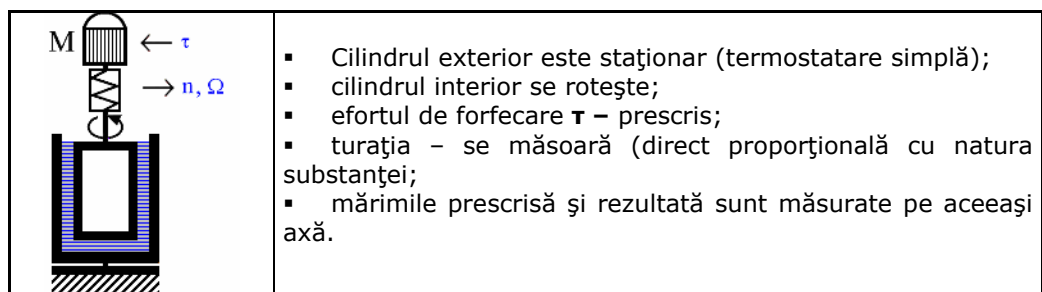


Fig. 2.20.a. Reometru CS cu sistem de măsurare Searle

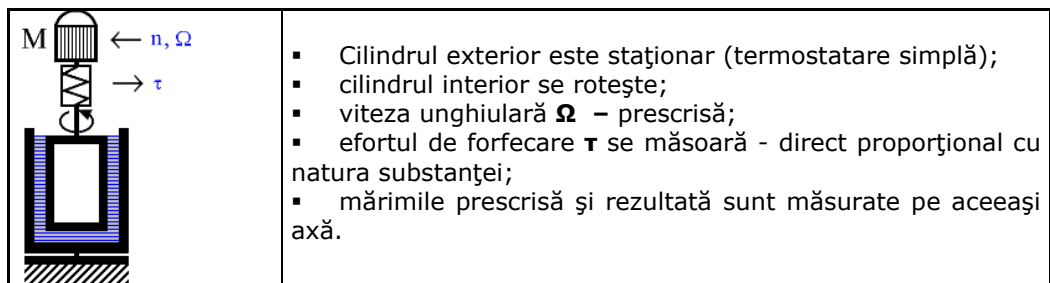


Fig. 2.20.b. Reometru CR, cu sistem de măsurare Searle

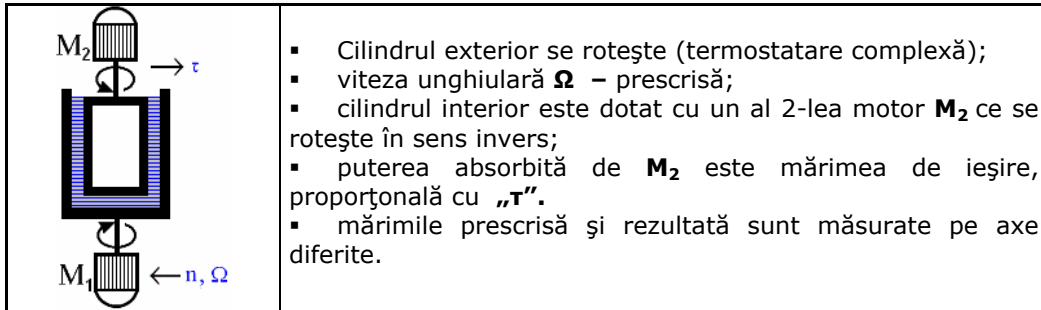


Fig. 2.20.c. Reometru CS cu sistem de măsurare Couette

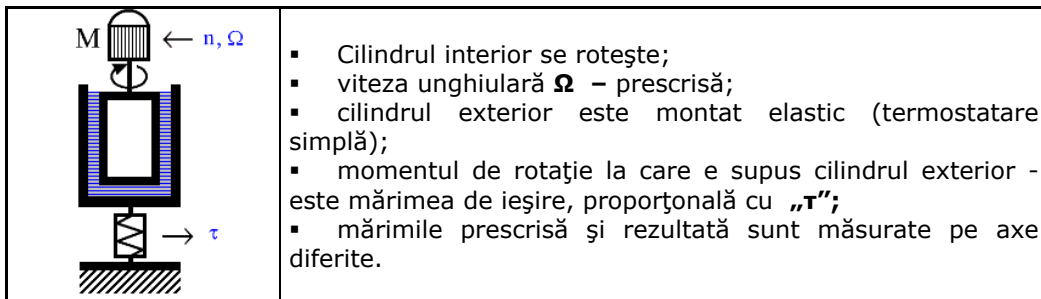


Fig. 2.21. Reometre CR cu sistem de măsurare Couette modificat

2.2.4.4.4. Comparație între diversele sisteme de reometre de rotație

La sistemele Couette curgerea laminară poate fi păstrată, în cazul fluidelor cu viscozitate redusă, și la valori ridicate ale gradientului de viteză. Sub acest aspect sistemele Couette sunt superioare reometrelor Searle-CR [43].

Un alt avantaj al sistemelor Couette este acela că pot fi folosite pentru măsurarea atât a aspectelor vâscoase cât și a celor elastice ce caracterizează fluidele vâscoelastice.

Sistemele CS utilizează lagăre cu pernă de aer care sunt foarte scumpe, pe când sistemele CR, pentru aceeași precizie de măsură, sunt dotate cu rulmenți de precizie cu ungere normală mult mai ieftini.

2.2.4.4.5. Relațiile de calcul utilizate în cazul reometrelor de rotație cu cilindri coaxiali

Viteza de deformare și efortul de forfecare, pentru un reometru de rotație cu cilindri coaxiali (fig. 2.22.) pot fi definite matematic.

Viteza de deformare la rotor. Viteza de deformare este egală cu viteza unghiulară a rotorului înmulțită cu o constantă ce depinde de geometria reometrului:

$$\dot{\gamma} = 2\Omega \frac{R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \quad (2.41.a)$$

unde: $\Omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$

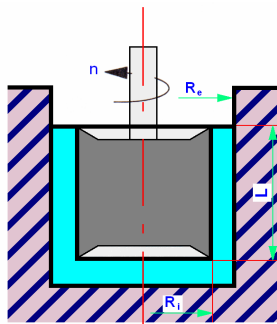


Fig. 2.22. Schema unui dispozitiv de măsurare cu cilindri concentrați, tip Haacke

Constantă M depinde de raportul razelor cilindrului exterior și respectiv interior. $\delta = R_e/R_i$:

$$\dot{\gamma} = \left(\frac{1 + \delta^2}{\delta^2 - 1} \right) \cdot \Omega = M \cdot \Omega. \quad (2.41.b)$$

$\dot{\gamma}$ = viteza de deformare corespunzător razei R_i , [s^{-1}]

δ = raportul razelor;

Ω = viteza unghiulară, [rad/s];

R_e = raza cilindrului exterior, [m];

R_i = raza cilindrului interior, [m];

n = turația rotorului, [min^{-1}];

M = factorul gradientului de viteză, mărime adimensională.

Efortul de forfecare τ : este egal cu momentul de torsiune înmulțit cu o constantă ce depinde de geometria reometrului:

$$\tau_i = \frac{M_d}{2\pi \cdot L \cdot R_i^2 \cdot CI} = \left(\frac{1}{2\pi \cdot L \cdot R_i^2 \cdot CI} \right) \cdot M_d \quad (2.42. a)$$

$$\tau_i = A \cdot M_d \quad (2.42. b)$$

τ_i = efortul de forfecare corespunzător razei R_i , [Pa]

M_d = momentul de rotație măsurat, [N·m]

L = înălțimea cilindrului interior (rotorului), [m]

A = factorul gradientului de viteză, mărime adimensională

CI = factorul de corecție al efectului de capăt

Viscozitate η . Viscozitatea se determină pornind de la legea lui Newton dată de relația (2.35):

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}$$

în care se înlocuiește $\dot{\gamma}$ din rel. (2.41.b) și τ_i din rel. (2.42.b):

$$\eta = \frac{M_d}{\Omega} \cdot \frac{A}{M} \cdot [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (2.43.a)$$

$$\mathbf{G} = \mathbf{A} / \mathbf{M}$$

unde: G = factorul geometric al unui dispozitiv de măsurare.

$$\eta = \frac{M_d}{\Omega} \cdot G \cdot [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (2.43.b)$$

2.2.4.4..6. Criterii de calitate ce trebuie să îndeplinească reometrele de rotație

Pentru a avea măsurători reologice exacte reometrele de rotație cu cilindri coaxiali trebuie să îndeplinească următoarele criterii [43]:

Raportul razelor. Din reprezentarea newtoniană a modelului cu planuri paralele al fluidelor (fig. 2.6) rezultă conform ecuației (2.34) că

$$\dot{\gamma} = \frac{v_{max}}{h} \quad [\text{s}^{-1}]$$

care aplicată la curgerea în spațiu inelar, unde $h = R_e - R_i$ ar rezulta următoarea ecuație:

$$\dot{\gamma} = \frac{v_{max}}{R_e - R_i}$$

care însă nu exprimă realitatea, deoarece repartizarea vitezelor între peretele cilindrului interior (care se rotește) unde are o valoare maximă, v_{max} , și cilindrul exterior unde are valoarea zero, nu variază liniar ci după o curbă (fig. 2.23.).

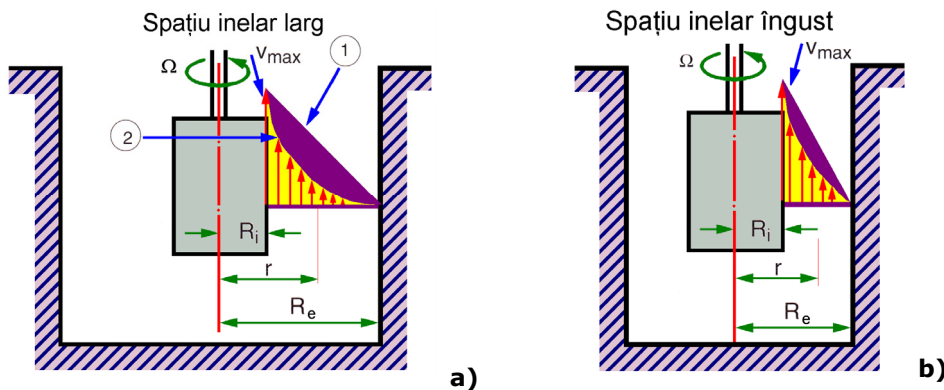


Fig. 2.23. Influența raportului razelor asupra variației neliniare a vitezei fluidului în spațiul inelar

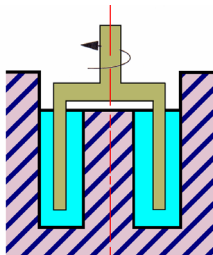
- 1 - situație imaginară: variația liniară a vitezei fluidului în spațiul inelar
- 2 - situație reală: variația reală neliniară a vitezei în spațiul inelar

Suprafața de culoare închisă din fig. 2.23. reprezintă mărimea abaterii mărimii $\dot{\gamma}$. Cu cât spațiul dintre cilindri este mai îngust cu atât abaterea de la modelul newtonian cu planuri paralele este mai mică. În practică pentru caracterizarea lărgimii spațiului inelar nu se utilizează diferența razelor $R_e - R_i$, ci raportul $\delta = R_e/R_i$. Raportul este supraunitar și cu cât se apropie mai mult de 1 cu

atât erorile de măsură sunt mai reduse.

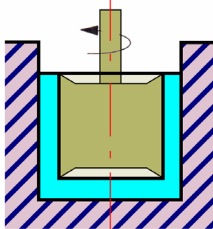
În normele internaționale s-au stabilit pentru d următoarele limite:
 $1,01 \leq \delta \leq 1,10$

Efectul de capăt. La evaluarea matematică a rezultatelor măsurătorilor, momentul de rotație, proporțional cu viscozitatea, apare ca un rezultat al rezistenței ce rezultă numai în spațiul inelar. Din păcate cilindrul are două capete care induc un moment de rotație suplimentar. Prin alegerea unei geometrii adecvate a dispozitivelor de măsură (fig. 2.24.) cu cilindri coaxiali se pot reduce erorile de măsură.



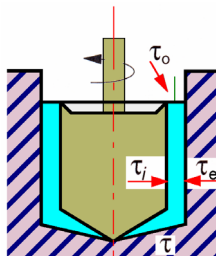
Senzor cu spațiu inelar dublu (DIN 54 453)

- rotorul are formă de clopot;
- capătul inelar al rotorului este foarte îngust și foarte depărtat de fondul cilindrului fix;
- „active” sunt atât suprafața internă cât și cea externă a clopotului (sistem de măsură „Searle” –la interior, și Couette” la exterior).



Senzor tradițional (DIN 53 018)

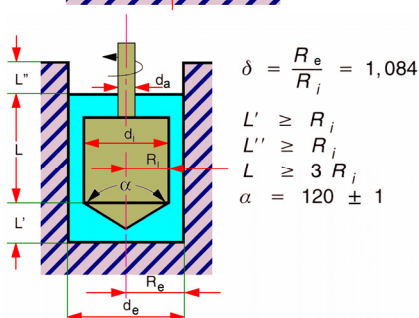
- are atât capătul superior cât și cel inferior adâncite;
- concavitatea inferioară rămâne umplută cu aer atunci când aparatul este umplut cu substanța de măsură;
- viscozitatea aerului este foarte redusă și nu introduce o eroare de măsurare suplimentară;
- numai un cant circular foarte îngust introduce o eroare de măsură care este corectată prin factorul de corecție CI.



Senzor Mooney-Ewart (DIN 53 018)

$$\tau_o = \frac{\tau_i + \tau_e}{2}$$

$$\tau = \tau_o$$



Senzor ISO / DIN (ISO 2319 / DIN 53 019)

- acest sistem standardizează între altele raportul razelor, lungimea rotorului distanța între vârful conului rotorului și fundul cilindrului exterior;
- erorile introduse de acest tip de profil rămân procentual constante.

$$\delta = \frac{R_e}{R_i} = 1,084$$

$$L' \geq R_i$$

$$L'' \geq R_i$$

$$L \geq 3 R_i$$

$$\alpha = 120 \pm 1$$

Fig. 2.24. Diferite tipuri de senzori

3. ADITIVI ÎN PROCESE DE CURGERE TURBULENTĂ



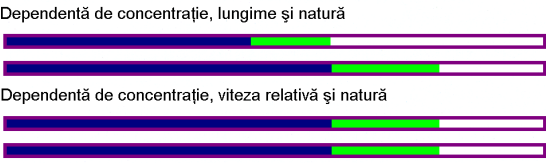



3.1. Introducere


Toms [50] a pus în evidență că la curgerea turbulentă a soluțiilor anumitor polimeri printr-un tub, căderea de presiune a fost mai mică decât în cazul în care solventul pur curge în aceleași condiții, prin același tub.

Cei mai potriviți polimeri sunt oxidul de polietilenă, polimeri pe bază de acrilamidă, în parte derivate hidrolizate ale copolimerilor pe bază de acrilonitril.

Fenomenul de reducere a rezistenței hidraulice a fost observat mult timp înaintea efectuării de către Toms a bine-cunoscutului experiment cu soluții diluate de polimer cu catenă lungă. S-a știut că suspensiile de fibre, cum sunt cele utilizate în procesul de fabricare al hârtii, au dat același efect [51].

Totuși Toms a fost primul care a arătat că foarte mici cantități de polimer (10 ÷ 50 ppm în greutate), pot avea un efect atât de dramatic. Cu alte cuvinte efectul de reducere a rezistenței hidraulice devine un candidat promițător în problema reducerii consumului de energie.

Agenți cu activitate de reducători ai rezistenței hidraulice (R. R. H.)	Mărimea reducerii hidraulice
Praf în gaz (aerosoli) Suspensii de nisip Suspensii de argilă Injecții de gaz (bule de gaz în fluid) Flocoane, alge și molecule biologice Pastă de lemn pentru fabricarea hârtiei Fibre (asbest)	
Agenți activi de suprafață - anionici - cationici - neionici	
Soluții diluate de polimeri - molecule rigide - molecule elastice Reduc. ai rezist. hidraulice heterogeni - structură continuă - structură discontinuă	Dependentă de concentrație, lungime și natură  Dependentă de concentrație, viteza relativă și natură 
Combinații de polimeri, agenți activi de suprafață și fibre Manipularea inteligentă la injecții	
Câmp magnetic hidrodinamic paralel Câmp magnetic hidrodinamic transversal	



% care au fost obținute întotdeauna experimental
 % care nu au fost obținute întotdeauna experimental

Tabelul 3.1. Diverse efecte de RRH și eficiența acestora

Descoperirea lui Toms nu rămâne singura în acest domeniu. Între timp s-a observat că reducerea rezistenței hidraulice este un fenomen mult mai răspândit decât s-a crezut inițial. Astfel o reducere a rezistenței hidraulice apare și în următoarele cazuri:

- utilizarea unei întregi game de noi aditivi;
- utilizarea unor diverse manipulări;
- utilizarea unor câmpuri magnetice puternice;
- utilizarea unor conducte cu o rugozitate specială.

În tab. 3.1. se face o trecere în revistă a diverselor efecte și a eficienței lor.

Pe lângă marele impact al efectului de reducere a rezistenței hidraulice la studiile de bază asupra turbulenței, acesta are și o contribuție remarcabilă în rezolvarea unor probleme de mediu, precum și în realizarea unor procese industriale la costuri reduse.

3.2. Proprietățile fizico-chimice ale polimerilor în soluții

Din practică a rezultat că eficiența diversilor aditivi cu proprietăți de reducători ai rezistenței hidraulice variază extrem de mult de la un tip la altul, de aceea este necesară caracterizarea acestora din punctul de vedere al proprietăților fizico-chimice, ca și din punctul de vedere al geometriei lor. Dintre toate caracteristicile aditivilor au relevanță doar cele ce descriu interacțiunea acestora cu un fluid într-o curgere turbulentă.

3.2.1. Moleculele de polimer în soluții

3.2.1.1. Soluții diluate de polimer

Polimerii cu proprietăți de reducători ai rezistenței hidraulice sunt de regulă secvențe liniare a N unități monomerice. Numărul N de monomeri în moleculă poate fi foarte mare, în mod normal de ordinul lui 10^5 , ceea ce înseamnă că și masa moleculară este de asemenea foarte mare, de regulă de ordinul a $10^6 \div 10^7$ g/mol. De regulă aceste molecule sunt foarte flexibile, cu excepția polimerilor care au în structura lor grupări voluminoase, cum sunt gruparea fenil sau diverse inele zaharidice, care fac ca lanțul de polimer să devină mai rigid.

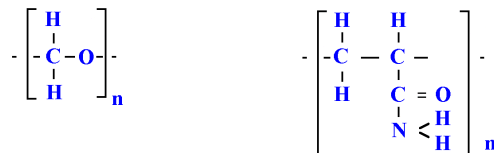


Fig. 3.1. Structura chimică a polietilenoxidului și a poli(acrilamida)

În fig. 3.1. sunt reprezentate două tipuri anume de polimeri solubili în apă și cu proprietăți deosebite de agenți reducători ai rezistenței hidraulice: *polietilenoxidul* și *poliacrilamida*.

Gennes (1990) s-a preocupat de definirea noțiunii de soluție diluată de polimer. În acest context:

$$nL^3 \ll 1 \quad (3.1)$$

unde n - numărul de densitate al moleculelor dizolvate, reprezintă numărul de molecule pe unitatea de volum și L scala lungimii moleculei. În această formulă apare o caracteristică a moleculei: lungimea, mărime care variază extrem de mult, deoarece geometria lanțurilor de polimer în soluție este variabilă. Dacă moleculele ar fi rigide, și astfel ar adopta o formă după un model cilindric, aceasta ar avea o lungime, - pentru cazul când molecula este complet alungită, de ordinul a 1 μm . Debye & Bueche 1948, [52] au propus un model reprezentat de o sferă în care molecula este scheletul unui burete poros cu o densitate uniformă (*modelul bilei spongioase*); raza acestei sfere este numită *rază hidrodinamică*, R_h , care este proporțională cu propria *raza de girație (de inerție)* R_G . Extensia maximă a scheletului poate fi, pentru *oxidul de polietilenă* și *poliacrilamidă*, de ordinul a 100-200 nm . Geometria exactă a moleculelor de polimer dizolvate este necunoscută.

3.2.1.2. Modele pentru molecule de polimer dizolvate

Conceptul fizic care stă în spatele *modelului bilei spongioase*, este o unitate hidrodinamică. Macromolecula fiind destul de flexibilă, are, datorită mișcării browniene, tendința să adopte o poziție încolăcită (de ghem), care include solvent în „cavitățile” sale. Forma ghemului este în mod normal, din motive de simetrie a forțelor care acționează asupra sa, sferică, dar sfera poate să fie și deformată datorită unor forțe externe asimetrice care sunt prezente în multe fluide la curgere.

Experimente de difuzia luminii arată că modelul *bilei spongioase* este un model corect.

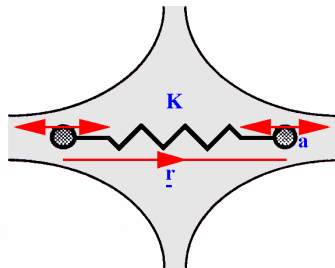


Fig. 3.2. Reprezentarea schematică a modelului de bile cu resort (dumb-bell) – o aproximare pentru forma adoptată de moleculă distorsionată a unui polimer, aflată într-o vână de fluid.

Cel mai întâlnit model este modelului de bile cu resort (*dumb-bell*) prezentat de Kuhn & Kuhn, 1945, [53]. În acest model lanțul molecular este descris numai de *alungirea (elongația)* sa, l , care este conceput să fie dimensiunea dominantă a macromoleculii, cu cei doi momomeri separați la capate. Comportarea elastică este reprezentată de un resort, iar la capetele resortului sunt localizate amplasamentele rezistenței la frecare.

Pentru valori mici ale lui l , echilibrul forțelor poate fi scris ca:

$$f \left(\frac{Dr_j}{Dt} \right) + Kr_j = f \left(\frac{\partial r_j}{\partial t} + r_j \frac{\partial U_j(t)}{\partial r_j} \right) + Kr_j = 0 \quad (3.2)$$

unde: f = factorul de frecare global
 K = constanta elastică

Cu alte cuvinte asupra moleculei acționează două forțe:

- una de *frecare* - dată de frecarea care este concentrată la capetele moleculei și este proporțională cu viteza cu care aceste două centre se separă;
- una de *restabilire* - datorată mișcării browniene, echivalentă cu o forță elastică cum este cea întâlnită la un resort, forță ce este proporțională cu extensia acestuia (resortului).

Modelul bile cu resort - *dumb-bell* - reprezintă cea mai simplă aproximare dintr-o serie de modele fizice mai complexe, serie de modele în care locurile unde se produc frecările cu fluidul nu sunt reprezentate numai de cele două capete.

3.2.1.3. Greutatea moleculară și configurația moleculară

Dacă polimerizarea ar putea să fie controlată într-un grad foarte înalt, ar fi de dorit să se obțină *polimeri monodispersi* sau *cvasimonodispersi*, adică produși care să conțină polimeri cu numai o singură masă moleculară. Totuși, polimerii produși industrial sunt *polidispersi*, ceea ce înseamnă că o mostră de polimer este compusă din fracții de macromolecule monodisperse.

Este cunoscut că eficiența reducerii rezistenței hidraulice depinde de masa moleculară a polimerului. De aceea fracțiunea cu masa moleculară cea mai înaltă, dintr-o mostră de polimer, este cea care determină proprietățile de reducător al rezistenței hidraulice. Masa moleculară a unei astfel de mostre este o medie și este dată ca un „număr” sau ca o „masă” medie. Numărul mediu al masei moleculare este dat de:

$$\bar{M}_n = \frac{\sum_{i=1}^k N_i M_i}{\sum_{i=1}^k N_i} \quad (3.3)$$

unde:

N_i = numărul de monomeri prezenți în fracțiunea „i” din mostră

k = numărul de subfracțiuni din fracțiunea „i”

M_i = masa moleculară a acestei fracțiuni.

Masa moleculară este dată de:

$$\bar{M}_n = \frac{\sum_{i=1}^k w_i M_i}{\sum_{i=1}^k w_i} \quad (3.4)$$

unde: w_i = masa moleculară în fracțiunea „i”.

Masa moleculară singură nu este unicul parametru care să caracterizeze un polimer. O altă proprietate, la fel de importantă, este configurația moleculară, care poate să se modifice datorită rotației în jurul legăturilor chimice sau datorită mișcărilor termodinamice ale moleculei. În plus un rol important în comportarea soluțiilor în care au loc procese de reducere a rezistenței hidraulice îl are adausul de polielectroliti. Aceasta înseamnă că polimerii au în constituția lor grupări laterale negative (polimeri negativi), sau pozitive (polimeri pozitivi). Aceasta explică de ce lungimea acestor molecule poate să varieze prin adăugarea de săruri în soluție, sau

prin schimbarea valorii pH-ului soluției. Dacă aceste sarcini sunt neutralizate, polielectrolizii se aranjează ei înșiși într-o înghemuire clasică. Totuși, dacă electroliții sunt forțați să interacționeze cu sarcini de același semn, ei sunt forțați să se întindă într-un aranjament cilindric (rod-like form), care duce la o creștere a efectului de reducere a rezistenței hidraulice.

3.2.2. Reologia polimerilor

3.2.2.1. Ecuatii constitutive

Cea mai simplă ecuație constitutivă a unui fluid newtonian este:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (3.5),$$

unde:

$$\begin{aligned} \tau & \text{este efortul de forfecare;} \\ \eta & \text{este viscozitatea dinamică;} \\ \dot{\gamma} = \frac{dv}{dy} & \text{reprezintă viteza de deformare.} \end{aligned}$$

iar cea a unui solid hookean este:

$$\tau = G \cdot \dot{\gamma} \quad (3.6).$$

unde: G = modulul de rigiditate

Aceste două ecuații pot fi considerate ca model mecanic al materialului. Fluidul newtonian este reprezentat de un amortizor pneumatic, un element în care forța este proporțională cu lungimea deplasării pistonului amortizorului, pe câtă vreme deformația hookeană este reprezentată de un resort, un element în care forța este proporțională cu alungirea resortului.

Deoarece fluidele vâscoelastice manifestă atât proprietăți vâscoase cât și elastice s-au făcut multe încercări de a le reprezenta prin modele mecanice în aranjamente de amortizoare pneumatice și resorturi în paralel sau în serie.

Cele mai cunoscute modele ale unor astfel de aranjamente sunt modelul *Maxwell* (amortizoare pneumatice și resorturi în serie, fig. 3.3. a) și modelul *Kelvin* (amortizoare pneumatice și resorturi în paralel, fig. 3.3. b).

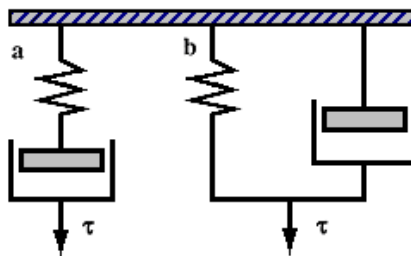


Fig. 3.3. a) Modelul mecanic al unui fluid Maxwell; b) Modelul mecanic al unui solid Kelvin

Pentru materiale mai complicate pot fi combinate chiar mai mult de două astfel de elemente cum este de exemplu în modelul *Jeffrey* (fig. 3.4.a), sau în modelul *Burgers* (fig. 3.4.b).

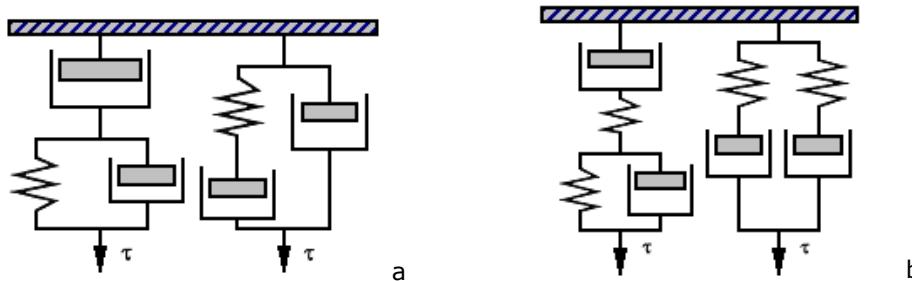


Fig. 3.4. a) Modelul mecanic al unui fluid Jeffrey, și b) Modelul mecanic al unui fluid Burger

Totuși, s-a constatat că comportarea reologică a soluțiilor diluate de polimeri este dificil să fie descrisă cu o ecuație convenabilă ce s-ar putea obține printr-un șir de aproximări succesive. Se poate întâmpla ca o anumită ecuație constitutivă să descrie bine situația dintr-o anumită curgere, dar total nesatisfăcător într-o altă situație.

În cazul în care se ia în calcul microstructura fluidului, de ex. se ia în considerare un model fizic pentru molecula de polimer este de așteptat să ajungem la o mai fină înțelegere a comportării vâscoelastice a curgerii, întru-cât fenomenul curgerii vâscoelastice este în principal cauzat de forțele intramoleculare ale moleculelor de polimer. Motivul manifestării acestor forțe intramoleculare stă în orientarea vectorilor legăturilor chimice în lanțul polimerului. Orientarea se schimbă când solvențul înconjurător suferă o deformare.

Zimm [54] și Rouse [55] au stabilit pentru molecula de polimer un model de bile cu resort (*bead-spring model*). Bilele manifestă o frecare cu fluidul pe când resortul se consideră că nu manifestă această frecare. Dacă se dezvoltă o relație matematică bazată pe teoria Zimm-Rouse se obține un model vâscoelastic liniar care este utilizabil numai pentru curgeri cu eforturi tangențiale oscilatorii ce au amplitudine mică.

Un alt tip de model matematic consideră lanțul moleculei de polimer aproximat cu o halteră: două bile sunt plasate la capătul modelului moleculă și sunt legate cu un resort. Bilele manifestă o frecare cu fluidul pe când resortul se consideră că manifestă comportare elastică. Bazat pe acest model al halterei, pentru soluțiile diluate de polimer se pot deduce diferite ecuații matematice. Resortul poate fi considerat fie că respectă legea lui Hook, cu întindere limitată, sau cu extensibilitate definită, neliniar-elastic. În general, rezultă că acest model al halterei este modelul cel mai apropiat de realitate pentru ecuațiile constitutive ale soluțiilor diluate de polimer.

În prezent, pe baza măsurătorilor reologice, este dificil să se decidă care dintre aceste ecuații constitutive este cea mai bună să descrie comportarea curgerii soluțiilor diluate de polimeri. În această ordine de idei cea mai dramatică abatere de la comportarea newtoniană are loc în curgerile elongaționale.

3.2.2.2. Reologia soluțiilor diluate de polimer

În soluțiile diluate de polimeri moleculele de polimeri există ca macromolecule izolate care se comportă ca ghemuri solvate într-o continuă mișcare haotică. În soluții diluate macromoleculele dizolvate nu se ating una de alta și nu există forțe între molecule. Aici nu există interacții intermoleculare.

Concentrația critică c^* , limita între soluțiile diluate și concentrate, pot fi măsurate prin metode de dispersia luminii. La dizolvarea polimerilor într-un solvent viscozitatea soluției crește cu creșterea concentrației. Când concentrația polimerului se păstrează fixă, atunci viscozitatea soluției crește cu creșterea masei moleculare, M , a polimerului. Pornind de aici are sens să fie definită o viscozitate relativă ca:

$$\eta_{rel} = \frac{\eta_0}{\eta_s} \quad (3.7)$$

care este raportul viscozităților soluției de polimer și a solventului pur. Dacă concentrația polimerului în soluția de polimer, c , este cunoscută, ecuația (3.7) se poate rescrie:

$$\eta_0 = \eta_s \left(1 + \frac{c}{\rho_0} \right) \quad (3.8)$$

unde ρ_0 este densitatea polimerului fără solvent. În practică este adesea utilizată viscozitatea redusă:

$$\eta_{red} = \frac{\eta_{rel} - 1}{c} \quad (3.9)$$

Cînd nu există interacțiuni intermoleculare ($c \ll 0$), viscozitatea redusă η_{red} este numită viscozitate intrinsecă și este notată $[\eta]$. Viscozitatea intrinsecă $[\eta]$ crește cu creșterea masei moleculare. Între masa moleculară M și viscozitatea intrinsecă $[\eta]$ există o relație empirică:

$$[\eta] = K \cdot M^a \quad (3.10)$$

În această ecuație K este o constantă care depinde de sistemul polimer-solvent. Exponentul, a , numit exponent *Mark-Houwink*, are valori între 0,5 și 2. Dacă constanta, K , și exponentul, a , sunt cunoscute pentru un anumit sistem polimer-solvent, atunci această conexitate poate fi utilizată pentru determinarea masei moleculare pentru un eșantion de polimer, prin măsurarea viscozității. Constantele K și a depind de distribuția masei moleculare în polimer și de temperatura de lucru. Exponentul, a dă informații asupra configurației macromoleculii în soluție precum și asupra interacțiunilor polimer-solvent.

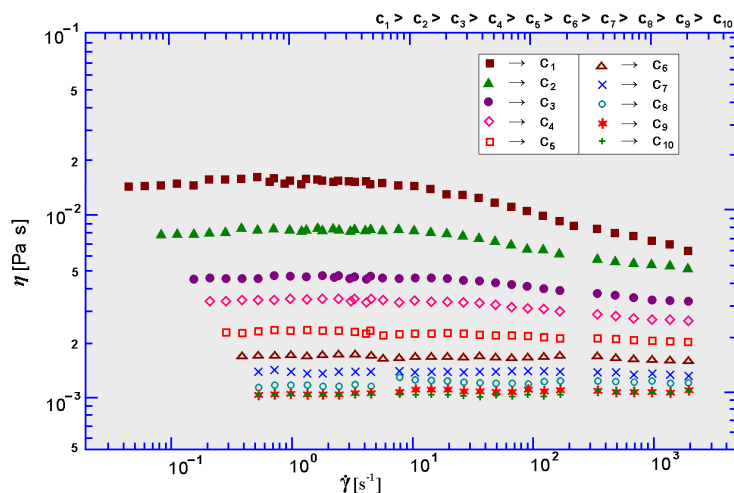


Fig. 3.5. Reprezentarea în coordonate viscozitate dinamică - vitezei de deformare a comportării unor soluții de WSR 301 la diferite conc., după Vissmann & Bewersdorff

Într-un solvent ideal, numit și θ -solvent, în care există un echilibru între forțele de solvatare și cele ce tind să aglomereze diferitele segmente ale catenei de polimer, constanta a are valoarea 0,5 pentru polimerii liniari și flexibili. Pentru polimerii liniari și flexibili dizolvați în *non- θ -solvenți* constanta a are valori între 0,5 și 0,8. Polimerii care prezintă pentru a valori $> 0,8$ sunt de regulă polimeri suspecți de a fi semiflexibili. Când valoarea lui a este **2** avem de-a face cu polimeri rigizi.

În fig. 3.5, se observă că la concentrații mici, ($c_6 \div c_{10}$), soluțiile de polimer se comportă ca un fluid newtonian, viscozitatea η rămânând constantă la creșterea vitezei de deformare $\dot{\gamma}$, în timp ce pentru concentrații mai mari, ($c_1 \div c_5$), soluțiile de polimer se comportă ca un fluid pseudoplastic, viscozitatea η descrescând la creșterea vitezei de deformare $\dot{\gamma}$.

3.2.3. Reologia soluțiilor semi-diluate de polimer

În timp ce concentrația de polimer crește, probabilitatea ciocnirilor între sistemele încolăcite de polimeri crește și duce în final la suprapunerea și întinderea lanțurilor de polimer. Concentrația critică c^* , la care moleculele de polimer încep să se atingă între ele, este numită și *concentrație de atingere*. Dacă $c < c^*$, atunci soluția este numită diluată și viceversa, când $c > c^*$, soluția este numită concentrată. *Concentrația de atingere* a unui sistem polimer-solvent descresște cu masa moleculară a polimerului. În soluțiile de polimeri cu proprietăți de reducători ai rezistenței hidraulice se utilizează polimeri cu mase moleculare de $M=10^6 \div 2 \cdot 10^7$ g/mol această concentrație poate fi de $10 \div 100$ ppm.

Cu toate acestea, concentrația lor este pe deplin foarte mică. În acord cu definiția menționată mai sus aceste soluții ar trebui să fie numite concentrate, chiar dacă concentrația lor absolută este mică. De aceea aceste soluții sunt considerate adesea ca *semi-dilute*. Soluțiile *semi-dilute* de polimer se comportă ca un fluid pseudoplastic, viscozitatea, η , descrescând la creșterea vitezei de deformare, $\dot{\gamma}$.

La eforturi de forfecare mici, viscozitatea are valori mici și este numită și *viscozitatea zero*, η_0 . Regimul de viscozitatea zero, η_0 , este urmat de o regiune a efortului de forfecare în care, viscozitatea descrescând la creșterea efortului de forfecare. În cazul în care în reprezentările grafice pe ambele axe sunt folosite scări logaritmice, reprezentarea descresșterii viscozității soluțiilor de polimer funcție de efortul de forfecare este o dreaptă. Analitic această regiune a „legii exponențiale” este reprezentată de ecuația:

$$\eta = k \dot{\gamma}^{n-1} \quad (3.11)$$

Ecuația (3.11) a fost propusă de către *de Waele* (1923) și *Ostwald*, 1925, [56]. Fluidele care au un astfel de comportament sunt numite *fluide Ostwald-de Waele*. În ecuația (3.11) k este numit *consistență*, iar n este numit *indicele legii exponențiale*. Pentru polimeri n poate lua valori între **0** și **1**.

În fig. 3.6 este reprezentată variația viscozității funcție de efortul de forfecare a unor soluții de Rhodopol 23, la diferite valori ale concentrației: (500, 1000 și respectiv 2000 ppm) conform unui experiment făcut de Hewersdorff & Herman (1988).

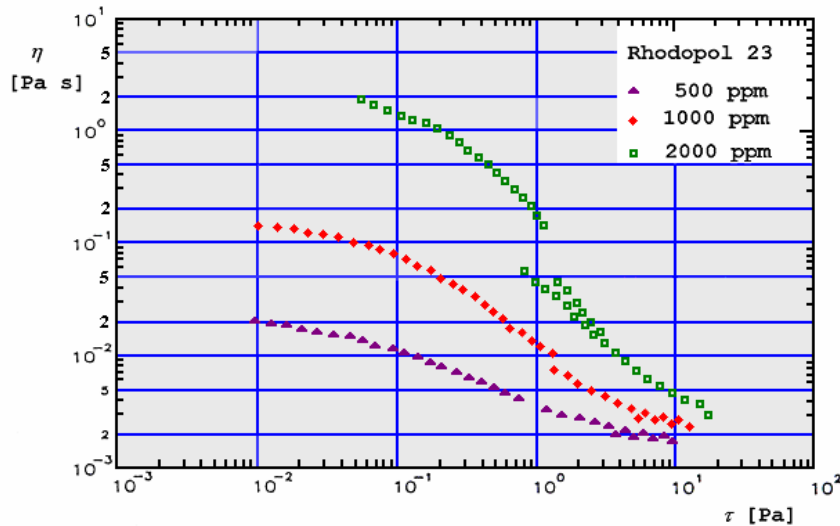


Fig. 3.6. Reprezentarea în coordonate *viscozitate-efort de forfecare* a comportării unor soluții de Rhodopol 23, (rășină de Xanthan produsă de Rhone-Poulenc) la diferite valori ale conc.: (500, 1000 și 2000 ppm)

Din figură se observă că la valori foarte mari ale efortului de forfecare viscozitatea tinde către o valoare asimptotică η_{∞} , care reprezintă valoarea limită a viscozității pentru o valoare infinită a efortului de forfecare. Configurația curbei viscozității poate fi descris, pe întreg domeniu de variație al efortului de forfecare, de modelul Cross, 1965, [57]:

$$\frac{\eta - \eta_{\infty}}{\eta_0 - \eta_{\infty}} = \frac{1}{1 - (K \dot{\gamma})^m} \quad (3.12)$$

K și m sunt constantele soluției de polimer.

În afară de *legea exponențială* și a *modelul Cross* există o serie întreagă de modele empirice care pot fi utilizate pentru a reda comportarea viscozității.

3.3. Reducerea rezistenței hidraulice în soluții de agenți activi de suprafață

Cu toate că prima lucrare despre reducerea rezistenței hidraulice cu aditivi pe bază de agenți activi de suprafață a fost publicată de Mysels [58] în 1949, acestor tipuri de aditivi li s-a acordat o atenție mai redusă în comparație cu cea a polimerilor. Totuși în ultima vreme lucrurile s-au schimbat datorită faptului că agenți activi de suprafață utilizați ca agenți de reducerea rezistenței hidraulice nu suferă degradări mecanice serioase chiar și atunci când sunt utilizați pentru perioade lungi de timp.

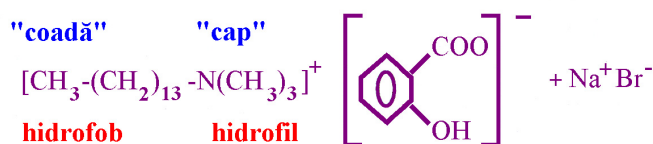
3.3.1. Soluții de agenți activi de suprafață

Agenții activi de suprafață (**a. a. s.**), așa cum sunt clasicele săpunuri – săruri alcaline ale acizilor grași – precum și agenți activi de suprafață sintetici

consistă din grupări moleculare polare și nepolare. Această dualitate este responsabilă pentru formarea unor pelicule la suprafața superficială și pentru formarea unor asociații de molecule de *a. a. s.* în soluții. *A. a. s.* sunt compuși chimici cu masă moleculară redusă, care consistă dintr-o parte *hidrofilă* – solubilă în apă, și o parte *hidrofobă* – insolubilă în apă.

Partea *hidrofobă* a moleculei de *a. a. s.* este un rest alchilic cu catenă lungă, în timp ce partea *hidrofilă* a moleculei este ionizabilă, polară polarizabilă sau capabilă să formeze punți de hidrogen. Gruparea *hidrofobă* - „coada” - este foarte greu solubilă într-un solvent polar cum este apa. Aceasta calitate este compensată de o grupare *hidrofilă* - „capul”. În funcție de natura acestei grupări *hidrofile*, agenții activi de suprafață pot fi clasificați în *neionici*, *cationici* și *anionici*.

În fig. 3.7. este prezentată o moleculă de *salicilat de tetra-decil, tri-metil amoniu* dizolvat în apă cu electrolit (NaBr), care este un bine-cunoscut agent de reducere a rezistenței hidraulice:



Agent activ de suprafață cationic (TTAB/Na Sal) sau C₁₄TA Sal

Fig. 3.7. Un agent activ de suprafață tipic reducător al rezistenței hidraulice: Salicilat-ul de tetra-decil, tri-metil amoniu dizolvat în apă cu electrolit. (C₁₄TA-Sal)

Din analiza chimică este cunoscut că structura chimică este fidel descrisă de procesele ce au loc în soluție. Peste o concentrație critică, CCM_T, moleculele dizolvate tind să formeze agregate, care sunt numite micle (§3.3.4.). Procesul de formare al micelilor este următorul: grupările alchidice preferă, din motive energetice, un mediu nepolar, în timp ce grupările hidrofile se îndreaptă către solventul polar. Partea internă a micelii este formată deci din resturile hidrofobe, pe când la suprafața acesteia, în contact cu solventul - apa, se găsesc „capurile” hidrofile. Deci micelile sunt solubile. Asocierea moleculelor de agenți activi de suprafață în micelii este reversibilă, adică la scăderea concentrației de *a. a. s.* sub concentrația critică, micelile se „dizolvă” ca monomeri în soluție. Micelile sunt totdeauna în echilibru termodinamic cu moleculele de monomer, din care sunt formate, și au în componență de la 20 până la 1000 monomeri, numărul depinzând de mărimea și de geometria micelii. Din punct de vedere geometric se disting trei tipuri de micelii: *sferice*, *cilindrice* și *sub formă de disc*. Numărul de molecule asociate este dat de volumul lanțului hidrocarbonat nepolar și de volumul total al micelii. Numărul maxim de asociere este atins atunci când tot spațiul intern este ocupat de lanțurile hidrocarbonate. Volumul micelilor este definit de raza micelii și corespunde aproximativ lungimii lanțului hidrocarbonat din monomerul de *a. a. s.* Dacă crește concentrația, micelile cresc numai în limita ocupării întregului volum intern. De aici mai departe volumul micelii nu mai crește, crește în schimb numărul de micelii.

La adăugarea de electroliți, forțele de respingere electrolitice ale grupărilor „cap” pot fi suprimate și moleculele de *a. a. s.* pot fi împachetate mai compact sub formă de micelii cilindrice sau sub formă de disc.

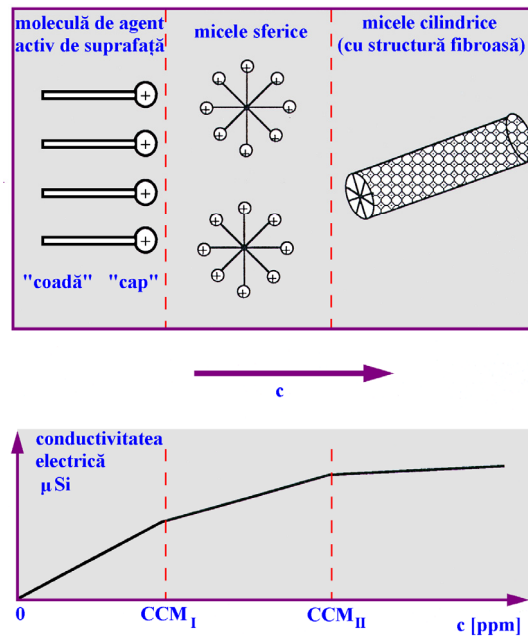


Fig. 3.8. Schemă cu diverse forme de micelle funcție de concentrație și influența modificărilor din structura micelilor asupra conductivității electrice a soluției

Concentrația de tranziție la care are loc trecerea micelilor sferice în micelle cilindrice se numește *concentrație critică secundară*: CCM_{II} . La o concentrație și mai înaltă micellele pot forma suprastructuri sub formă de rețea cubică cu micellele sferice în colțuri. Micellele cilindrice pot forma legături flexibile la capetele lor și forma rețele tridimensionale.

3.3.2. Comportarea la frecare a soluțiilor de agenți activi de suprafață

Într-o curgere turbulentă, comportarea la frecare a soluțiilor de agenți activi de suprafață, cu proprietăți de reducători ai rezistenței hidraulice, depinde de trei factori: mărimea, numărul și sarcina la suprafață a micelilor. Alți factori care influențează această proprietate (de reducători ai rezistenței hidraulice), sunt: concentrația *a. a. s.*, temperatura, concentrația adițională de electrolit.

Principala caracteristică a comportării la frecare a soluțiilor de agenți activi de suprafață este dispariția efectului de reducere a rezistenței hidraulice, atunci când este depășit efortul de forfecare critic la perete. Efortul de forfecare critic la perete poate fi sub 100 Pa, care este destul de ridicat în comparație cu efortul de forfecare la perete, la care începe degradarea mecanică în soluțiile de polimer cu proprietăți de reducători ai rezistenței hidraulice. Totuși, în comparație cu soluțiile de polimer, pierderea proprietății de agent reducător ai rezistenței hidraulice, dincolo de efortul de forfecare critic la perete, este reversibilă. (Reducerea rezistenței hidraulice se regenerează, atunci când efortul de forfecare la perete scade din nou sub valoarea critică.)

Efortul de forfecare critic la perete este independent de diametrul conductei și depinde numai de următoarele proprietăți: mărimea, numărul și sarcina la suprafață a micelilor.

Reduceri rezistenței hidraulice în soluțiile de agenți activi de suprafață a fost numit de Savius [59] *fenomen controlat al efortului tangențial la perete*.

Bewersdorff [60] a demonstrat în 1986 că dispariția efectului de reducere a rezistenței hidraulice, dincolo de valoarea critică a efortului de forfecare la perete, este însoțită de o dispariție a orientării micelilor în vâna de curent turbulentă. Micelile nu sunt distruse peste această valoarea critică a efortului de forfecare la perete ci sunt numai dezaliniate.

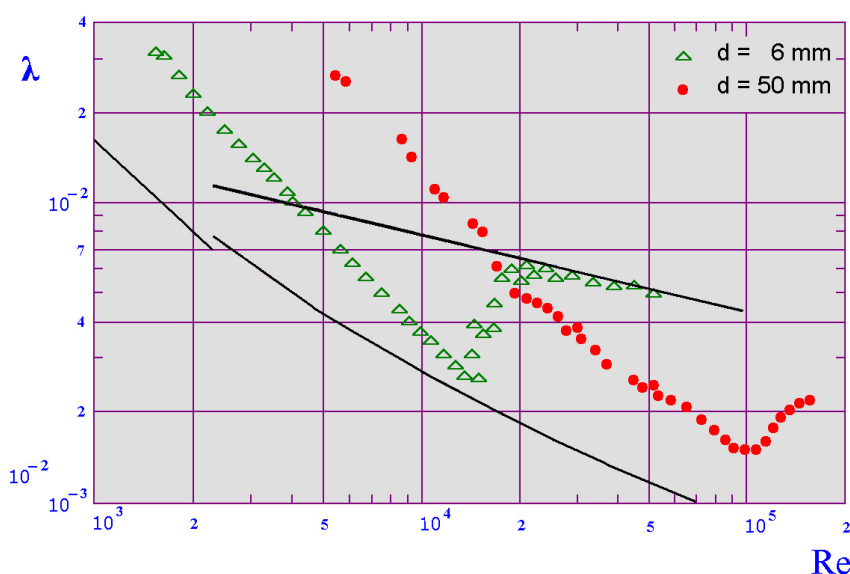


Fig. 3.9. Comportarea la frecare a unui amestec echimolecular de bromură de tetra-decil, tri-metil amoniu și salicilat de sodiu dizolvat în apă de robinet, la temperatură de 25° C, în conducte de diferite diametre și o concentrație de $c = 850$ ppm.

Într-o reprezentare grafică a coeficientului de frecare, λ , funcție de numărul Reynolds, pentru un amestec echimolecular de bromură de tetra-decil, tri-metil amoniu și salicilat de sodiu dizolvat în apă de robinet, este arătată în fig. 3.9. Din grafic se observă că la valori mici ale numărului Re descreșterea coeficientului de frecare, λ , este mai mare decât cea prevăzută de legea lui Poiseuille, - reprezentată de ecuația curgerii laminare (rel. I-12, din § 1.2.2.), pentru solvenul pur, care este un lichid newtonian. Se observă că deviația față de legea lui Poiseuille este mai importantă la conducta cu diametrul de 50 mm decât la cea cu diametrul de 6 mm (§ 1.2.2.). La valori mai mari ale numărului Re curba de variație a soluției (luată în studiu) intersectează curba Prandl-von Karman, - forma grafică a ecuației curgerii turbulente (rel. I-15, din § 1.2.2.), pentru solvenul pur. Rezultă deci că pentru valori mici ale lui Re frecarea dintre soluție și perete este mai mare decât a solvenului pur. Valoarea critică a efortului de forfecare la perete, la care are loc prăbușirea reducerii rezistenței hidraulice, este de 5,8 Pa în conducta cu diametrul de 6 mm și de 5,3 Pa în cea cu diametrul de 50 mm, ceea ce înseamnă că rămâne aproape constant. În acest experiment prăbușirea reducerii rezistenței

hidraulice se produce înainte ca aceste curbe care reprezintă variația coeficientului de frecare, λ , funcție de numărul Reynolds să atingă asimptota lui Virk – ce reprezintă maximum de reducere a rezistenței hidraulice (rel. 1.17, din § 1.2.2.)

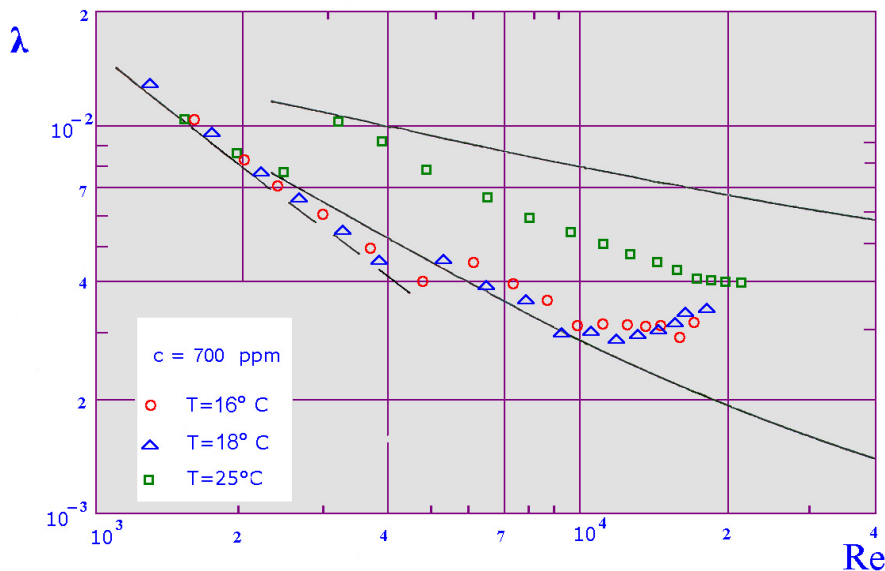


Fig. 3.10. Comportarea la frecare a unui amestec echimolecular de bromură de tetra-decil, tri-metil amoniu și salicilat de sodiu dizolvat în apă demineralizată, pentru diferite temperaturi, într-o conductă cu $\varnothing = 15 \text{ mm}$ și o concentrație de $c = 700 \text{ ppm}$

În fig. 3.10 este prezentată comportarea la frecare a unui amestec echimolecular de bromură de tetra-decil, tri-metil amoniu și salicilat de sodiu dizolvat în apă demineralizată, la trei temperaturi diferite. Datorită debitului maxim redus al pompei care alimentează circuitul, în acest experiment nu se produce prăbușirea reducerii rezistenței hidraulice. La valori mici ale numărului Reynolds coeficientul de frecare λ urmează legea lui Poiseuille a curgerii laminare. Pentru temperaturile de 16°C și respectiv 18°C , coeficientul de frecare λ urmează curba curgerii laminare până peste un $Re = 4000 \div 5000$, înainte de a devia către maximum reducerii rezistenței hidraulice reprezentat de asimptota lui Virk. De aceea tranziția laminar-turbulent se deplasează către valori mai înalte ale numărului Reynolds. Această deplasare observată experimental este în concordanță cu calculele de stabilitate pentru micellele cilindrice rigide făcute de Gyr, [61] și de Bark & Tinoco, [62]. La 25°C soluția de agent activ de suprafață prezintă un fenomen de început, ceea ce înseamnă că abaterea de la comportarea la frecare în regim de curgere turbulentă, pentru un fluid newtonian, se petrece numai atunci când este depășit un număr Reynolds critic.

În fig. 3.11 este prezentată comportarea la frecare a unui amestec echimolecular de bromură de tetra-decil tri-metil amoniu și salicilat de sodiu dizolvat în apă demineralizată, într-o conductă cu $\varnothing = 15 \text{ mm}$.

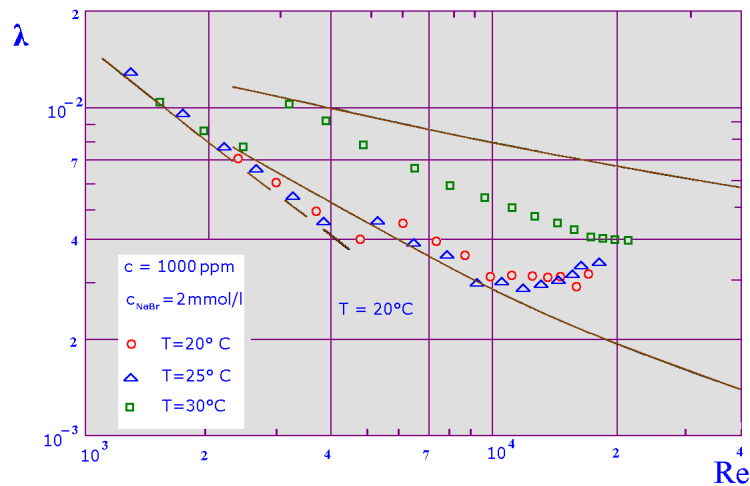


Fig. 3.11. Comportarea la frecare a unui amestec echimolecular de bromură de tetra-decil, tri-metil amoniu și salicilat de sodiu dizolvat în apă demineralizată, pentru diferite temperaturi, într-o conductă cu \varnothing 15 mm și o concentrație de $c = 1000$ ppm și o concentrație adițională de electrolit de $c_{\text{NaBr}} = 2$ mmol/l.

În fig. 3.11 este prezentată comportarea la frecare a unui amestec echimolecular de bromură de tetra-decil tri-metil amoniu și salicilat de sodiu dizolvat în apă demineralizată, într-o conductă cu $\varnothing = 15$ mm.

3.3.3. Reologia soluțiilor de agenți activi de suprafață

După cum s-a mai arătat moleculele de agenți activi de suprafață au în structura lor o parte hidrofilă și o alta hidrofobă, care fac ca moleculele acestora să aibă tendința de a forma în apă agregate, numite *micele*. Concentrația acestor *micele* poate ajunge la o valoare critică, numită *concentrație micelară critică*, CMC. Într-o soluție de agenți activi de suprafață, care este în echilibru termodinamic și a cărei concentrație este peste CMC, există totdeauna un echilibru între *micele* și moleculele singure de agent activ de suprafață. *Micelele* pot conține până la 1000 de molecule individuale de agent activ de suprafață.

În funcție de dimensiunile părților hidrofile și hidrofobe, din structura unei molecule de agent activ de suprafață, forma *micelelor* poate fi sub formă de sferă, de disc, sau cilindrică.

Deoarece s-a constatat că proprietăți de reducere a rezistenței hidraulice au numai soluțiile de agenți activi de suprafață care conțin totdeauna numai *micele* cilindrice, următoarele observații asupra reologiei soluțiilor de a. a. s. vor fi restrânse numai la reologia soluțiilor (diluante) de a. a. s. care conțin *micele* cilindrice.

Diametrul unei *micele* cilindrice este de aproximativ două ori mai mare decât lungimea lanțului hidrocarbonat, aflat în extensie, al unei molecule de a. a. s. adică de cca. 2 nm, în timp ce lungimea *micelei* poate varia între 25 și 250 nm, în domenii de concentrație cuprinse, în mod uzual, între 100 și 2000 ppm.

La o viteză de deformare mică micелеle se rotesc cu o viteză de rotație aproape constantă, fiind preferat un unghi slab de aliniere de 45° , față de direcția de curgere. Și deoarece concentrațiile de a. a. s. se află undeva în domeniul soluțiilor diluate, micелеle se pot roti, în fluidul aflat în curgere, fără să se împiedice una de alta.

Când viteză de deformare crește, viteză de rotație a micелеlor devine neuniformă și tendința acestora este de a se alinia din ce în ce mai mult direcției de curgere. Mișcarea de curgere acționează în sensul alinierii micелеlor, în sens contrar acționând mișcarea browniană. Analitic procesul de aliniere al micелеlor la direcția de curgere este dat de raportul dintre viteză de deformare $\dot{\gamma}$ și constanta de difuziune rotațională D_r , care caracterizează mișcarea browniană. La o viteză de deformare mică influența mișcării browniane este dominantă, în timp ce la viteze de deformare mari gradientul efortului de forfecare câștigă în importanță. Datorită procesului de aliniere a micелеlor, caracteristica viscozității dinamice η funcție de viteză de deformare $\dot{\gamma}$ este aproape similară cu cea a soluțiilor semi-diluate de polimeri. La viteze de deformare mici există o zonă de viscozitatea dinamică zero, urmată de o zonă de comportare ca *fluid pseudoplastic*, (pentru care η descrește cu creșterea lui $\dot{\gamma}$), la valori mari ale vitezei de deformare. Această comportare pseudoplastică este datorată faptului că micелеle alinate cauzează o rezistență dinamică mai redusă (§ 2.1.2.).

În ipoteza simplificatoare că: 1 - micелеle cilindrice sunt rigide; 2 - concentrația a.a.s. este în domeniul soluțiilor diluate; și 3 - nu există interacții între micеле, conform lui *Doi & Edwards*, măsurătorile viscozității dinamice zero pot fi utilizate la calcularea lungimii micелеlor:

$$\eta = \eta_{CMC} (1 + nL^3) \quad (3.12)$$

unde: η_{CMC} - este viscozitatea dinamică la CMC, concentrație la care începe formarea micелеlor;

n - reprezintă numărul de micеле cilindrice pe unitatea de volum; și
 L - lungimea micелеlor cilindrice.

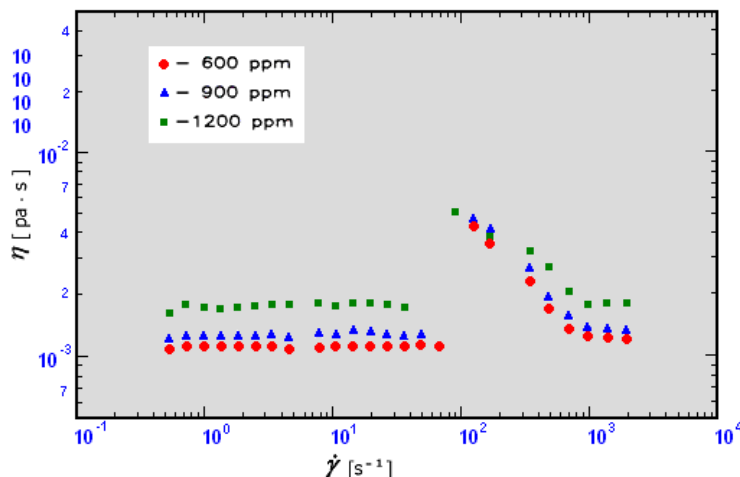


Fig. 3.12. Reprezentarea viscozității dinamice funcție de viteza de deformare unui amestec echimolecular de bromură de hexadecil-trimetil-amoniu și de salicilat de sodiu în apă de robinet la $T = 200^\circ\text{C}$, după *Vissmann & Bewersdorff*.

Fig. 3.12. redă comportarea viscozității dinamice a unei soluții viscoelastice de a. a. s. cu proprietăți de reducere a rezistenței hidraulice, pentru trei concentrații diferite. Soluția conține micle cilindrice.

La o viteză de deformare mică viscozitatea dinamică pare să fie constantă și nu se observă comportament de *fluid pseudoplastic*. Viscozitatea dinamică se comportă în acest regim ca la un fluid newtonian. Viscozitatea dinamică este numai în ușoare creștere și este datorată agenților activi de suprafață dizolvați.

Totuși când viteza de deformare atinge o valoare critică, viscozitatea dinamică crește deodată. Viteza de deformare critică ca și valoarea absolută a viscozității dinamice nu mai depind de concentrație și de temperatură în așa-numită *stare indusă a curgerii circulare* (SIS - shear-induced state).

În afară de aceasta și geometria viscosimetrelor prezintă o influență asupra caracteristicii viscozității, de ex. dimensiunea deschiderii unui viscosimetru de tip Couette. La viteze de deformare mari *stare indusă a curgerii circulare* (SIS) dispăre și în locul acestia pare să se găsească o a doua regiune în care viscozitatea dinamică se comportă ca la un fluid newtonian.

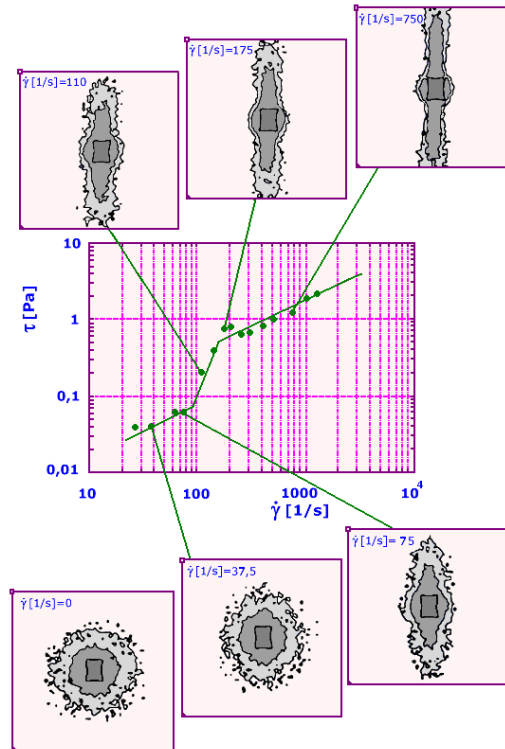


Fig. 3.13. Caracteristici de dispersie a neutronilor (SANS, small-angle-neutron scattering) și comportarea la curgere a soluției unui amestec echimolar de bromură de tetradecil-trimetil-amoniu și salicilat de sodiu în apă grea, D_2O , la $20\text{ }^\circ\text{C}$, la $c_{\text{sol.}} = 2,4\text{ mmol/l}$, conform Heen (1993)

Informații suplimentare asupra comportării structurilor de micle de formă cilindrică, pot fi obținute și prin alte metode de investigație cum sunt dubla refringență la curgere sau metode de dispersie (a luminii - LS sau a neutronilor - SANS). Alinierea micelilor cilindrice datorată curgerii face ca indicele de refracție să

devină anizotropic și dispersia anizotropică a luminii și a neutronilor poate fi observată. Prin utilizarea acestor metode se poate arăta că micelile sunt aproape complet aliniată în direcția curgerii în *stare indusă a curgerii circulare* (SIS). În fig. 3.13 sunt prezentate rezultatele unei astfel de investigații, de dispersie a neutronilor (SANS), realizată de R. Heen [63] în 1993.

3.3.4. Structura micelară

a. *Structura micelilor de asociație în soluție diluată.* [64] Unitatea structurală principală, *micela*, din care sunt formați coloizii de asociație, ia naștere pe baza afinității grupelor polare sau liofile ale acestora față de mediul în care se formează (dizolvantul) și pe baza deosebirilor foarte mari dintre cele două părți ale moleculelor componente (fig. 3.14). Asemenea molecule formate din două grupe diferite s-au denumit molecule "*amfipatice*" (Hartley), sau "*amfifile*" (Windsor). Cele două grupe antagonice nu "se resping" -ci au o atracție mult mai mare față de grupele (sau suprafețele) asemănătoare decât față de cele cu caracter opus.

Ca urmare a acestei structuri, părțile *lipofile* ale moleculelor - formate la săpunuri din catene hidrocarbonate - se îndreaptă în sens opus mediului polar, prin atracție reciprocă, sau mai exact prin "extrudere" ele se dispun apoi sub diferite forme, dintre care cea mai probabilă este forma *sferică*, pe care o iau și lichidele în stare de picături foarte mici (fig. 3.15).

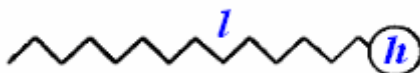


Fig. 3.14. Modelul unei molecule amfifile:
l – partea lipofilă (hidrofobă); *h* - partea hidrofilă (liofobă)

Măsurând precis numerele de transport electrolytic ale unor substanțe amfifile - cum este bromura de hexadecil (cetil)-piridiniu - Hartley a verificat efectul formării micelilor asupra transportului electrolytic al fiecărei din cele două părți componente ale micelilor : micela propriu-zisă (în cazul de față radicalii cetil-piridiniu asociați) și contraionii micelii (Br). S-a constatat astfel că, pe măsura ce numărul micelilor crește, datorită creșterii concentrației, conductibilitatea micelilor crește și ea brusc, (curba 1, fig. 3.16), în timp ce conductibilitatea contraionilor scade în același domeniu foarte mult (curba 2 fig. 3.16).

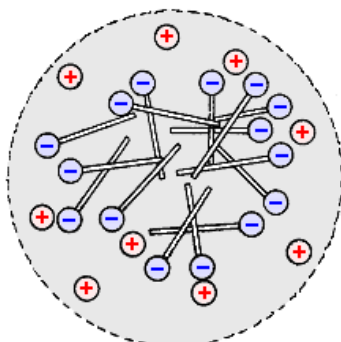


Fig. 3.15. Micela sferică de molecule amfifile asociate (modelul lui Hartley, 1934).

Rezultatul global al acestei acțiuni deosebite a formării micelilor asupra conductibilității era cunoscut mai de mult, fiind stabilit prima dată de Mc.Bain.

Prin formarea micelilor, suprafața de separație a acestora scade în raportul $1:m^{1/3}$ (m fiind numărul moleculelor asociate) și ca efect al legii Stokes, conductibilitatea crește, ca mai sus.

În același timp, micellele formate exercită o acțiune de frânare asupra contraionilor antrenând cu ele și o parte din aceștia (în total 37% din totalul sarcinilor + și -), astfel încât dintr-un număr total de 50 de sarcini, sau contraioni echivalenți, micela rămâne doar cu 13 sarcini proprii, restul de 37 fiind neutralizate de contraionii antrenați în sens opus sensului de transport electrolic (spre anod). Din aceasta cauză, conductivitatea (numărul de transport) contraionilor variază în sens invers (scade) pe măsura formării micelilor, cum s-a aratat și în figura precedentă.

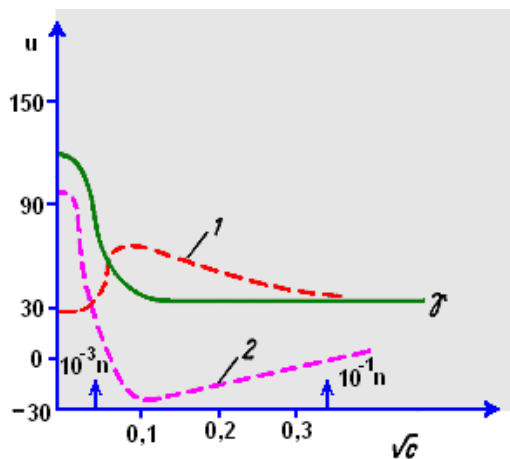


Fig. 3.16. Variația conductivității γ a bromurii de cetil-piridiniu (curba continuă) și a mobilităților u ale celor doi ioni componenți: CtPy⁺ (1) Br⁻ (2), în funcție de concentrație, după măsurările lui Hartley (curbele întrerupte).

Fenomenul s-a verificat și pe alta cale, eliminând acțiunea sferei ionice a micelilor prin efectul Wien, adică prin aplicarea soluției a unui câmp electric foarte puternic (250 k V /cm). În acest caz și conductivitatea totală a săpunurilor crește cu concentrația, trecând printr-un maxim (fig. 3.16) analog maximului corespunzător micelilor separate, din figura precedentă. În câmp electrostatic normal, conductivitatea tuturor polielectroliților de asociație trece printr-un minim, determinat prima data de Mc Bain, și care este cu atât mai pronunțat cu cât numărul atomilor de carbon al catenelor lipofile este mai mare.

Concentrația corespunzătoare acestui minim, care se constată și pe curbele de variație ale altor mărimi, denumită de Jones și Bury *concentrația critică micelară*, este cuprinsă între 0,05 și 0,1 n.

Până la aceasta concentrație, conductivitatea prezintă o scădere cu totul anormală față de legea de variație a conductibilității electroliților tari (*Debye-Hückel-Onsager*) în conformitate cu care conductibilitatea echivalentă ar fi trebuit să varieze liniar cu \sqrt{c} (de aceea în toate graficele precedente s-a reprezentat variația conductivității cu \sqrt{c}). Scăderea conductibilității se datorește formării micelilor și începe - după cum dovedesc atât măsurările lui Lottermoser

și colaboratorilor, cât și acelea ale lui *Hartley* menționate anterior - exact în momentul când încep și abaterile de la legile electroliților tari (în general la concentrații de circa 0,001 n).

Formarea micelilor, la atingerea acestei concentrații, pare să fie instantanee și depinde foarte mult de natura și lungimea grupelor lipofile; ea este foarte puțin dependentă de natura grupei polare (liofobe). Micelele rezultate au o structură și dimensiuni determinate.

Deoarece volumul parțial al grupelor parafinice asociate este mai mare decât volumul stării solide cristalizate și egal cu al stării de lichid ordinar, rezultă că lanțurile hidrocarbonate nu sunt nici răsucite (ghem), nici depărtate prea mult între ele (fig. 3.15).

Micelele au raza aproximativ egală cu lungimea catenelor parafinice (sau ceva mai mică) și conțin un număr de molecule asociate (N) determinat, care se poate calcula în funcție de numărul atomilor de carbon (n) al fiecărei catene cu relația :

$$N = \frac{0,139}{n} (1,25 n - 1)^3. \quad (3.13)$$

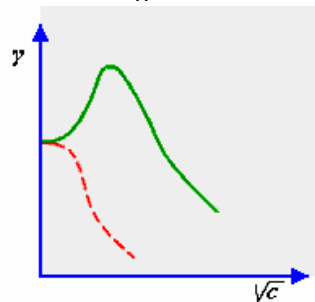


Fig. 3.17. Variația conductivității coloizilor de asociație cu concentrația, în câmpuri electrice puternice (efect Wien). Curba întreruptă reprezintă variația în câmp normal.

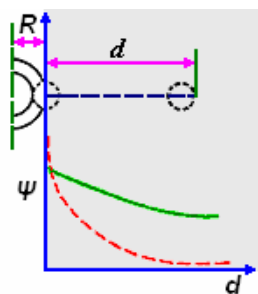


Fig. 3.18. Variația potențialului superficial ψ al unei micle (de rază R) în raport cu distanța d până la contraionii săi (curba întreruptă reprezintă același potențial dintre doi ioni simpli).

Această relație este dedusă considerând densitatea miclei $\rho=0,77$ distanța dintre catene $\delta=2,5 \text{ \AA}$ și raza micelilor mai mică cu 1 \AA față de lungimea catenelor (H. E. Garret, în D. K. Durham).

Grupele polare ale moleculelor asociate, orientate spre exteriorul acestora, sunt la aceeași distanță una de alta ca și într-o soluție 0,1 n de electrolit 1:1 (circa $8,6 \text{ \AA}$). Sarcinile lor se comportă ca și cum ar fi concentrate toate în centrul miclei

unde este și centrul lor de greutate. Fiind scufundați într-un mediu cu o permitivitate dielectrică mult mai mică, ionii asociați prezintă în imediata lor apropiere un potențial superficial ψ mult mai mic decât potențialul ionilor simpli (care este ∞ la distanța zero), dar care scade în schimb mult mai puțin cu distanța, fiind, relativ, mult mai mare în exteriorul micelilor din cauza asocierii (fig. 3.18).

3.4. Reducerea rezistenței hidraulice în suspensii de fibre

3.4.1. Caracterizarea fibrelor

După natura lor fibrele au origini diferite: vegetală, animală, minerală, sau de sinteză chimică.

Tab. 3.2. Efectul de reducere a rezistenței hidraulice în suspensii de fibre

Material	Mărimea [mm]	Raportul (l/d) [% vol.]	Concentrația [% vol.]	RRH [%]
Nailon	0,5 ÷ 2	40 ÷ 100	0,5 ÷ 1,0	2 ÷ 20
Vâscoză	0,5 ÷ 2	40 ÷ 90	0,5 ÷ 3,0	2 ÷ 25
Bumbac	0,5 ÷ 0,75	25 ÷ 35	2,0 ÷ 3,0	5 ÷ 20
Azbest	0,002 ÷ 0,02	100 ÷ 1000	0,25 ÷ 2	
Azbest	2	100 000	25 ÷ 500 ppm	20 ÷ 85

Prin diferite metode fizico-chimice s-a stabilit că principala proprietate comună a tuturor fibrelor este orientarea moleculelor lor paralel cu axa fibrei din care fac parte. Cele mai importante caracteristici ale fibrelor sunt raportul *lungime:diametru* (l/d) și *lungimea absolută* a acestora.

Din tab. 3.2. se observă că singurele fibre care, în suspensie apoasă, produc un efect de reducere a rezistenței hidraulice sunt cele de azbest.

3.4.2. Reducerea rezistenței hidraulice în suspensii de fibre

Datorită formei și al raportului lor l/d special, suspensiile de fibre au fost concepute ca un caz analog modelului soluțiilor diluate de polimer, sau al micelilor în soluțiile de a.a.s., ținându-se cont că aceste particule au dimensiuni de aproximativ două ordine de mărime mai mare.

Principalii parametri ca și moduri de comportare care au relevanță în caracterizarea acestor tipuri de aditivi reducători ai rezistenței hidraulice, sunt:

a) forma și raportului între lungime, l și diametrul d , al fibrei. S-a constatat că pentru aceeași concentrație de fibă în apă, reducerea rezistenței hidraulice este cu atât mai pronunțată cu cât diametrul d , al fibrei, este mai redus;

b) pentru o concentrație dată, există un număr Reynolds pentru care reducerea rezistenței hidraulice are o valoare maximă;

c) efectul de reducere a rezistenței hidraulice depinde de diametrul conductei D . Acesta reflectă faptul că curgerea suspensiilor de fibre depinde de concentrație și de tipul fibrei. Pentru fibre de un tip dat, o concentrație dată, începutul efectului de reducere a rezistenței hidraulice este descris aproximativ de relația

$$\frac{Re_{Q_0}^{0,2}}{u_Q} = const. = c \quad (3.14)$$

unde: $Re_Q = \frac{u_Q \cdot D}{\nu}$, și $u_{Q_0} = \left(\frac{D}{c^5 \cdot \nu} \right)^{\frac{1}{4}}$, u_{Q_0} , este viteza principală pentru condițiile inițiale.

Aceste efecte pot fi înțelese dacă se analizează vizualizarea unei curgeri cu efect de reducere a rezistenței hidraulice, arătată în fig. 3.19. împreună cu o reprezentarea corespunzătoare profilelor vitezelor din fig. 3.20. și respectiv reprezentarea coeficientului de frecare, λ , funcție de numărul Re (fig. 3.21). Coeficientului de frecare λ este, indiferent de tipul fibrei, dependent de viteza u_Q , diametrul conductei D și concentrația de fibră în suspensie c_f .

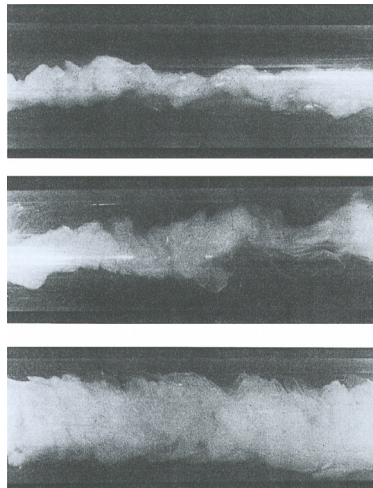


Fig. 3.19. Vizualizarea curgerii unei suspensii de fibre în conducte cu diametre identice, și cu aceeași concentrație $c = 1\,500$ ppm, la trei valori diferite ale numărului Reynolds, (a) 20 000, (b) 30 000 și (c) 80 000

În fig. 3.19. este reprezentată curgerea într-o conductă a unei suspensii de fibre de azbest tip 3F în apă. În funcție de numărul Reynolds comportarea la curgere a suspensiei de fibră de azbest poate fi împărțită în trei regiuni, așa cum este prezentat în fig. 3.21.

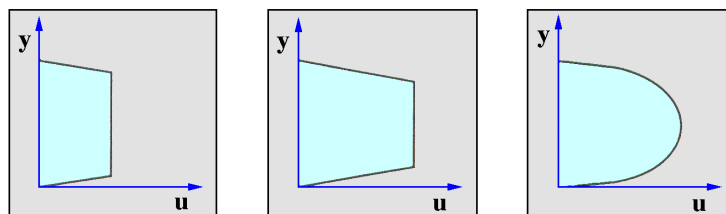


Fig. 3.20. Profilele vitezelor corespunzătoare curgerilor la dif. regimuri din fig. 3.19.

I. *Regiunea de curgere în blocuri (I)*, Este observată o zonă centrală de blocuri de fibre, înconjurată de o zonă inelară clară, fără fibre (Robertson & Mason) [65]. În graficul ce reprezintă coeficientul de frecare λ funcție de numărul Reynolds Re (fig. 3.21), această regiune este reprezentată de o linie dreaptă cu o pantă mai abruptă decât -1 situată deasupra curbei curgerii laminare (a solventului pur) - Poiseuille, și care intersectează curba curgerii turbulente (a solventului pur) - von Karman.

II. *Regiunea mixtă de curgere (II)*. Fluidul din inelul exterior devine turbulent și blocurile de fibre încep să se dezintegreze în regiunea efortului de forfecare maxim de la interferența inelului exterior cu zona de curgere în blocuri din centru [65]. Cu creșterea vitezei fluidului în conductă, deci și a lui Re , diametrul zonei de blocuri centrale descrește și astfel λ descrește.

III. *Regiunea de curgere turbulentă (III)*. În această regiune coeficientului de frecare λ nu mai descrește așa de repede cu creșterea lui Reynolds, în comparație cu solventul pur (fluid Newtonian) și în unele cazuri rămâne aproape constant sau chiar descrește.

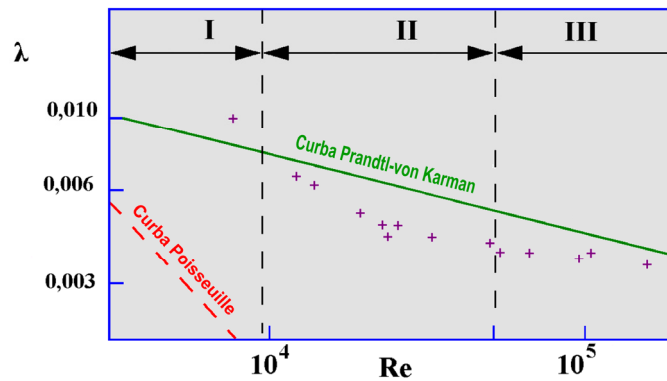


Fig. 3.21. Reprezentarea λ , funcție Re , împărțită în trei regiuni (I, II, III), corespunzătoare celor trei regimuri de curgere reprezentate în fig. 3.20.

— — — - Curba Poiseuille (curba curgerii laminare a solventului pur)
 — — — - Curba Prandtl - von Karman (curba curgerii turbulente a solventului pur)

PARTEA A II-A. PARTEA EXPERIMENTALĂ ȘI CONTRIBUȚII PROPRII

4. STUDIUL EFECTULUI UNOR ADITIVI ASUPRA CURGERII LICHIDELOR

Micșorarea frecării interne a fluidelor supuse mișcării de rotație sau a frecării dintre acestea și suprafețele spațiului în care are loc mișcarea reprezintă o prioritate a cercetării în contextul reducerii energiei necesare pentru procese de transport.

Această scădere poate fi obținută cu ajutorul unor cantități mici de substanțe cu proprietăți specifice destinate scăderii microturbulențelor ce apar sau pentru a asigura deplasarea lor ordonată, în timpul mișcării forțate. Astfel, pentru reducerea microturbulențelor pot fi utilizate substanțe tensioactive, iar pentru reducerea frecării la perete pot fi utilizate soluții polimerice sau materiale microfibratoase [66-69].

Polimeri utilizați ca aditivi trebuie să prezinte lanț lung, ramificații puține și greutate moleculară mare [70]. În curgere turbulentă, comportamentul la frecare a soluțiilor de agenți tensioactivi cu proprietăți de reducere a rezistenței hidraulice, depinde de mărimea, numărul și suprafața de schimb a miclei. Aditivarea lichidelor are aplicație la transportul petrolului [71], rețele de canalizare [72], instalații de căldură [73, 74].

4.1. Efectul unor aditivi asupra curgerii fluidelor aflate în mișcare de rotație

Mișcare de rotație în spații inelare delimitate de cilindri concenrici constă într-o curgere relativă a unor straturi succesive de lichid. Criteriul hidrodinamic Taylor (Ta), care depinde de dimensiunile spațiului inelar, turația și viscozitatea cinematică, permite evidențierea tuturor modificărilor care apar în straturile curgerii prin creșterea treptată a turației. Modificările care apar în timpul procesului de aditivare poate fi cuantificată prin măsurarea efortului de forfecare a straturilor de fluid atunci când acestea sunt supuse unei mișcări de rotație controlate. Această modificare se reflectă asupra viscozității lichidului

4.1.1. Comportamentul reologic al fluidelor

Mișcare de rotație în spațiile inelare, specifice la viscozimetrele de rotație, constă în curgerea relativă a straturilor de lichid cu o viteză w , care scade treptat de la valoarea maximă, atinsă în contact cu peretele aflat în rotație, la una minimă, în

contact cu peretele fix:

$$w_{max.} = \pi \cdot d \cdot n ; \quad w_{min.} = 0 \quad (4.1)$$

Viteza de deformare a straturilor de lichid, $\dot{\gamma}$, este corelată cu dimensiunile spațiului inelar (diametrul interior, d_i , și cel exterior, d_e , înălțimea, H), precum și viteza unghiulară, ω , sau turația, n , a suprafeței de rotație (4.2). Momentul de torsiune transmis, M_t , este o măsură a efortului de forfecare, τ , ce apare (4.3):

$$\dot{\gamma} = \frac{\omega \cdot r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \quad (4.2)$$

$$M_t = 2 \cdot \pi \cdot H \cdot r_i^2 \cdot \tau \quad (4.3)$$

Prin corelarea efortului de forfecare cu viteza de deformare, este posibil să se stabilească ecuația reologică (4.4a). Aceasta are pentru fluidele newtoniene expresia unei ecuații de gradul întâi (4.4b) a cărei pantă, η , reprezintă viscozitatea dinamică a lichidului.

$$\tau = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^m \quad (4.4a)$$

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (4.4b)$$

Caracterizarea curgerii lichidelor în spații inelare, sub efectul mișcării de rotație, este frecvent exprimată prin criteriul Taylor-Reynolds, Ta_{Re} (4.5a,b), luând în considerare viteza unghiulară, raza cilindrului rotativ și proprietățile fluidului (densitatea, ρ , viscozitatea dinamică, η). Pentru $Ta_{Re} \leq 60$ [81] se consideră că regimului de curgere este laminar .

$$Ta_{Re} = \frac{\omega \cdot r_i \cdot (r_o - r_i) \cdot \rho}{\eta} \quad (4.5 a)$$

$$Ta_{Re} = \frac{2\pi \cdot n \cdot r_i \cdot (r_o - r_i)}{v} \quad (4.5 b)$$

4.1.2. Descrierea părții experimentale

Aparativ, determinările experimentale s-au efectuat pe un viscozimetru de rotație de tip Rheotest, cu cilindrul interior rotativ și cel exterior fix [79].

Lichidele, la care a fost studiată reducerea efortului de forfecare și a viscozității, sunt lichide organice cu valori medii ale viscozității:

- etilenglicol - EG ($\rho=1114 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$),
- uleiul de parafină - UP ($\rho=880 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$),
- ulei de transformator - UT ($\rho=890 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$).

Aditivii tensioactivi utilizați au fost: lauril sulfatul de sodiu, LSNa și nonilfenol etoxilat NF-4 a căror caracteristici fizico-chimice sunt prezentate în tab. 4.1.

Tab. 4.1. Proprietățile fizico-chimice ale aditivilor

N.C.	Denumirea aditivului	Masa moleculară	Tipul de tensid	Val.balanței hidrofil-liofil	Densitate la 20°C	Solubilitate în apă
		$\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$			$\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$	
1	LSNa	288	anionic	-	1,050	f. solubil
2	NF-4	399	neionic	8,9	1,027	f. solubil

Pentru fiecare probă supusă măsurătorilor (substanță organică pură și substanță organică aditivată) au fost efectuate mai multe măsurători (eforturile de

forfecare funcție viteza de deformare) în domeniul de temperaturii ($25^{\circ} \text{C} \leq t \leq 60^{\circ} \text{C}$) urmărindu-se exprimarea dependenței viscozității printr-o relație tip Arrhenius (4.6.a) și calcularea constantelor ecuației (4.6.b): energia de activare a curgerii viscoase, E_a , și factorul preexponential A .

$$\eta = A \cdot \exp \cdot \frac{E_a}{R \cdot T} \quad (4.6a)$$

$$\ln \eta = \ln A + \frac{E_a}{R} \cdot \frac{1}{T} \quad (4.6b)$$

Aceste constante (energia de activare, E_a și factorul preexponential, A) pot fi corelate cu efectul de reducere a frecării, respectiv a viscozității în prezența aditivilor [82].

4.1.3. Reprezentarea rezultatelor și interpretarea lor

Din determinările experimentale efectuate se observa că prezența aditivilor cu proprietăți tensioactive conduce la scăderea efortului de forfecare a straturilor de fluid, respectiv a viscozității dinamice (fig. 4.1a și b):

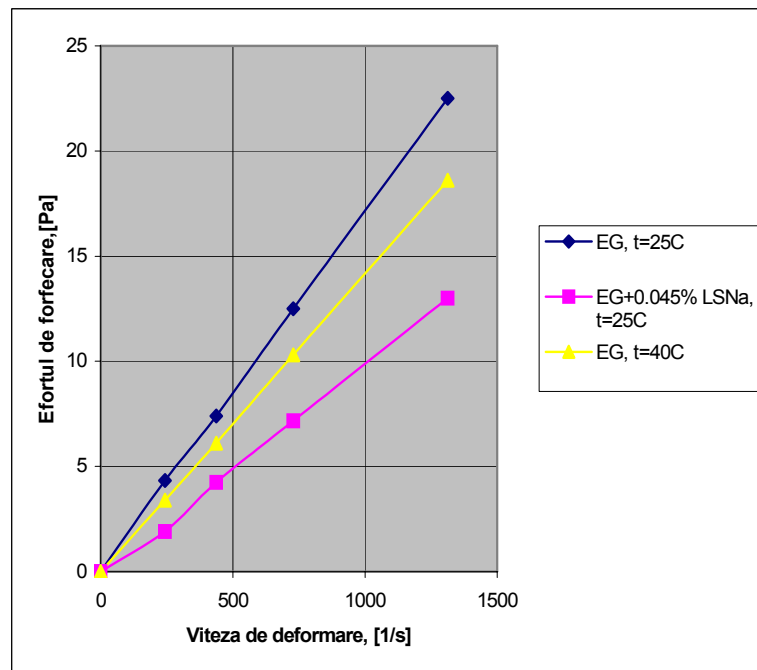


Fig 4.1a. Efortul de forfecare funcție de viteza de deformare pentru etilenglicol

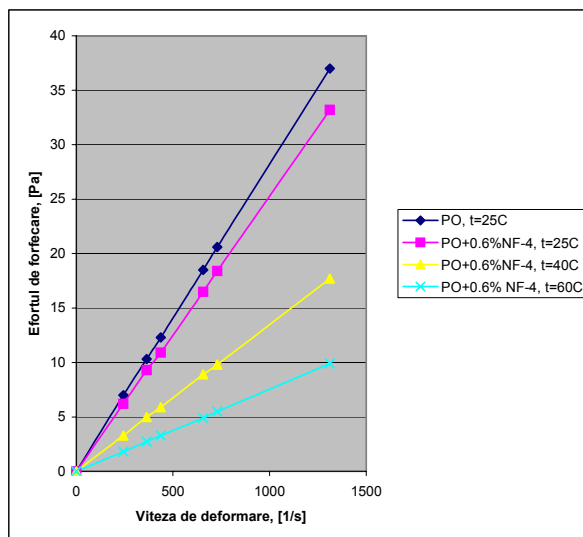


Fig 4.1b. Efortul de forfecare funcție de viteza de deformare pentru ulei de parafină

Tab. 4.2 a. Influența temperaturii și tipului de aditiv

Lichid bază	Aditivul utilizat	Temp., °C	Ecuatia reologică	Scadere η , %
EG	-	25	$\tau = 0.0171 \cdot \dot{\gamma}$	-
		40	$\tau = 0.0101 \cdot \dot{\gamma}$	-
		60	$\tau = 0.0058 \cdot \dot{\gamma}$	-
EG	LSNa; 0,135%	25	$\tau = 0.0138 \cdot \dot{\gamma}$	19,3
		40	$\tau = 0.0079 \cdot \dot{\gamma}$	21,8
EG	NF-4; 0,75%	25	$\tau = 0.0157 \cdot \dot{\gamma}$	8,2
		40	$\tau = 0.0093 \cdot \dot{\gamma}$	7,9
UP	-	25	$\tau = 0.0282 \cdot \dot{\gamma}$	-
		40	$\tau = 0.0145 \cdot \dot{\gamma}$	-
		60	$\tau = 0.0090 \cdot \dot{\gamma}$	-
UP	LSNa; 0,169%	25	$\tau = 0.0243 \cdot \dot{\gamma}$	13,8
		60	$\tau = 0.0078 \cdot \dot{\gamma}$	13,3
UP	NF-4; 0,6%	25	$\tau = 0.0253 \cdot \dot{\gamma}$	10,3
		60	$\tau = 0.0076 \cdot \dot{\gamma}$	15,5
UT	-	25	$\tau = 0.0168 \cdot \dot{\gamma}$	-
		40	$\tau = 0.0108 \dot{\gamma}$	-
		60	$\tau = 0.0073 \cdot \dot{\gamma}$	-
UT	NF-4; 0,9%	25	$\tau = 0.0156 \cdot \dot{\gamma}$	7,1
		40	$\tau = 0.0088 \cdot \dot{\gamma}$	18,5

În tabelele 4.2a și 4.2b sunt prezentate ecuațiile reologice și scădere viscozității în comparație cu lichidul de bază, la diferite temp. și conc. de aditiv.

Tab. 4.2 b. Influența tipului de aditiv și a concentrației acestuia la $t = 25^{\circ}\text{C}$

Lichid baza	Aditivul	Conc. aditiv, %	Ecuția reologică	Scadere η , %
EG	LSNa	0,045	$\tau = 0.0142 \cdot \dot{\gamma}$	17,0
		0,135	$\tau = 0.0138 \cdot \dot{\gamma}$	19,3
	NF-4	0,250	$\tau = 0.0159 \cdot \dot{\gamma}$	7,0
		0,750	$\tau = 0.0157 \cdot \dot{\gamma}$	8,2
UP	LSNa	0,169	$\tau = 0.0243 \cdot \dot{\gamma}$	13,8
	NF-4	0,300	$\tau = 0.0268 \cdot \dot{\gamma}$	5,0

Prin efectuarea unor măsurători la temperaturi diferite a fost posibil să se stabilească constantele E_a și A ale ecuației lui Arrhenius (tab. 4.3).

Tab. 4.3 Constantele ecuației lui Arrhenius

Lichidul baza	Aditivul utilizat	Scăderea medii, [%]	Ecuția lui Arrhenius	
			E_a , [kJ/mol]	$A \cdot 10^7$, [Pa·s]
EG	-	-	25,63	5,51
	LSNa; 0,135%	20,5	27,65	1,97
	NF-4; 0,75%	7,6	26,23	3,98
UP	-	-	26,92	5,18
	LSNa; 0,169%	13,5	26,95	4,61
	NF4; 0,6%	12,9	28,44	2,57

Tab. 4.4 Efortul de forfecare și modificările raportului τ/ρ_{din}

Turația, n [s ⁻¹]	Viteza periferică, w [m·s ⁻¹]	Efortul forfecare, τ [Pa]	Presiunea din., p_{din} [Pa]	Raportul τ/ρ_{din}	Regim curgere, Ta_{Re}
EG-fără aditiv, $t=25^{\circ}\text{C}$					
0,75	0,046	4,3	1,16	3,71	2,97
1,35	0,083	7,4	3,80	1,95	5,34
2,25	0,138	12,5	10,5	1,19	8,90
4,05	0,249	22,5	34,1	0,66	16,0
EG + LSNa; 0,045%, $t=40^{\circ}\text{C}$					
0,75	0,046	2,4	1,16	2,07	5,02
1,35	0,083	4,45	3,80	1,17	9,05
2,25	0,138	7,37	10,5	0,70	15,1
4,05	0,249	13,1	34,1	0,38	27,2
UT - fără aditiv; $t = 25^{\circ}\text{C}$					
0,75	0,046	4,7	0,93	5,05	2,43
1,35	0,083	8,7	3,04	2,86	4,37
2,25	0,138	14,2	8,40	1,69	7,29
4,05	0,249	22,1	27,3	0,81	13,1
UT + NF4; 0,9%; $t = 40^{\circ}\text{C}$					
0,75	0,046	2,2	0,93	2,37	4,64
1,35	0,083	3,9	3,04	1,28	8,35
2,25	0,138	6,5	8,40	0,77	13,9

Creșterea regimului hidrodinamic conduce la o scădere accentuată a raportului dintre efortul de forfecare (determinat experimental) și presiunea dinamică calculată cu valoarea vitezei maxime, τ/p_{din} (tab. 4.4).

Prin analogie cu procesul de curgere al fluidelor prin țevi drepte și pierderile de presiune prin frecare se definește presiunea dinamică:

$$p_{din} = \frac{\rho \cdot w_{med}^2}{2} \quad (4.7)$$

unde $w_{med} = \frac{1}{2} (w_{min} + w_{max})$, $w_{min} = 0$ reprezintă viteza stratului laminar de fluid aflat la peretele staționar (cilindrul exterior), iar $w_{max} = n \cdot d_{int} \cdot n$, reprezintă viteza stratului laminar de fluid aflat la peretele aflat în mișcare.

Este posibil să se reprezinte dependența $\tau/p_{din} = f(Ta_{Re})$, (fig. 4.2). Profilul acestei dependențe indică o scădere accentuată, când regimului hidrodinamic se intensifică.

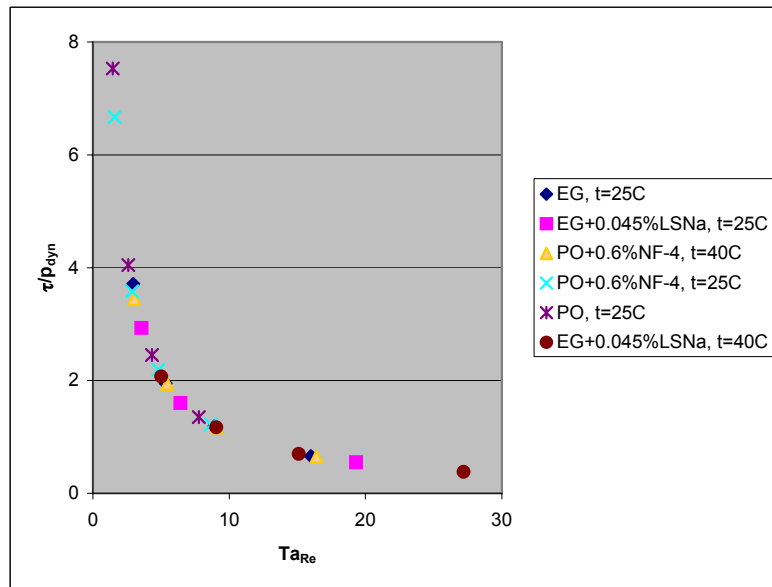


Fig. 4.2. Raportul τ/p_{din} funcție de regimul hidrodinamic Ta_{Re}

Concluzii:

- aditivarea lichidelor folosind compuși tensioactivi conduce atât la scădere efortului de forfecare precum și a viscozității dinamice (până la 20%);
- creșterea concentrației de aditiv conduce la o scădere accentuată a viscozității;
- efectul aditivării are o acțiune mai puțin importantă asupra energiei de activare și mult mai importantă asupra factorului preexponențial;
- reprezentarea grafică $\tau/p_{din} = f(Ta_{Re})$ plasează rezultatele după o curbă parabolică, cu suprapunerea punctelor, fără modificări importante, depinzând de tipul de lichid, de concentrația și tipul aditivului și respectiv de temperatură.

4.2. Comportarea soluțiilor de polimer în domeniu de curgere laminar și turbulent

În curgerile turbulente din tehnică, datorită creșterii proceselor de schimbului de impuls are loc și o creștere a rezistenței hidraulice, care fiind direct proporțională cu consumul de energie, trebuie diminuată. Prin adaosul de polimeri solubili într-un lichid, turbulența poate fi influențată și are drept efect o considerabilă scădere a rezistenței hidraulice a soluției respective. Acest fenomen este cunoscut în tehnică sub numele de efectul Toms.

În general soluțiile care prezintă proprietăți de reducere a rezistenței hidraulice sunt fluide neneutroniene.

Reducerea rezistenței hidraulice crește cu creșterea concentrației până la atingerea unei valori maxime a reducerii rezistenței hidraulice. Peste această valoare maximală, orice creștere a concentrației nu mai provoacă nici o reducere a rezistenței hidraulice, ci chiar poate duce la un efect invers.

Rezistența la frecare a unui fluid aflat în curgere scade numai atunci când efortul de forfecare la perete depășește valoarea limită a efortului de forfecare la pornire. Producerea reducerii rezistenței hidraulice depinde cel mai mult de *sistemul-polimer-solvent*. După depășirea punctului critic de pornire reducerea rezistenței hidraulice crește direct proporțional cu creșterea numărului Re.

4.2.1. Considerațiuni analitice la reducerea rezistenței hidraulice

Gradul de reducere a rezistenței hidraulice simbolizată prin DR (§ 1.2.3.) este în practică reprezentă analitic ca **reducere procentuală a rezistenței hidraulice DR(%)** și e dată de relația (1.20 a, b):

$$DR(\%) = \left(1 - \frac{\lambda_{pol}}{\lambda_{sol}} \right) \times 100 \quad \text{sau} \quad DR(\%) = \left(1 - \frac{\Delta p_{pol}}{\Delta p_{sol}} \right) \times 100$$

unde:

λ_{sol} = coeficientul de frecare ptr. solventul pur, λ_{pol} = coeficientul de frecare ptr. soluția de polimer

Δp_{sol} = căderea de presiune ptr. solventul pur, Δp_{pol} = căderea de presiune ptr. soluția de polimer

4.2.2. Instalația experimentală

Testul s-a făcut pentru o soluție etalon având o concentrație de 200 ppm de polimer tip Sentry POLYOX WSR 301 Leo NF (polietilenglicol cu masa moleculară 4000000 produs de firma DOW Chemical) în apă. Soluțiile obținute prin diluarea unor fracțiuni din proba etalon sunt recirculate cu un debit constant.

Instalația este formată din următoarele componente:

- conductă din cupru, C, cu $d_n = 4$ mm (grosimea peretelui 1 mm), cu lungimea de 1,5 m;
- un vas de alimentare, V, cu un robinet cu canea, R₂ (pâlnie se separare de 500 ml);
- pompa centrifuga PC;

4.2. Comportarea soluțiilor de polimer în domeniu de curgere laminar și turbulent 87

- un debitmetru cu un ventil de reglare al debitului, R_1 ;
- un manometru diferențial, U .

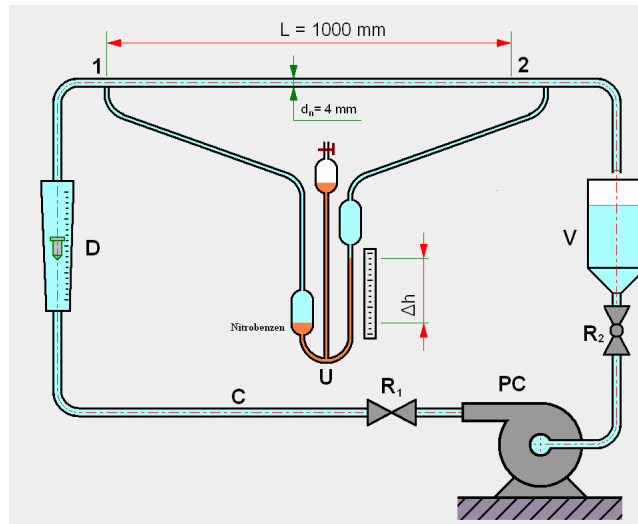


Fig. 4.3. Schema instalației de măsurarea experimentală a RRH



Fig. 4.4. Instalația de măsurarea experimentală a RRH

Pentru realizarea celor două regimuri de curgere, laminar și respectiv turbulent s-a folosit același circuit de conducte, dar în schimb două pompe centrifuge diferite, două manometre diferite și două debitmetre diferite. Astfel pentru testul de curgere în regim laminar/intermediar s-a folosit o pompă centrifuga care asigură debite $Q=1\div 10 \text{ l/h}$; un manometru diferențial, cu nitrobenzen ($\rho=1200 \text{ kg/m}^3$), care asigură măsurarea unor căderi de presine, $\Delta p=20\div 220 \text{ mm col nitrobenzen}$, și un debitmetru pentru domeniu $Q=1\div 10 \text{ l/h}$. Pentru testul de curgere în regim turbulent s-a folosit o pompă centrifuga ce asigură debite $Q=20\div 240 \text{ l/h}$; un manometru diferențial, cu Hg ($\rho=13600 \text{ kg/m}^3$), care asigură măsurarea unor căderi de presine, $\Delta p=10\div 660 \text{ mm col Hg}$ și un debitmetru pentru domeniu $Q=0\div 50 \text{ l/h}$.

4.2.3. Măsurarea și prelucrarea datelor experimentale

4.2.3.1. Căderea de presiune funcție de debit în curgerea laminară și intermediară

Partea experimentală s-a făcut pe instalația prezentată schematic în fig. 4.3, având drept pompă pe cea cu debit maxim de 10 l/h. Datele măsurate și calculate ale pierderilor de presiune și ale regimului de curgere pentru solvenul pur (apă) și pentru soluțiile având concentrații cuprinse între 50 și 200 ppm polietilenglicol (PEG) sunt prezentate în tab. 4.6.:

Tab. 4.6. Pierderile de presiune funcție de debit în regim laminar

N. C.	Debit		Re	Δp [mm col. Nitrobenzen]				
	[l/h]	[m ³ /s]x10 ⁶		c [ppm]				
			0	50	100	150	200	
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	2,77	882	27	27	27	36	45
2	2	5,54	1764	42	43	45	50	60
3	3	8,31	2646	58	63	61	68	89
4	4	11,8	3758	83	90	88	96	103
5	5	13,85	4411	105	105	116	125	125
6	6	16,62	5293	132	129	130	140	150
7	7	19,39	6175	149	150	150	164	171
8	8	22,16	7057	166	170	170	185	200
9	9	24,93	7939	178	188	193	204	
10	10	27,7	8822	200	215	214		

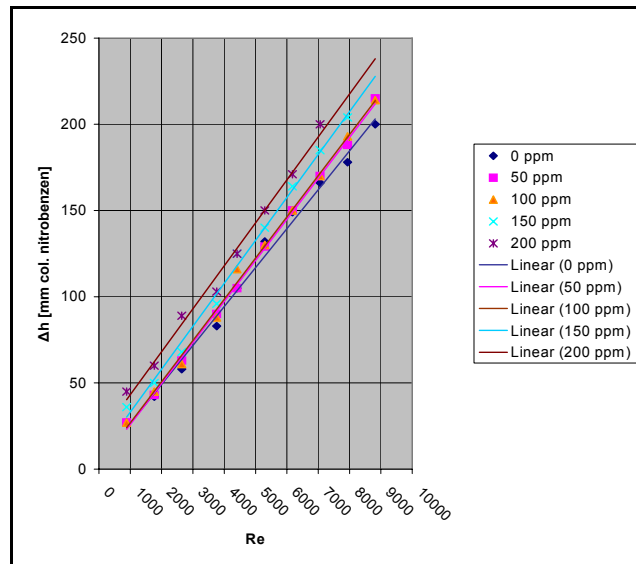


Fig. 4. 5. Variația $\Delta h = f(Re)$, la $c = \text{const.}$, în regim laminar și intermediar

Din tabel se observă că pentru un regim de curgere dat, aparținând domeniului laminar sau intermediar, creșterea concentrației de polimer duce la o ușoară creștere a pierderilor de presiune. Acest lucru se poate observa și în reprezentarea, Δh , funcție de Re , pentru diferite c .

Aceeași creștere a pierderilor de presiune Δh cu creșterea concentrației se poate observa din reprezentarea grafică Δh funcție de c , pentru diferite valori ale $Re = \text{const.}$ (fig. 4.6.):

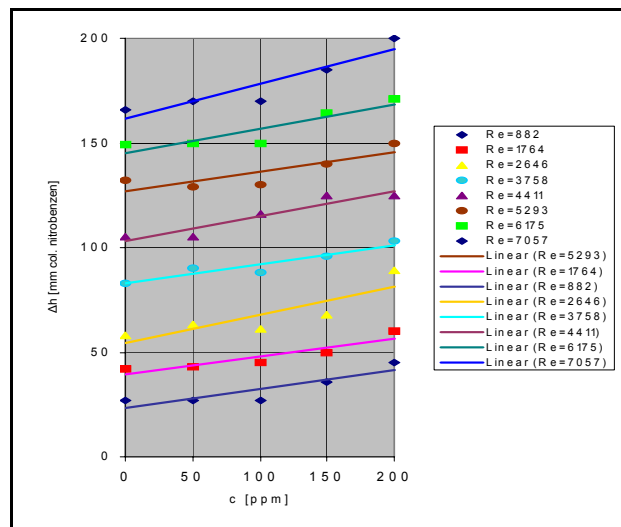


Fig. 4.6. Variația $\Delta h = f(c)$, la $Re = \text{const.}$, în regim laminar și intermediar

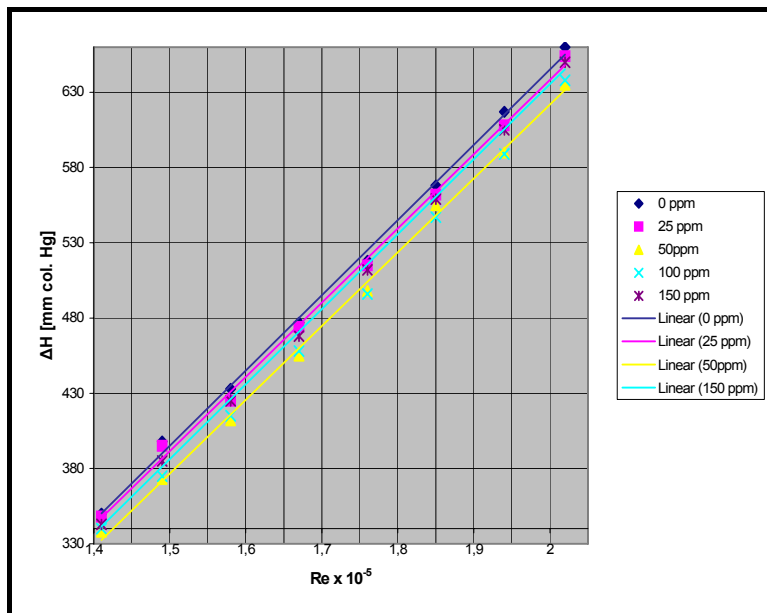
Pentru un regim de curgere laminar ($Re = 882$ și $Re = 1782$) și intermediar ($2646 \leq Re \leq 7052$) la un $Re = \text{const.}$ căderea de presiune Δh crește ușor cu creșterea concentrației.

4.2.3.2. Reducerea rezistenței hidraulice în regim turbulent

Partea experimentală s-a făcut pe instalația din fig. 4.4 având drept pompă pe cea cu debit maxim de 250/h. Măsurătorile pierderilor de presiune pentru solventul pur (apă) și pentru soluțiile având concentrații cuprinse între 25 și 150 ppm polietilenglicol (PEG). Datele măsurate și calculate sunt prezentate în tab. 4.7:

Tab. 4.7. Pierderile de presiune funcție de debit în regim turbulent

NC	Debit, Q		Re	Δp [mm col. Hg]				
	[l/h]	[m ³ /s]x10 ⁶		c [ppm]				
			-	0	25	50	100	150
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	20	55,4	17 643	2	2	2	2	1
2	30	81,3	25 891	13	12	11	10,5	10
3	40	110,8	35 286	24	24	23	22	22
4	50	138,5	44 108	40	38	38	35	38
5	60	166,2	52 929	55	54	54	54	54
6	70	193,9	61 560	78	77	76	76	77
7	80	221,6	70 572	99	98	98	97	98
8	90	249,3	79 394	126	123	119	120	122
9	100	277,0	88 216	157	148	147	148	149
10	110	304,7	97 037	180	178	170	174	176
11	120	332,4	105 859	214	208	208	205	208
12	130	360,1	114 681	243	240	240	240	238
13	140	387,8	123 502	278	276	270	270	273
14	150	415,5	132 324	312	310	300	305	312
15	160	443,2	141 145	350	348	338	340	343
16	170	470,9	149 967	398	395	373	375	385
17	180	498,6	158 789	433	425	412	415	425
18	190	526,3	167 610	477	474	455	458	468
19	200	554,0	176 432	518	515	498	496	512
20	210	581,7	185 254	568	562	555	547	559
21	220	609,4	194 075	617	608	590	589	605
22	230	637,1	202 897	660	654	635	638	650

Fig. 4.7. Variația $\Delta h = f(Re)$, $c = \text{const.}$, în regim turbulent

Din tabelul 4.7 se observă că pentru un regim de curgere dat, aparținând domeniului turbulent, creșterea concentrației de polimer duce la o ușoară scădere a pierderilor de presiune. Acest lucru se poate observa și în reprezentarea grafică din fig. 4.7, unde sunt reprezentate variația căderii de presiune funcție de numărul Reynolds, ($141145 \leq Re \leq 202\,897$), a solventului pur (apă) și a unor soluții de PEG cu concentrația cuprinsă între 25 ppm și 150 ppm.

Din diagramă se observă că pentru o anumită concentrație, $c = \text{const.}$, căderea de presiune Δh , crește cu creșterea valorii numărului Re , din intervalul de măsurare. Pentru solventul pur (apa) căderea de presiune, Δh , la un anumit regim de curgere ($Re = \text{const.}$), este mai ridicată decât a soluțiilor de polimer. (25 ppm, 50 ppm, 100 ppm și 150 ppm).

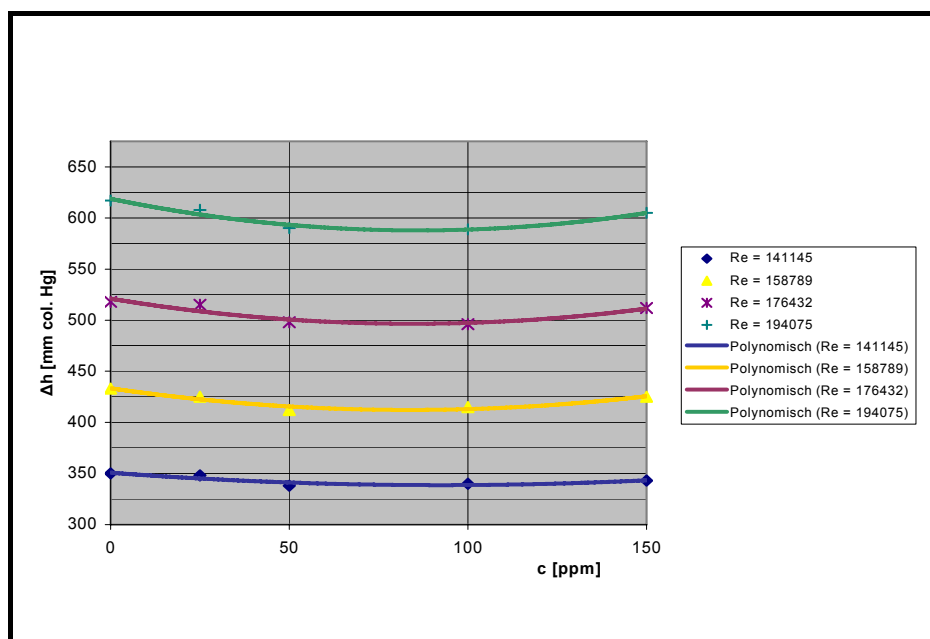


Fig. 4.8. Variația $\Delta h = f(c)$, la $Re = \text{const.}$ în regim turbulent

În diagrama din figura 4.8. este prezentată variația căderii de presiune, Δh , funcție de concentrația de polimer c , la diferite valori constante ale numărului Re . Curbele de variație ale căderii de presiune au forma unei parabole larg deschise, cu ramura dreaptă mai aplatizată. În intervalul de concentrații $0 \leq c \leq 150$ ppm, pentru un anumit regim de curgere ($Re = \text{const.}$) căderea de presiune, Δh , atinge un minim.

În tab. 4. 8. este prezentată reducerea procentuală a rezistenței hidraulice $DR(\%)$ funcție de debit pentru diverse concentrații de polimer în apă:

În fig. 4. 9. este prezentată variația reducerii procentuale a rezistenței hidraulice $DR(\%)$ funcție de concentrația de polimer în apă pentru diverse debite $Q = \text{const.}$ $DR(\%)$ maxim se atinge pentru o concentrație de polimer situată în domeniul de concentrații de 50 ÷ 100 ppm.

$DR(\%)$ maxim de cca. 3% ÷ 5 % se obține pentru un regim de curgere $160\,000 < Re < 200\,000$.

Tab. 4.8. Reducerea procentuală a rezistenței hidraulice DR(%) funcție de debit

N. C.	Debit, Q		Re	DR% = $[1 - (\Delta h_{\text{solut}}/\Delta h_{\text{solv}})] \times 100$ [%]				
	c [ppm]			0	25	50	100	150
	[l/h]	[m ³ /s]x10 ⁶						
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	20	55,4	17 643	0	0	0	50	50
2	30	81,3	25 891	0	7,69	15,3	19,23	23,0
3	40	110,8	35 286	0	0	4,17	8,33	8,33
4	50	138,5	44 108	0	5	5	12,5	5
5	60	166,2	52 929	0	1,82	1,82	1,82	1,82
6	70	193,9	61 560	0	1,3	2,56	2,56	1,3
7	80	221,6	70 572	0	1,01	1,01	2,02	1,01
8	90	249,3	79 394	0	2,38	5,55	4,76	3,17
9	100	277,0	88 216	0	5,73	6,37	5,73	5,1
10	110	304,7	97 037	0	1,11	5,55	3,33	2,22
11	120	332,4	105 859	0	2,80	2,80	4,20	2,80
12	130	360,1	114 681	0	1,23	1,23	1,23	2,05
13	140	387,8	123 502	0	0,72	2,88	2,88	1,80
14	150	415,5	132 324	0	0,64	3,85	2,24	0
15	160	443,2	141 145	0	0,57	3,43	2,85	2,00
16	170	470,9	149 967	0	0,75	6,28	5,78	3,27
17	180	498,6	158 789	0	1,85	4,85	4,16	1,85
18	190	526,3	167 610	0	0,63	4,61	3,98	1,89
19	200	554,0	176 432	0	0,58	3,86	4,25	1,16
20	210	581,7	185 254	0	1,06	2,29	3,70	1,58
21	220	609,4	194 075	0	1,46	4,37	4,54	1,94
22	230	637,1	202 897	0	0,91	3,79	3,33	1,51

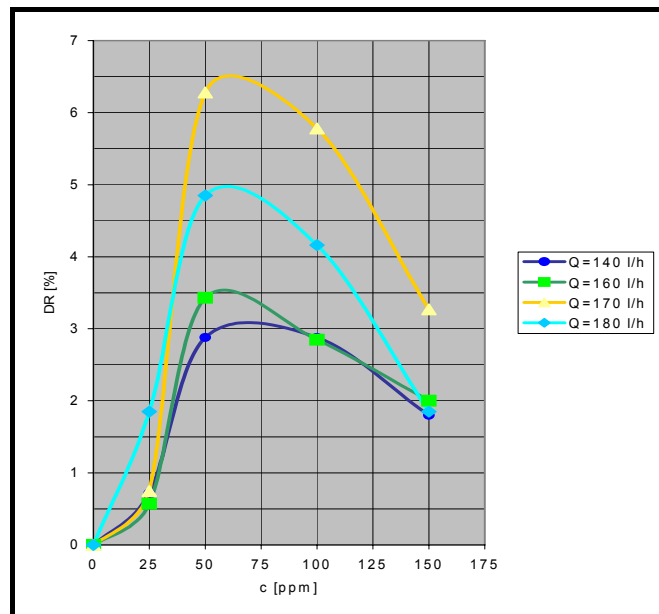


Fig. 4.9. Variația DR [%] = f(c), în regim turbulent

În fig. 4. 9. este prezentată variația reducerii procentuale a rezistenței hidraulice DR(%) funcție de concentrația de polimer în apă pentru diverse debite $Q = \text{const.}$ DR(%) maxim se atinge pentru o concentrație de polimer situată în domeniu de concentrații de 50 ÷ 100 ppm.

DR(%) maxim de cca. 3% ÷ 5 % se obține pentru un regim de curgere $160\,000 < Re < 200\,000$.

Concluzii

- s-a făcut un studiu comparativ între curgerea în conducte drepte, a unor soluții apoase de polietilenglicol, POLYOX WSR 301, cu concentrația cuprinsă între 25 ppm și 200 ppm, în regim laminar (și intermediar) și respectiv în regim turbulent;
- în regim laminar și intermediar se constată o creștere a căderii de presiune a soluțiilor de polimer în comparație cu solventul pur,
- în domeniu de curgere turbulent are loc o reducere a căderii de presiune, deci are loc o reducere a rezistenței hidraulice. S-a constatat că valoarea maximă a reducerii rezistenței hidraulice are loc pentru o concentrație de polimer în apă ce se află în domeniu de concentrații de 50 ÷ 100 ppm, la un regim de curgere Re , cuprins între 140000 și 200000. Peste această concentrație nu mai are loc nici o creștere a reducerii rezistenței hidraulice.

5. OPTIMIZAREA DIMENSIONĂRII UNUI REOMETRU DE ROTAȚIE

5. 1. Introducere

Pentru lichidele supuse mișcării de rotație (agitare în vase cilindrice, pompe cu inel de lichid, centrifuge, extractoare, lagăre lubrefiate, viscozimetre rotaționale), criteriile hidrodinamice Reynolds Re , Euler Eu , au expresii particulare, în funcție de caracteristicile lichidului (densitatea ρ , viscozitatea dinamică η sau cinematică $\nu = \eta/\rho$), dimensiunile sistemului rotativ (diametrul d sau raza r , grosimea spațiului inelar δ), intensitatea mișcării de rotație (turația n , sau viteza unghiulară Ω , puterea P care se consumă pentru imprimarea mișcării [77, 78]:

$$Re = n \cdot d^2 \cdot \rho / \eta = n \cdot d^2 / \nu ; \quad Eu = P / n^3 \cdot d^5 \cdot \rho \quad (5.1.a,b)$$

Caracterizarea curgerii fluidelor în spații inelare se exprimă prin intermediul criteriului Taylor, Ta care reprezintă raportul între forța centrifugă și cea de frecare viscoasă:

$$Ta = F_{centrifugă} / F_{viscoasă} = 4 \cdot \Omega^2 \cdot R^2 / \nu^2 \quad (5.2)$$

O alta modalitate de caracterizare a regimului hidrodinamic este reprezentată de raportul Taylor-Reynolds Ta_{Re} dependent de geometria spațiului inelar (razele celor doi cilindrii), viteza unghiulară și viscozitate, conform relației:

$$Ta_{Re} = \frac{\Omega \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2 \cdot \nu} = \frac{n \cdot n \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{\nu} \quad \text{sau} \quad Ta_{Re} = \frac{\Omega \cdot r_i \cdot (r_e - r_i)}{\nu} \quad (5.3 a,b)$$

Interes deosebit prezintă comportarea sistemului la depășirea regimului de curgere laminară, mai ales sesizarea fenomenelor de instabilitate a curgerii. Valoarea critică a acestui regim este considerată $Ta_{Re}=60$, (alte surse > 52,5), [15-17].

5.2. Principiul de funcționare

Reometrele rotative se bazează pe măsurarea efectului produs de forțele de natură viscoasă ce se dezvoltă într-un fluid plasat în spațiul inelar dintre doi cilindri concențrici, dintre care unul sau amândoi execută mișcări de rotație controlată. Datorită diferenței dintre vitezele straturilor succesive de fluid supuse mișcării de rotație, se poate determina viteza de deformare $\gamma = dw/dy$. Efectul de curgere și frecare dintre straturi conduce la apariția unui efort de torsiune în celalalt cilindru și prin măsurarea acestuia se calculează tensiunea de forfecare $\tau_f = F_f / S_l$ (F_f este forța de frecare, iar S_l reprezintă suprafața de contact dintre cilindru și fluid). În practica de laborator sunt folosite două tipuri de reometre cu cilindri concențrici: Couette și Searle (§ 2.2.4.4.3). Reometrul Searle (fig. 5.1a.) are rotor interior/stator exterior și mărimile de intrare/ieșire se măsoară pe aceeași axă, pe când la reometrul Couette (fig. 5.1b.) cu rotor exterior/stator interior, mărimile de intrare și de ieșire se măsoară pe axe diferite [43].

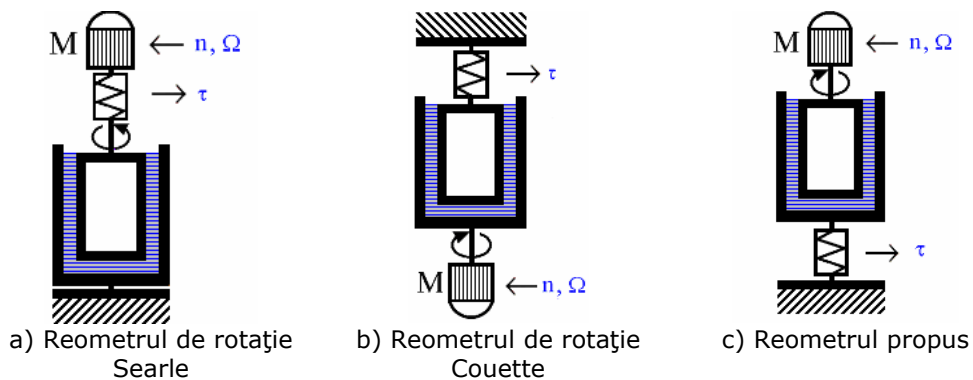


Fig. 5.1. Tipuri de reometre de rotație

Exista și posibilitatea constructivă pentru un reometru cu cilindri concentrați (fig. 5.1 c) care are rotor interior/stator exterior tip Searle, iar mărimile de intrare și ieșire se măsoară pe axe diferite, ca la sistemul Couette. Cilindrul interior este supus rotației, cu viteza unghiulară Ω , iar efortul de forfecare τ se măsoară prin rotirea parțială a celui exterior.

Din corelarea tensiunii de forfecare cu viteza de deformare $\tau_r = f(\dot{\gamma}_r)$ se poate stabili comportarea reologică a diferitelor tipuri de fluide.

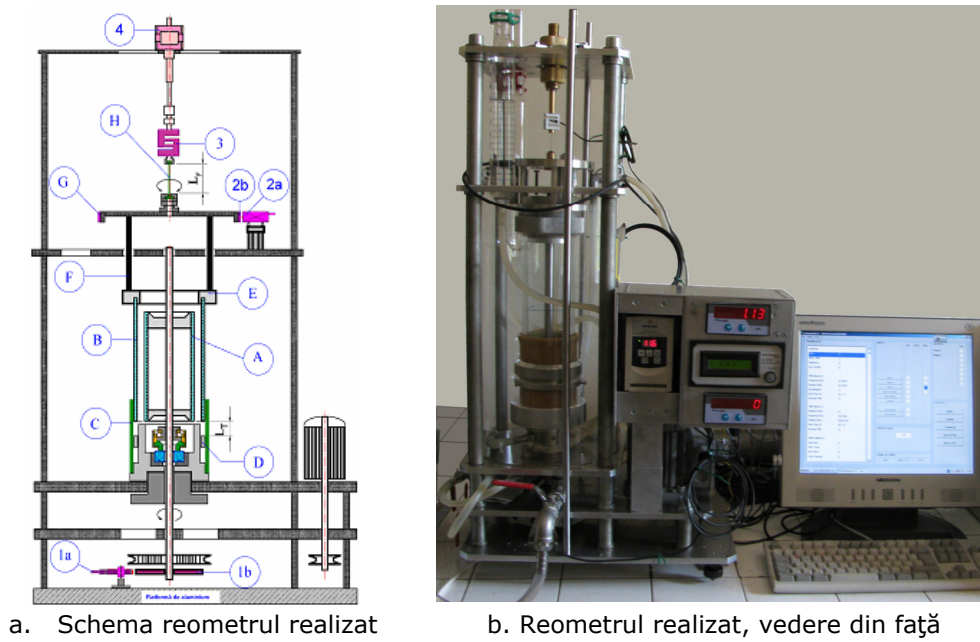


Fig. 5.2. Reometrul realizat

În principiu, reometrul propus pentru realizare și experimentare are la bază următoarea schema funcțională (fig. 5.2 a):

- cilindrul interior A se rotește cu viteza unghiulară Ω ;
- cilindrul exterior B este montat într-o legătură elastică, printr-un manșon de cauciuc C;

- momentul de torsiune transmis cilindrului exterior este proporțional cu τ ;
- mărimea prescrisă este viteza unghiulară Ω ;
- mărimea măsurată este unghiul de torsiune al cilindrului exterior corelat cu efortul de forfecare τ ;
- mărimile Ω și τ sunt măsurate pe axe diferite.

În calcule în locul vitezei unghiulare, Ω , se măsoară turația, n , iar în locul efortului de forfecare, τ , se măsoară arcul de cerc corespunzător unghiului la centru $\Delta\theta$ cu care rotește cilindrul exterior față de poziția sa inițială.

5.3. Dimensionarea aparatului

Pentru dimensionarea aparatului au fost admise raza interioară r_i și grosimea spațiului inelar $\Delta r = r_o - r_i$ și se determină turațiile necesare (5.4) pentru realizarea limitei inferioare a regimului intermediar de curgere din spațiul inelar, ($Ta_{Re}=60$). De asemenea, se efectuează calcule și pentru alte valori $10 \leq Ta_{Re} \leq 180$.

$$n = Ta_{Re} \cdot \frac{\eta}{\pi \cdot \rho \cdot (r_o^2 - r_i^2)} = \frac{Ta_{Re} \cdot v}{\pi \cdot (r_o^2 - r_i^2)} \quad (5.4)$$

Datele calculate pentru $r_i = 60; 40; 30$ mm, și $\Delta r = 1; 2; 3; 4$ mm, la diferite valori ale Ta_{Re} sunt prezentate în tab. 5.1.a. pentru etilenglicol ($\rho = 1114$ kg/m³; $\eta = 23 \times 10^{-3}$ kg/m s) și în tab. 5.1.b. pentru apa ($\rho = 1000$ kg/m³; $\eta = 10^{-3}$ kg/m s), [72, 73].

Tab. 5.1. Valorile turației la diferite valori ale raportului Ta_{Re} , pentru (EG)

Ta_{Re}	Turația, n [rot/s]											
	Pentru $r_i = 60$ mm				Pentru $r_i = 40$ mm				Pentru $r_i = 30$ mm			
	$\Delta r=1$ mm	$\Delta r=2$ mm	$\Delta r=3$ mm	$\Delta r=4$ mm	$\Delta r=1$ mm	$\Delta r=2$ mm	$\Delta r=3$ mm	$\Delta r=4$ mm	$\Delta r=1$ mm	$\Delta r=2$ mm	$\Delta r=3$ mm	$\Delta r=4$ mm
10	0,540	0,269	0,178	0,133	0,81	0,40	0,26	0,19	0,19	0,53	0,26	0,26
60	3,240	1,614	1,068	0,798	4,87	2,40	1,58	1,17	6,46	3,18	1,54	1,54
120	6,48	3,23	2,14	1,60	9,74	4,80	3,16	2,34	12,92	6,36	3,08	3,08
180	9,72	4,84	3,20	2,39	14,61	7,20	4,74	3,51	19,38	9,54	4,62	4,62

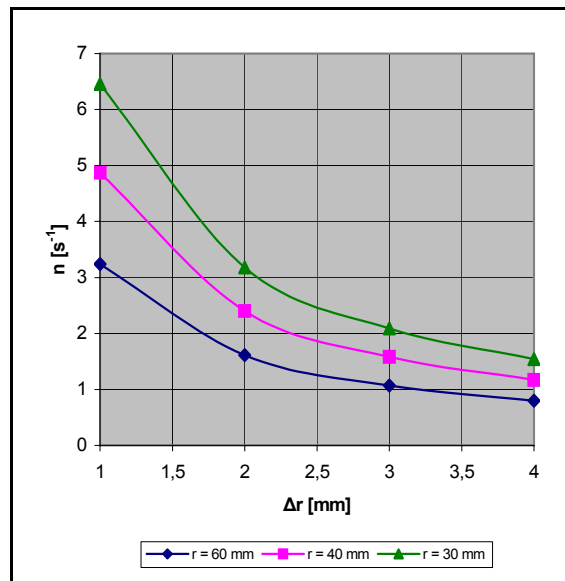
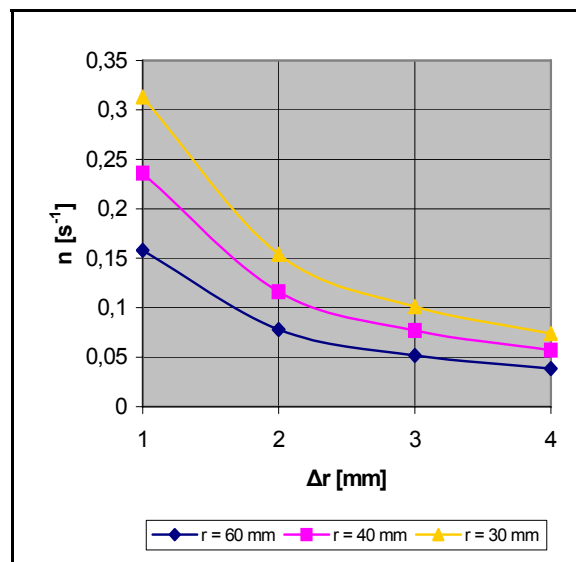
Tab. 5.2 Valorile turației la diferite valori ale raportului Ta_{Re} , pentru apă

Ta_{Re}	Turația, n [rot/s]											
	Pentru $r_i = 60$ mm				Pentru $r_i = 40$ mm				Pentru $r_i = 30$ mm			
	$\Delta r=1$ mm	$\Delta r=2$ mm	$\Delta r=3$ mm	$\Delta r=4$ mm	$\Delta r=1$ mm	$\Delta r=2$ mm	$\Delta r=3$ mm	$\Delta r=4$ mm	$\Delta r=1$ mm	$\Delta r=2$ mm	$\Delta r=3$ mm	$\Delta r=4$ mm
10	0,026	0,010	0,008	0,006	0,039	0,019	0,012	0,009	0,052	0,026	0,017	0,012
60	0,158	0,078	0,051	0,038	0,236	0,116	0,077	0,057	0,313	0,154	0,101	0,074
120	0,316	0,156	0,104	0,077	0,472	0,232	0,154	0,114	0,626	0,308	0,202	0,148
180	0,474	0,234	0,155	0,115	0,708	0,348	0,231	0,171	0,939	0,462	0,303	0,222

Rezultatele obținute sunt reprezentate în fig. 5.3 ÷ 5.5.

Tab. 5.3. Variația turației n [rot/s] funcție de Δr , la $Ta_{Re} = 60$ și diferite r_i

Δr [mm]	Turația, n [rot/s]					
	apa			Etilenglicol		
	$r_i=60\text{mm}$	$r_i=40\text{mm}$	$r_i=30\text{mm}$	$r_i=60\text{mm}$	$r_i=40\text{mm}$	$r_i=30\text{mm}$
1	0,1580	0,236	0,313	3,240	4,87	6,46
2	0,0780	0,116	0,154	1,614	2,40	3,18
3	0,0518	0,077	0,101	1,068	1,58	2,09
4	0,0385	0,057	0,074	0,798	1,17	1,54

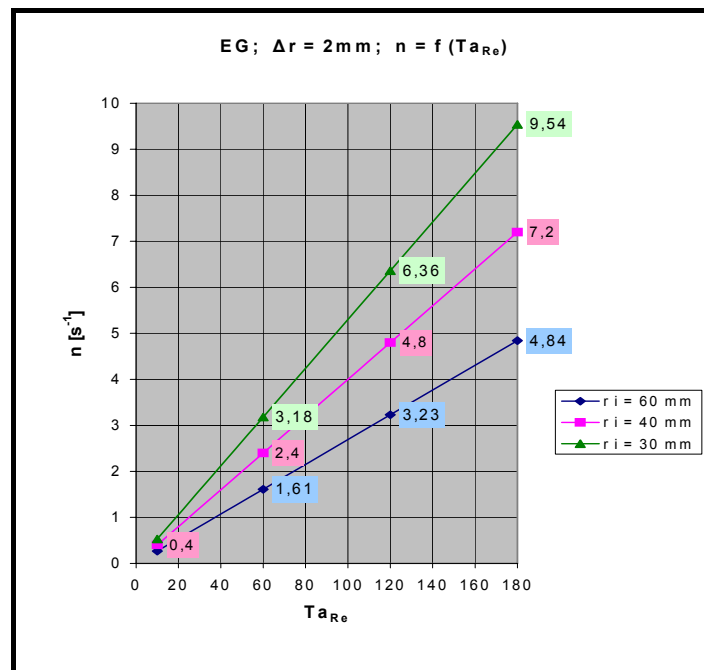
Fig. 5.3. Variația turației funcție de Δr , la etilenglicolFig. 5.4. Variația turației funcție de Δr la apă

Tab. 5.4. Turația n , funcție de Ta_{Re} , la $\Delta r = 2$ mm și la diferite r_i , pentru EG

N. C.	Ta_{Re}	Turația, n [rot/s]		
		Pentru $r_i = 60$ mm	Pentru $r_i = 40$ mm	Pentru $r_i = 30$ mm
1	10	0,27	0,40	0,53
2	60	1,61	2,40	3,18
3	120	3,23	4,80	6,36
4	180	4,84	7,20	9,54

Tab. 5.5. Turația n , funcție de Ta_{Re} , la $r_i = 40$ mm și la diferite Δr , pentru EG

N. C.	Ta_{Re}	Turația, n [rot/s]			
		$\Delta r=1$ mm	$\Delta r=2$ mm	$\Delta r=3$ mm	$\Delta r=4$ mm
1	10	0,81	0,40	0,26	0,19
2	60	4,87	2,40	1,58	1,17
3	120	9,74	4,80	3,16	2,34
4	180	14,61	7,20	4,74	3,51

Fig. 5.5. Turației funcție de Ta_{Re} , pentru $\Delta r = 2$ mm, la diferite r_i , la EG**Concluzii:**

Din interpretarea datelor reprezentate în tab. 5.1. ÷ 5.5., precum și din fig. 5.3. ÷ 5.5., se desprind următoarele concluzii:

1. atingerea regimului de curgere tranzitoriu, $Ta_{Re} = 60$, se realizează în cazul apei, la turații foarte mici (cca 7 rot/min, pentru $r_i = 40$ mm și $\Delta r = 2$ mm). Pentru etilenglicol, viteza de rotație este de 20 ori mai mare (144 rot/min, pentru $r_i = 40$ mm și $\Delta r = 2$ mm). De aici rezulta ca

reometrul nu este destul de sensibil pentru măsurarea viscozității soluțiilor apoase sau a celor cu viscozitate mică, întrucât domeniul de turații la care ar trebui să se facă măsurătorile este prea mic. (Pentru $r_i = 40 \text{ mm}$ și $\Delta r = 2 \text{ mm}$ avem în cazul apei: $0 \text{ rot/min} \leq n \leq 7,2 \text{ rot/min}$);

2. pentru o anumită valoare a regimului de curgere, Ta_{Re} , turația se dublează când grosimea spațiului inelar Δr se reduce la jumătate (fig. 5.5.);
3. pentru o anumită valoare a regimului de curgere, Ta_{Re} , turația se dublează când raza interioară r_i se reduce la jumătate (fig. 5.5.);
4. aparatul este mai sensibil cu cât suprafața de contact dintre cilindrul exterior și fluid este mai mare: $S_l = \pi \cdot d_e \cdot H_l$, unde H_l este înălțimea utilă a coloanei de lichid. Reducerea diametrului pentru a mări turația de lucru, conduce la mărirea înălțimii celor doi cilindri.

Pentru a sesiza fenomenele de instabilitate specifice punctului de tranziție dintre curgerea laminară și intermediară ($Ta_{Re} = 60$), iar viteza de rotație a cilindrilor să fie adecvată, la alegerea dimensiunilor se va ține cont de următoarele:

- a) diametrul exterior să fie cât mai mic posibil; pentru viscozimele obișnuite se recomandă ca diametrul să fie în jur de 40 mm, dar pentru un aparat experimental, având în vedere creșterea costurilor de producție cu miniaturizarea acestuia, se poate merge spre valori superioare de cca. 80 mm;
- b) înălțimea cilindrilor, H_c , să fie cât mai mare; corelarea între raza exterioară (cilindrul exterior are rolul de senzor) și înălțimea cilindrilor se realizează prin intermediul raportului H_l/r_o . Cu cât acest raport este mai mare, influența efectului de capăt asupra acurateții măsurătorii este mai mică. Pentru reometre cu rotor tradițional în practică se ia $H_c/r_o \geq 3$. Când se utilizează un rotor cu spațiu inelar dublu (double gap) – în cazul măsurătorilor pentru probe cu viscozitate mică – pentru raportul H_l/r_o se ia aceeași valoare $H_c/r_o \geq 3$, dar efectul acestui rotor este echivalent cu al unui rotor tradițional cu $H_c/r_o \geq 6$. În mecanică un raport asemănător este definit ca coeficient de zveltețe, $c_{zv} = H_c/d_i$. Valoarea maximă a acestui coeficient nu trebuie să depășească cifra 6 ($c_{sl} \leq 6$). În cazul nostru raportului H_l/r_i este indicat să nu depășească cifra 12: $(H_l/r_o)_{\max} \leq 12$. Deci o valoare optimă pentru raportul H_l/r_o trebuie să fie situată între limitele: $3 \leq H_c/r_o \leq 12$;
- c) grosimea spațiului inelar $\Delta r = r_o - r_i$, să fie cât mai mică; în practica pentru caracterizarea grosimii spațiului inelar, se utilizează atât diferența razelor $\Delta r = r_o - r_i$ cât și raportul lor $\delta = r_o/r_i$, existând în normele internaționale recomandarea ca $1.01 \leq \delta \leq 1.1$. Pentru fluide newtoniene, raportul tinde spre limita superioară $\delta = 1,10$, dar pentru reometre speciale "HS-high shear", $\delta = 1,003$. În cazul caracterizării unor suspensii sau dispersii, cu particule solide sau incluziuni de gaze, se recomandă ca Δr să fie de trei ori mai mare decât diametrul particulei sau bulelor.

5.4. Soluția constructivă pentru alegerea cilindrilor

În alegerea materialului pentru cilindrii viscozimetrelui s-a optat pentru sticlă din mai multe motive, și anume:

- rugozitatea, e [mm], a țevilor de sticlă este foarte mică în comparație cu a celor din oțel. (Realizarea unor cilindri de oțel inoxidabil cu o rugozitate foarte redusă, comparabilă cu cea a sticlei, presupune costuri foarte ridicate);
- rezistența la coroziune a țevilor de sticlă, la agenți corozivi normali (desigur, cu excepția acidului fluorhidric) este foarte ridicată în comparație cu a unor metale cum sunt cupru și plumbul, din care se pot trage țevi cu o rugozitate comparabilă cu a sticlei;
- permite vizualizarea fenomenelor ce apar în timpul curgerii din spațiul inelar, de exemplu în cazul curgerii unui fluid multifazic.

Tab. 5.6. Valori medii ale rugozității conductelor [14]

N. C.	Conducte	Rugozitatea, e [mm]
1	Țevi din oțel trase și sudate la coroziune neînsemnată	0,2
2	Țevi din fontă	1,4
3	Țevi tehnice netede din aluminiu	0,015 ÷ 0,06
4	Țevi trase, curate, din alamă cupru sau plumb	0,0015 ÷ 0,01
5	Țevi de sticlă	0,0015 ÷ 0,01

Dezavantajele utilizării țevilor de sticlă pentru cilindrii viscozimetrelui constă în:

- nu se poate realiza țevi de sticlă perfect circulare. Toate țevile de sticlă existente pe piață au un anumit coeficient de ovalizare;
- fixarea și centrarea țevilor de sticlă pe un ax de rotație presupune o muncă anevoiasă cu folosirea unor soluții tehnice laborioase;
- nu se poate realiza un viscozimetru cu diametre ale cilindrilor interior și exterior așa cum iese din calculul de dimensionare, ci se poate numai alege pentru calculele noastre țevi de sticlă cu diametre apropiate, existente în programul de livrare a unor mari producători.

Ținând cont de concluziile din § 5.3. din oferta de țevi de sticlă tip Duran a firmei Schott s-a ales o pereche de două țevi cu următoarele caracteristici:

- a) diametrul exterior al cilindrului interior de sticlă: $d_1 = d_i = 80$ mm; și $r_i = 40$ mm;
- b) diametrul interior al cilindrului exterior de sticlă: $d_2 = d_e = 84$ mm; și $r_e = 42$ mm.

De aici rezultă că spațiul intratubular este caracterizat prin dimensiunea $\Delta r = r_e - r_i = 2$ mm, și raportul razelor $\delta = r_e / r_i = r_e / r_i = 42/40 = 1,05$.

Pentru înălțimea cilindrilor de sticlă se ia ca dimensiune de calcul înălțimea cilindrului interior egală cu înălțimea coloanei de lichid din spațiul intrainelar.

Constructiv se ia:

$$H_C = H_i = 290 \text{ mm}$$

Ceea ce determină un raport $H_C/r_o = 290/42 = 6,9$ deci cuprins între limitele: $3 \leq H_C/r_o \leq 12$. considerate optime.

5.5. Soluția constructivă pentru ghidaj

Așa cum s-a mai precizat aparatul experimental este compus din doi cilindri de sticlă concentrice; cilindrul interior este mobil (se rotește în jurul axei sale) iar cel exterior este montat printr-o legătură elastică, care-i permite numai o mișcare parțială de rotație, cu un anumit unghi la centru, $\Delta\theta$ (fig. 5.2.a.). Legarea elastică a cilindrului exterior se face la partea inferioară prin intermediul unui manșon de cauciuc, iar la partea superioară se face o centrare a cilindrului exterior față de cel interior și față de axul comun, prin intermediul unui ghidaj.

Pentru realizarea ghidajului, de la partea superioară a cilindrului de sticlă, au fost imaginate mai multe soluții tehnice

Ghidajul mecanic. Pentru ghidajul mecanic s-au imaginat două soluții, o primă soluție cu ghidaj circular cu perna de aer și o a doua cu lagăr radial axial.

Ghidajul circular cu pernă de aer. Ghidajul circular, fără frecare, cu pernă de aer (fig. 5.6.) constă dintr-un dispozitiv de insuflarea a aerului comprimat prin diuze foarte fine uniform distribuite pe dispozitivul circular către suprafața exterioară a unui cilindru fixat solitar cu cilindrul de sticlă exterior. Dezavantajele acestui sistem sunt:

- realizarea tehnică este anevoioasă și costisitoare în același timp;
- nu asigură tensionarea manșonului de cauciuc.

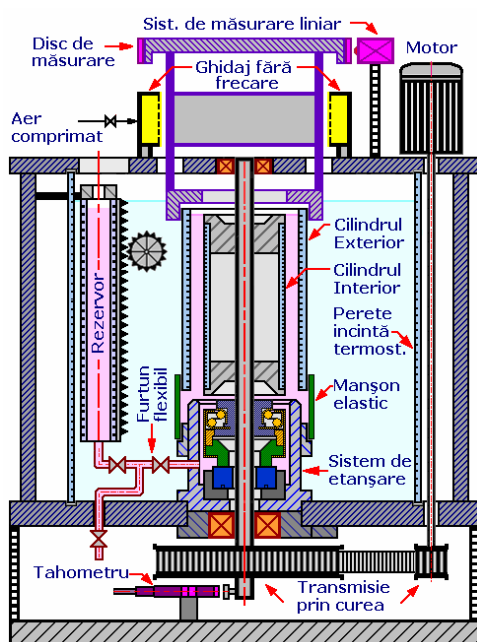


Fig. 5.6. Varianta cu ghidaj circular fără frecare

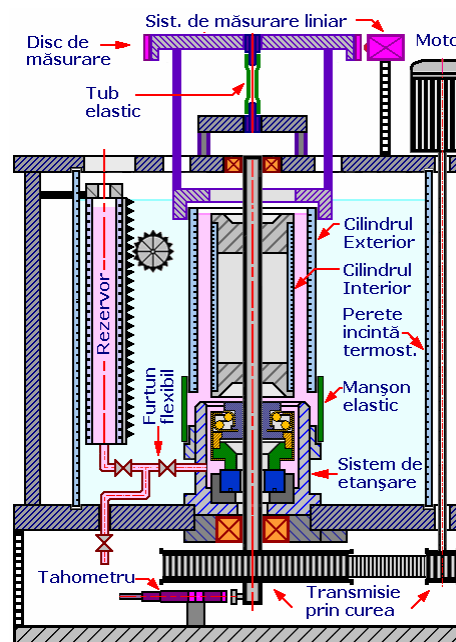


Fig. 5.7. Varianta cu ghidajul elastic sprijinit

Ghidajul mecanic cu lagăr radial axial. Ghidajul mecanic cu lagăr radial axial se poate realiza în două variante:

- **Varianta A** (fig. 5.8.). Ghidajul mecanic se află sub discul de măsurare (ghidaj mecanic sprijinit),

- **Varianta B** (fig. 5.9.) Ghidajul elastic se află deasupra discului de măsurare (ghidaj mecanic tras).

Ghidajul mecanic cu lagăr radial axial are următoarele avantaje și dezavantaje:

- este o soluție ieftină;
- asigură o bună centrarea a celor doi cilindri;
- asigură reglarea tensionării manșonului de cauciuc.
- vibrațiile din lagăr perturbă măsurarea unghiului la centru, $\Delta\theta$ cu care se rotește cilindrul exterior.

Ghidajul elastic axial. Ghidajul elastic axial se poate realiza în două variante:

- **Varianta A.** În această varianta (fig. 5.7.), ghidajul elastic se află sub discul de măsură (discul de măsură se sprijină pe ghidajul elastic, care constă dintr-un tub de cauciuc elastic).

Dezavantajele variantei A sunt:

- nu se poate realiza o centrare controlată a celor doi cilindri ,
- nu se poate asigură reglarea tensionării manșonului.
- **Varianta B.** În varianta B ghidajul elastic se află deasupra platformei de măsurare (discul de măsură este tras cu ajutorul unui fir de torsiune). Dipozitivul de întindere poate fi fie un actuator (fig. 5.10.) fie un șurub (fig. 5.11.).

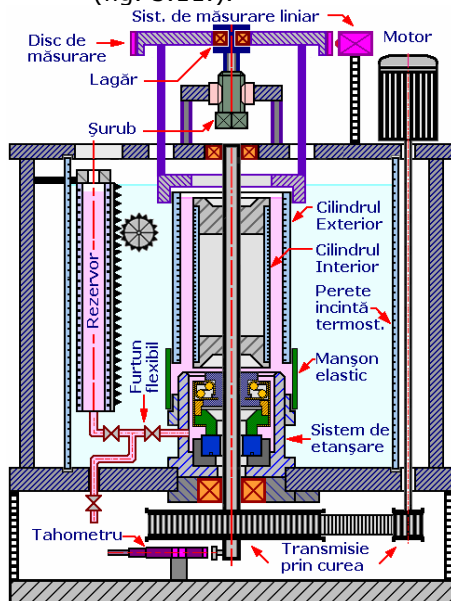


Fig. 5.8. Varianta cu ghidaj mecanic sprijinit

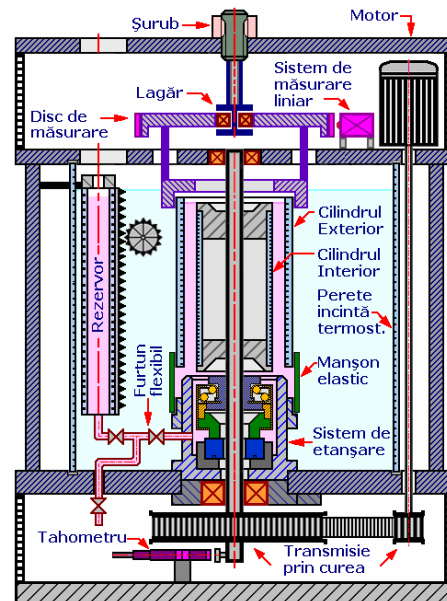


Fig. 5.9. Varianta cu ghidaj mecanic tras

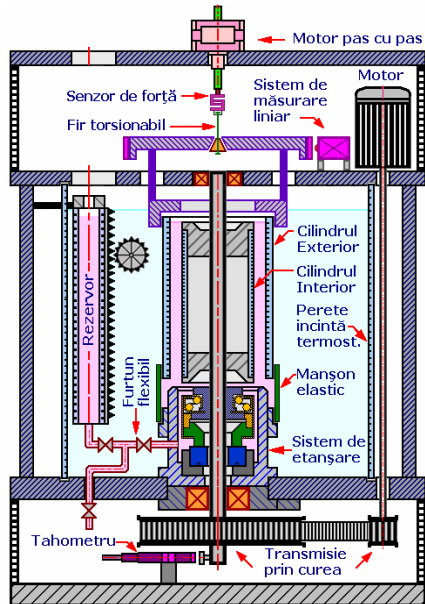


Fig.5.10. Varianta cu ghidaj elastic și actuator

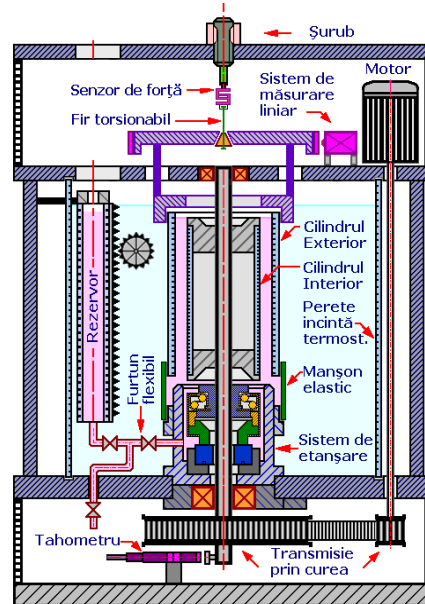


Fig. 5.11. Varianta cu ghidaj elastic și șurub

Varianta B. prezintă următoarele avantaje:

- avantajul unei centrări controlate a cilindrului exterior de sticlă;
- un control asupra tensionării legăturii elastice de la baza cilindrului exterior de sticlă;
- neexistând vibrații ca în cazul ghidajului mecanic cu lagăr radial axial măsurarea unghiului la centru, $\Delta\theta$ cu care se rotește cilindrul exterior nu este perturbată.

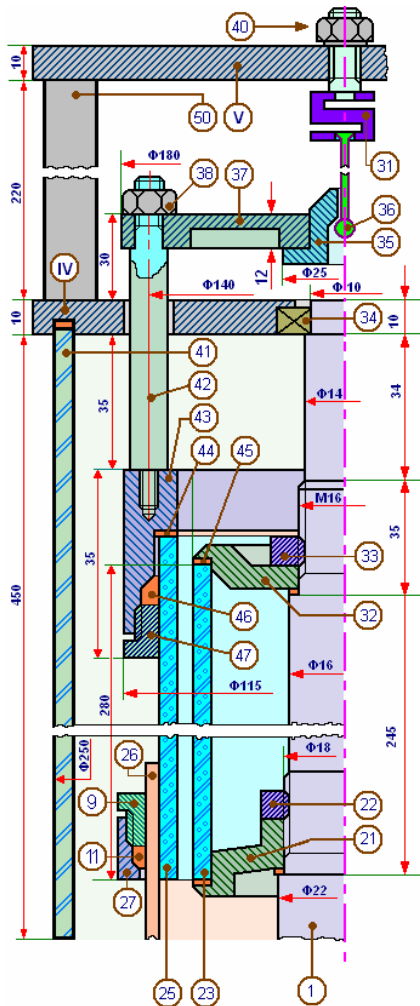
Concluzii:

Soluția tehnică cea mai avantajoasă pentru realizarea ghidajului de la partea superioară a cilindrului de sticlă este cea a ghidajului elastic axial tras (fig. 5.10 sau fig. 5.11.). Aceasta asigură, așa cum am mai arătat, o centrare bună a celor doi cilindri și un control al întinderii tubului elastic cu care e fixat la baza cilindrului exterior de sticlă, fără să inducă perturbații în măsurarea viscozității.

6. DESCRIEREA SISTEMULUI MECANIC ȘI FUNCȚIONALITATEA VISCOZIMETRULUI DE ROTAȚIE

6.1. Descrierea componentelor mecanice. Prototipul 01

Sistemul mecanic,(fig. 6.1. și 6.2.) este compus din trei părți: o parte fixă , o parte mobilă, și o parte aflată într-un montaj elastic.



Lista componentelor

- 50. – Distanțier, 4 buc. cilindrice (bară Ø15)
- 47. – Piuliță de compresiune
- 46. – Inel de presiune (cauciuc)
- 45. – Garnitură de cauciuc
- 44. – Garnitură de cauciuc
- 43. – Flanșă de legătură superioară
- 42. – Tirant (3 buc.)
- 41. – Perete cilindric plexiglas Ø250
- 40. – Dispozitiv de întindere a firului de torsiune
- 39. – Șurub M6 (3 buc.)
- 38. – Piuliță A6 (3 buc.)
- 37. – Disc de măsură a torsiunii
- 36. – Fir torsiune
- 35. – Penseț fir torsiune
- 34. – Rulmentul 610 (Ø10/Ø26 x 8)
- 33. – Piuliță de fixare a flanșei superioare
- 32. – Flanșă superioară fixare cilindru interior
- 31. – Senzor de forță
- 30. – Inel etanșare (teflon)
- 29. – Piuliță fixare manșon
- 28. – Piuliță reglaj manșon
- 27. – Puliță olandeză de fixare manșon pe cilindru
- 26. – Manșon cauciuc
- 25. – Cilindru exterior (sticlă)
- 24. – Garnitură etanșare cilindru interior

Fig. 6. 1. Ansamblul mecanic. Subansamblul superior

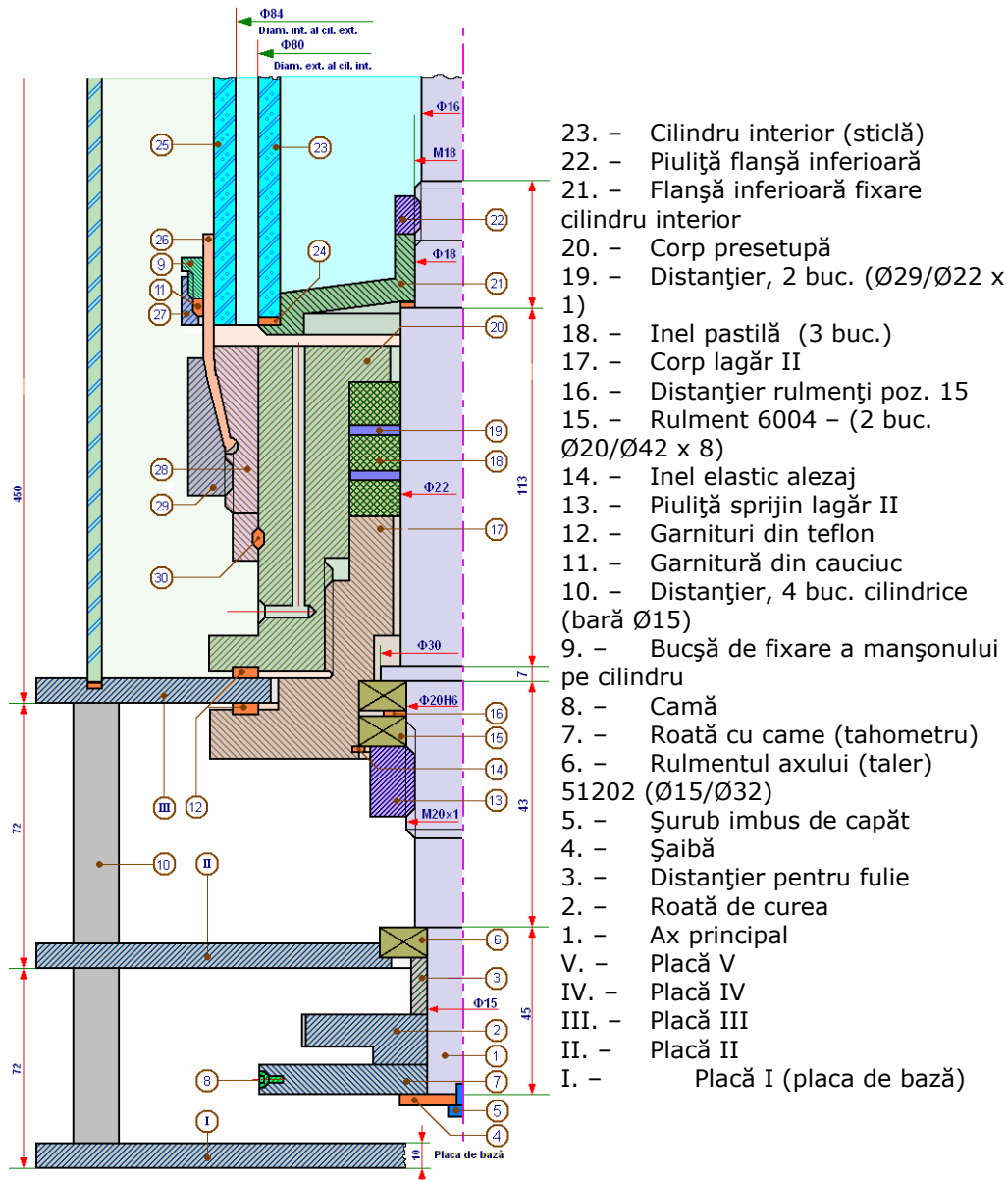


Fig. 6. 2. Ansamblul mecanic. Subansamblul inferior

6.1.1. Partea mecanică fixă

Partea fixă este structurată din 5 plăci, placa inferioară fiind de bază, iar celelalte fiind dispuse paralel cu aceasta prin intermediul a 4 coloane. Distanța dintre plăci este realizată de distanțiere tubulare având dimensiuni precise, care asigură atingerea paralelismului dintre acestea în limita de toleranță impusă. Materialul plăcilor este dural de 10 mm, iar cel al distanțietelor din OL37. O

componentă distinctă a părții mecanice fixe o constituie presetupa.

- a) Placa I sau placa de bază are patru picioare cu înălțime reglabilă, prin intermediul cărora se poate realiza ajustarea orizontalității aparatului. Pe placa de bază se montează elementul sensibil al tahometrului, prin intermediul căruia se măsoară turația cilindrului interior.
- b) Placa II este placa pe a cărei față superioară sunt fixate: lagărul inferior al axului principal (poz. 6), motorul de acționare, tabloul AMC și de forță. Pe față inferioară a plăcii II este fixată rola de întindere a curelei transmisiei. La capatul lateral al plăcii este fixat blocul de robineteți al aparatului - 4 robineteți cu bilă montați în cruce - prin intermediul cărora se realizează traseele de alimentare și golire a spațiului intratubular al viscozimetrului: transvazare soluțiilor de lucru și ape de spălare din rezervoarele termostatate în spațiului intratubular.
- c) Placa III este placa pe care sunt fixate corpul presetupeii (poz. 20) și partea inferioară a virolei (poz. 41) spațiului termostatat. În placă sunt practicate 5 găuri circulare în care sunt montate 5 ștuțuri:
 - ștuțuri pentru transvazare soluțiilor de lucru și ape de spălare;
 - un ștuț de golire al spațiului termostatat;
 - un ștuț de ieșire a apei calde în spațiul termostatat (către termostatul extern).
- d) Placa IV este placa pe care sunt fixate următoarele elemente : lagărul superior al axului principal (poz. 34), partea superioară a virolei spațiului termostatat și elementul sensibil (lectorul) sistemului magnetic liniar de măsură a torsiunii cilindrului exterior. În placa V sunt executate mai multe găuri care au un rol bine determinat:
 - o gaură circulară în care este montat un ștuț de intrare al apei calde (de la termostatul extern);
 - un orificiu pentru montarea termometrului pentru spațiul termostatat;
 - o gaură circulară prin care se execută translatarea pe verticală a rezervoarelor;
 - trei găuri ovalizate mari, prin care trec cele trei distanțiere ce fac legătura între discul de măsură a torsiunii (poz. 37) și flanșa cilindrului exterior (poz. 43);
 - trei găuri ovalizate mici, de controlul al umplerii spațiului intratubular.
- e) Placa V este placa pe care sunt fixate, dispozitivul de întindere (poz. 40) al firului de torsiune. De asemenea pe această placă este fixat un dispozitiv de centrare a dispozitivului de întindere a firului de torsiune (poz. 36) pe axul cilindrului interior.
- f) Presetupa este componenta mecanică a aparatului, care aparține atât părții mecanice fixe cât și părții mecanice mobile. Aceasta are rolul de a realiza închiderea hidraulică a spațiului intratubular (etanșarea axului principal). Partea statică a presetupeii cuprinde următoarele elemente:
 - corpul presetupeii (poz. 20);
 - luneta presetupeii care are și rolul de corp lagăr II (poz. 17) cu rolul de portlagăr;
 - partea fixă a sistemului glisant plan-circular de etanșare.

6.1. 2. Partea mecanică mobilă

Partea mecanică mobilă este compusă din axul principal (poz. 1), sistemul de acționare și dispozitivul de întindere al firului de torsiune..

6.1. 2.1. Axul central

Axul central este montat prin trei lagăre compuse din rulmenți:

- lagărul inferior (poz. 6), un rulment 6002 (15x32x9), fixat pe placa II;
- lagărul intermediar (poz. 15 și 16), care este format din doi rulmenți 6004 (20x42x12), ce se află fixați în corp lagăr (poz. 17);
- lagărul superior (poz. 34), un rulment 6000 (10x26x8), fixat pe pl. IV.

Pe axul central este fixat următoarele elemente mecanice:

- cilindrul interior de sticlă (poz. 23);
- partea mobilă a sistemului glisant plan-circular de etanșare.

6.1. 2.2. Sistemul de acționare

După cum rezultă din calculul de dimensionare (§ 5.3.) acționarea aparatului trebuie să asigure realizarea unor turații minime cuprinse în intervalul: 0 rot/min. ≤ n ≤ 7,2 rot/min.

Pentru realizarea acestor turații mici s-au ales un motor cu o turație nominală de 1350 rot/min., iar varierea turației acestuia se face prin intermediul unui convertor de frecvență, prin intermediul căruia frecvența v poate fi variată în intervalul 1 ÷ 120 Hz cu pasul $\Delta v_1 = 0,1$ Hz, pe intervalul 1 ÷ 99,9 Hz, și $\Delta v_2 = 1$ Hz, pe intervalul 100 ÷ 120 Hz. De asemenea a fost ales un raport transmisie $R_t = 1/3$.

Turația motorului, U_M , și respectiv a axului viscozimetruului, U_V , se calculează, funcție de frecvență și raport de transmisie, R_t , cu formulele (6.1) și respectiv (6.2)

$$U_M = \frac{1350 \times v_{ct}}{50} = 27 \times v_{ct} \quad (6.1)$$

$$U_V = R_t \cdot U_M = \frac{1}{3} \cdot U_M = 9 \times v_{ct} \quad (6.2)$$

Turațiile maxime și minime ce pot fi realizate cu sistemul de acționare și transmisie ales sunt redată în tabelul 6.1.:

Tab. 6.1. Turații minime și maxime realizate de motor

Caracteristica mărimii	Frecvență, v_{ct}	Turație motor, U_M	Turație ax viscozimetru, U_V
	v_{ct} [Hz]	[rot/min]	[rot/min]
minimă teoretic	0,1	2,7	0,9
minimă practic	0,5	13,5	4,5
Maximă practic	50	1350	450
Maximă teoretic	120	3240	1080

Sistemul de acționare este format din motorul electric, convertorul de frecvență și transmisia. Caracteristicile și dimensiunile motorului electric de acționare sunt redată în § 7.2.1.

6.1.2.2.1. Motorul electric și convertorul de frecvență

Caracteristicile și dimensiunile motorului electric și ale convertorului de frecvență sunt redată în § 7.2.1.

6.1.2.2.2. Transmisia

Transmisia mișcării de la motor la axul viscozimetrului se face prin două roți dințate din aluminiu, de mărime standardizată, având divizarea T5 și 20 dinți (roata mică), respectiv 60 dinți (roata mare) și o curea dințată, standard, cu divizarea T5, cu o lungime de 590 mm, o lățime de 10 mm și 118 dinți. Roata mare (poz. 2) este fixată pe axul principal al viscozimetrului, iar cea mică pe axul motorului (reducție). Întinderea curelei se face cu o rolă externă.

6.1.2.3. Dispozitivul de întindere al firului de torsiune.

Dispozitivul de întindere (poz. 40) al firului de torsiune poate fi un șurub cu filet fin, ca în fig. 6.1. și fig. 6.20. (§ 6.3.6.) sau un motor pas cu pas (§ 7.2.2.4.1.). Partea fixă a dispozitivului de întindere este montat pe placa V, iar la partea inferioară a părții mobile (axul) este montat senzorul de forță (fig. 6.1., poz. 31), de care, în continuare, este legat firul de torsiune (fig. 6.1., poz. 36). Prin deplasarea după un ax vertical, în sus, a axului dispozitivului de întindere are loc tensionarea controlată a manșonului de cauciuc cu care este montat elastic, la partea inferioară, subansamblul cilindru exterior - disc de măsură.

6.1.3. Partea mecanică montată elastic

Partea mecanică montată elastic este compusă din subansamblul format din cilindru exterior de sticlă (fig. 6.1, poz. 25) și discul suspendat de măsură a torsiunii (fig. 6.1, poz. 37). Întru-cât cilindru exterior de sticlă se află sub placa IV iar discul de măsură se află deasupra acestei plăci, legătura dintre aceste două componente se face prin intermediul a trei distanțiere (fig. 6.1, poz. 42). Trecerea distanțierelor prin placa IV se face prin cele trei găuri ovalizate mari practicate în placa IV. Montarea elastică a subansamblului cilindru-disc se face la partea inferioară prin intermediul unui mașon de cauciuc, care asigură totodată și închiderea hidraulică a spațiului intratubular, iar montarea elastică de la partea superioară se face prin intermediul unui fir de torsiune (fig. 6.1, poz. 36), care are un dublu rol: acela de a tensiona controlat întinderea manșonului de cauciuc și acela de centrare a celor doi cilindri de sticlă.

6.2. Descrierea funcțională a viscozimetrului de rotație

Așa cum s-a arătat mai sus, aparatul experimental este compus din doi cilindri de sticlă concentrici; cilindru interior este supus unei mișcări de rotație circulară, prin intermediul transmisiei cu roți și curea dințate, iar cel exterior este montat elastic, deci i se permite numai o mișcare parțială de rotație, cu un anumit unghi la centru, $\Delta\theta$.

În spațiul inelar dintre cei doi cilindri de sticlă se introduce fluidul de lucru (solvenți puri sau soluții ale acestora). Prin rotirea cilindrului interior se pune în mișcare circulară și masa de lichid aflată în spațiul inelar. Datorită frecării dintre masa de fluid în mișcare și peretele cilindrului exterior, ia naștere o forță de torsiune F_t , care provoacă o mișcare de rotație a acestuia în același sens cu a cilindrului interior. Datorită fixării elastice a cilindrului exterior odată cu începerea mișcării

circulare a cilindrului exterior apare în legăturile elastice prin care este fixat acesta o forță elastică de reacțiune F_e . (F_t are o valoare maximă la începutul mișcării și descrește până la zero pe măsură ce F_e crește, în același timp, de la zero către o valoare maximă).

În prima parte a ciclului de mișcare, mișcarea de rotație a cilindrului exterior are loc în același sens cu a cilindrului interior și respectiv a masei de fluid din spațiul inelar, aflată în mișcare circulară, atinge poziția de echilibru a forțelor de torsiune F_{t-ech} și a celor elastice F_{e-ech} și datorită inerției merge mai departe până într-un punct în care atinge o poziție maximă de rotație, în care forța de torsiune F_t este anulată de forța elastică.

Valoarea amplitudinii mișcării de rotație din prima parte a primului ciclu de mișcare este reprezentată de unghiul la centru corespunzător θ_1 , cu care cilindrul exterior se mișcă între poziția inițială și poziția de maxim.

În a doua parte a primului ciclu de mișcare, mișcarea de rotație a cilindrului exterior are loc în sens invers față de cea a cilindrului interior, trece printr-o poziție de echilibru a forțelor de torsiune și elastice și datorită inerției se deplasează în continuare până la atingerea unei poziții minime, punct în care din nou forța de torsiune este anulată de forța elastică.

Corespunzător mișcării de rotație din a doua parte a primului ciclu de mișcare avem o amplitudine a mișcării, reprezentată de unghiul la centru dintre poziția maximă și cea din poziția minimă, notată θ_1' . Valoarea lui, θ_1' este mai mică decât a lui θ_1 , ($\theta_1' < \theta_1$).

Ciclul de mișcări circulare înainte și înapoi a cilindrului exterior se repetă până când acesta ajunge într-o poziție staționară în care cilindrul exterior este defazat față de poziția inițială, cu un unghi la centru $\Delta\theta_{ech}$. Deci avem de-a face cu o mișcare oscilatorie amortizată (§ 2.1.3). Mărimea unghiului la centru $\Delta\theta_{ech}$ este, pentru un anumit regim de curgere, dependent de natura fluidului din spațiul inelar supus analizei, mai precis de viscozitatea acestuia.

6.3. Istoricul realizării elementelor mecanice ale viscozimetruului de rotație

În proiectarea și realizarea sistemului mecanic al viscozimetruului de rotație, prototipul 01, nu s-a reușit înlăturarea tuturor obstacolelor pentru o funcționare fără probleme a aparatului. Într-o etapă ulterioară deficiențele apărute au fost înlăturate rând pe rând. Soluțiile adoptate sunt redate în cele ce urmează.

6.3.1. Soluția tehnică a realizării transmisiei puterii

6.3.1.1. Varianta inițială a transmisiei. Transmisie cu fulii și curea trapezoidală

Transmisia pentru prototipul 01 a fost concepută ca o transmisie clasică cu cu fulii și curea trapezoidală. Fuliă mică, care este roată motoare, are un diametru de 50 mm iar cea mare 150 mm. Cureaua trapezoidală este una clasică (STAS 1164/1/91; DIN2215/98), având dimensiunile: $B \times h \times L = 10 \times 6 \times 513$. În fig. 6.3 este prezentată transmisia cu fulii și curea trapezoidală.

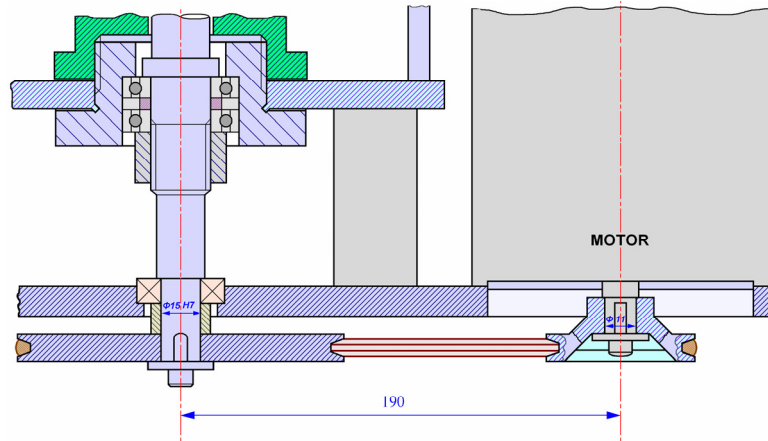


Fig. 6. 3. Acționarea cu fulii și curea trapezoidală

Acest tip de transmisie este unul simplu, ușor de executat și ieftin, dar care se pretează mai bine în cazul acționării unei mașini de forță, dar nu și în cazul de față.

Un calcul făcut în acest sens, calculul puterii absorbite la pornire și cel al puterii absorbite la mersul în sarcină la turație medie, demonstrează acest lucru.

6.3.1.1.1. Calculul puterii absorbite de viscozimetru

1. Calculul puterii absorbite la pornire:

Pentru calculul puterii absorbite la pornire s-a măsurat experimental mărimea momentului forței necesar pentru mișcarea axului principal. În acest viscozimetru a fost așezat într-o poziție orizontală și pe axului principal în locul de motare a fuliei s-a montat o pârghie la capătul căreia s-a agățat un taler pe care s-au așezat, în mod progresiv, alice de plumb până când axul începe să se rotească. Datele măsurate:

- lungimea pârghiei = 0,435 m;
- masa reală a pârghiei = 0,050 kg;
- masa de calcul = 0,050 / 2 = 0,025 kg;
- masa taler + alice = 0,033 kg.

Momentul forței la pornire, M_p , se calculează în general ca produsul forței și a brațului forței:

$$M_p = F \cdot r = \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m} \right] = \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} \right] = \left[\frac{\text{N}}{\text{s}} \right] = [\text{J}]$$

În cazul nostru avem: $F = G = m \cdot g$,

unde: $m = 0,025 + 0,033 = 0,058$ kg; $g = 9,81$ m/s²; $r = 0,435$ m, deci rezultă:

$$M_p = m \cdot g \cdot r = 0,058 \cdot 9,81 \cdot 0,435 = 0,2475063 \approx 0,25 \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m} \right]$$

Puterea absorbită în unitatea de timp la pornire, P_p , este :

$$P_p = \frac{M}{t} = \frac{0,25}{1} = 0,25 \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m} \cdot \frac{1}{\text{s}} \right] = 0,25 \quad [\text{w}]$$

2. Calculul puterii absorbite la mersul în sarcină, la turație medie:

Momentul cinetic este:

$$L = m \cdot r \cdot v = m \cdot r^2 \cdot \omega \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \frac{1}{\text{s}} \right]$$

unde: $m = 4 \text{ kg}$, $r = 0,04 \text{ m}$ și $\omega = 450 \text{ min}^{-1} = 450/60 = 7,5 \text{ s}^{-1}$

$$L = 4 \cdot 0,04^2 \cdot 7,5 = 0,048 \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \frac{1}{\text{s}} \right]$$

variația în unitatea de timp a momentului cinetic reprezintă momentul forței la mersul în sarcină M_S :

$$M_S = \frac{L}{t} = \frac{0,048}{1} = 0,048 \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \frac{1}{\text{s}} \cdot \frac{1}{\text{s}} \right],$$

Puterea absorbită în unitatea de timp (la mersul în sarcină), P_S , este :

$$P_S = \frac{M_S}{t} = \frac{0,048}{1} = 0,048 \left[\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \frac{1}{\text{s}} \cdot \frac{1}{\text{s}} \cdot \frac{1}{\text{s}} \right] = 0,048 \text{ W}.$$

3. Calculul puterii totale absorbite, P_T , este suma celor două puteri absorbite de mai sus: $P_T = P_p + P_S = 0,25 \text{ W} + 0,048 \text{ W} = 0,298 \text{ W} \approx 0,3 \text{ W}$

Puterea totală absorbită P_S are o valoare de numai $0,3 \text{ W}$, deci este una foarte mică.

Concluzii. Transmisia prototipului 01 concepută ca una clasică - transmisie cu fulii și curea trapezoidală - cauzează un consum mare de energie determinat de rularea curelei trapezoidale pe o fulie cu o rază foarte mică. Drept urmare prin intermediul acestui sistem de transmisie nu s-a putut atinge decât o turație minimă de circa 30 rot/min., ori conform calculului de dimensionare (§ 5.3.) acționarea aparatului trebuie să asigure realizarea unor turații minime n_{\min} cuprinse în intervalul: $0 \text{ rot/min} \leq n_{\min} \leq 7,2 \text{ rot/min}$. De aceea a fost conceput un alt sistem de acționare menit să înlăture neajunsurile sistemului din varianta prezentată mai sus.

6.3.1.2. Calculul transmisiei cu curea și roți dințate

Proprietățile acționării

Tab. 6.2. Elementele acționării

P_m	Puterea nominală	W	180
	Tipul motor acționare		KZL, Tip: KMRB56G-4
N_m	Turația motorului	rpm.	1360 rot / min
d_m	Diametrul arbore motor	mm	11
P_a	Puterea acționată	kW	1,5
N_r	Turația mașinii acționate	rpm	450
d_e	Diametrul arbore acționat	mm	15
E	Distanța dintre arbori	mm	190
	Timpul de funcționare	h / zi	6 h / 24 h
	Mod de întindere al curelei		Rolă externă
	Raportul de reducere		1:3

Factorul de corecție pentru întindere

- K₁** Factorul de corecție pentru utilizare
- K₂** Factorul de corecție pentru rola de întindere
- K₃** Factorul de corecție pentru raportul de transmisie

Stabilirea factorului K_1 :

Din tab. 6.5, în funcție de elementele transmisiei și a mașinii acționate:

Motor de curent alternativ cu un cuplu de pornire normal, 180 W
 $K_1 = 1,2$

Factorul de corecție pentru rola de întindere K_2 :

Se preia valoarea K_2 după tab. 6.3. în funcție de utilizare și de condițiile transmisiei.

Tab. 6.3. Poziția rolei de întindere

Poziția rolei de întindere:	K_2
La mers în gol, pe partea interioară a curelei	0
La mers în gol, pe partea exterioară a curelei	0,1
La mers în sarcină, pe partea interioară a curelei	0,1
La mers în sarcină, pe partea exterioară a curelei	0,2

La mers în sarcină, pe partea exterioară a curelei

$$K_2 = 0,2$$

Factorul de corecție pentru raportul de transmisie: K_3

Tab. 6.4. Raportul de transmisie

Raportul de transmisie	K_3
$N_r / N_m =$ sub 1	0
$N_r / N_m =$ 1 până la 1,24	0
$N_r / N_m =$ 1,25 până la 1,75	0,10
$N_r / N_m =$ 1,76 până la 2,49	0,20
$N_r / N_m =$ 2,50 până la 3,49	0,30
$N_r / N_m =$ 3,50 și peste	0,40

$$N_r / N_m = 1/3 = 0,33$$

$$K_3 = 0$$

Tab. 6.5. Elementele acționării

MAȘINA ACȚIONATĂ	ELEMENTELE ACȚIONĂRII								
	Electromotoare cu un cuplu de pornire mic ($< 1,5 \times M_N$) $M_N = \text{mom. nominal.}$			Motoare cu un cuplu de pornire normal ($1,5 \div 2,5 \times M_N$).			Motoare cu un cuplu de pornire mare ($> 2,5 \times \text{ori } M_N$).		
	Durata de funcționare zilnică (ore)								
	<6	$6 \leq 16$	>16	<6	$6 \leq 16$	>16	<6	$6 \leq 16$	>16
Mașini de birou; Mașini uz caznic.	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
Mașini prelucre lemn; Mașini tipografice; Mașini ind. hârtiei,	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
Mașini unelte; Mașini textile; Mașini ptr. spălătorii.	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
Mașini mari ind. hârt. Mașini prelucr. guma; - Mașini ind. ceram.	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2	1.8	2.0	2.2

Puterea corectată : P_c

se obține prin multiplicarea puterii de acționare P_a ($P_a = f_s \cdot P_T = 5 \cdot P_T = 5 \cdot 0,3 \text{ W} = 1,5 \text{ W}$, unde $f_s =$ factor de siguranță) cu fiecare din factorii de putere, care au fost dererminați mai sus.

$$P_c = P_a \times (K_1 + K_2 + K_3)$$

$$P_c = 1,5 (1,2 + 0,2 + 0) = 2,1 \text{ W}$$

Divizarea curelei dințate

Din diagrama 1. se alege divizarea funcție de puterea motorului și a turației roții dințate mici

Divizarea = 5

Alegerea roților dințate

Ținând cont de turația maximă a roții mici, care este egală cu cea a motorului și se calculează cu relația (6.1):

$$U_M = 27 \times 120 = 3240 \text{ rot/min.}$$

Din tab. 6.6 rezultă că roata mică trebuie să aibă, pentru divizarea T5, minim 16 dinți. Se alege o roata mică cu 20 dinți.

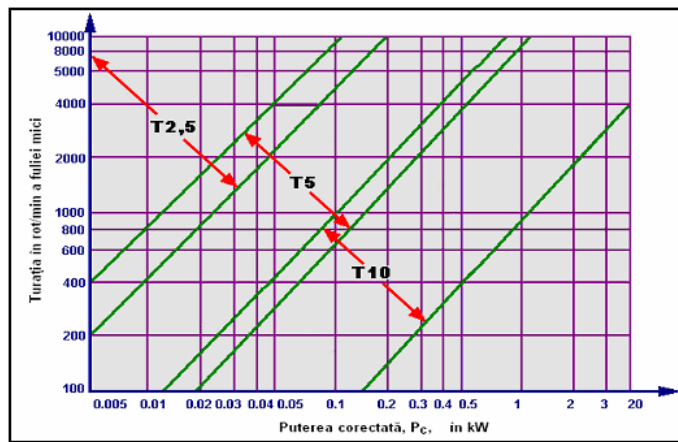


Fig. 6. 4. Diagrama 1. Turația funcție de putere

Tab. 6.6. Numărul de dinți ai roții mici

Turația roții dințate mici	Numărul de dinți (Mini), n ₁		
	n ₁ T2.5	n ₁ T5	n ₁ T10
< 900	12	10	12
900 ÷ 1200	12	12	16
1200 ÷ 1800	14	14	18
1800 ÷ 3600	16	16	20
> 3600	18	20	22

Se ia numărul de dinți pentru roata mică n₁: 20 și pentru roata mare n₂: 20 x 3 = 60 dinți.
 Roțile au divizarea, **T5**, sunt roți standard și se aleg din catalogul firmei: *G&G Antriebstechnik GmbH, D-33334 Gütersloh, Germania*

GG-Bestell-Nr.	Typ
820-001-0020	21 T5/20-2
820-001-0060	21 T5/60-2

Lungimea curelei dințate

Pentru calcularea lungimii curelei dințate se ține cont de diametrul efectiv al roților dințate alese și de distanța dintre axe:

$$L = 2 \cdot E + \frac{3,14 \cdot (D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot E}$$

D : diametrul efectiv al roții dințate mari
 d : diametrul efectiv al roții dințate mici

Lange L:
 $L = 2 \cdot 190 + [3,14 \cdot (31 + 94,65)] / 2 + (94,65 - 31)^2 / (4 \cdot 190) = 582,6$
 L = 582,6 mm

Alegerea curelei dințate standard

Cureaua dințată se alege din tabelul de curele dințate standard

Curea dințată T5 : Lungimea: L_p = **590 mm**

Calculul distanței rectificată dintre axe E'

Calculul distanței rectificate dintre axe, E' se face cu relațiile:

$$E' = E - \frac{L - L_p}{2}, \text{ ptr. } L_p < L, \text{ și, } E' = E - \frac{L_p - L}{2}, \text{ ptr. } L_p > L$$

$$L_p > L$$

$$E' = 190 + (590 - 582,6)/2 = 193,7$$

$$E' = 193,7 \text{ mm}$$

Lățimea curelei dințate

Se alege din tabelul puterii nominale Tab. 6.9.,

Divizarea T5, Nr. dinți=20,
N_m=1400 rot/min.
P_t = 0,228 kW

Calculul numărului de dinți (n)

Calculul numărului de dinți (n) se face cu relația:

$$n = \left(0,5 - \frac{D_p - d_p}{6 \cdot E'} \right) \times n_1$$

 n₁ : nr. de dinți ai roții mici și
 E' : distanța rectificată dintre axe

$$n = \{ 0,5 - [(94,65 - 31) / (6 \times 193,7)] \} \times 20 = 8,9$$

$$n = 8,9$$

Stabilirea coeficientului F₁

Din tab. 6.7. se stabilește coef. liniar F₁:

$$F_1 = 1$$

Tab. 6.7. Coeficientul liniar F₁

Numărul de dinți	> 6	6		5	4	3	2
Coeficientul liniar F ₁	1	1		0,8	0,6	0,4	0,2

Calcularea lui F₂

Calculul coeficientului F₂:

$$F_2 = \frac{6 \cdot P_c}{10 \cdot P_t \cdot F_1}$$

 P_c : putere corect.; P_t : puterea nominală

$$F_2 = (6 \times 2,1) / (10 \times 0,228 \times 1) = 0,0055$$

$$F_2 = 0,0055$$

Tab. 6.8. Lățimea curelei dințate

T 2.5		T 5, T 10	
F ₂	Lățimea [mm]	Lățimea [mm]	F ₂
<=0,28	6	4	<= 0,28
0,29 ÷ 0,50	8	6	0,29...0,50
0,51 ÷ 0,72	10	8	0,51...0,72
0,73 ÷ 1,00	12	10	0,73...1,00
1,01 ÷ 1,27	16	12	1,01...1,27
1,28 ÷ 1,75	20	16	1,28...1,75
1,76 ÷ 2,84	25	20	1,76...2,23
2,85 ÷ 3,69	32	25	2,24...2,84

Pentru F₂ = 0,0055 și T5 din Tab.6.8:
 Lățimea = cel puțin 4 mm

Se alege o curea dințată cu :
 Lățimea T5 = 10 mm

GG-Bestell-Nr. : 870-001-0590	Tip : 10T5-590
----------------------------------	-------------------

Tab. 6.9. Puterea nominală, pentru fiecare 10 mm lățime curela din, KW, la div. T5

Turația roții dințate mici, [rot/min.]	Numărul de dinți la roata dințată mică / Diametrul efectiv al roții dințate mici (mm)									
	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
	19,1	22,28	25,46	28,65	31,83	35,01	38,2	41,38	44,56	47,75
200	0,024	0,024	0,036	0,036	0,036	0,048	0,048	0,060	0,060	0,060
400	0,048	0,060	0,072	0,072	0,084	0,084	0,096	0,096	0,108	0,108
600	0,072	0,084	0,096	0,108	0,120	0,120	0,132	0,144	0,156	0,168
800	0,096	0,108	0,120	0,132	0,144	0,156	0,168	0,180	0,204	0,216
1000	0,108	0,120	0,132	0,156	0,168	0,192	0,204	0,228	0,240	0,264
1200	0,120	0,144	0,156	0,180	0,204	0,216	0,240	0,264	0,288	0,300
1400	0,132	0,156	0,180	0,204	0,228	0,252	0,276	0,300	0,324	0,348
1600	0,156	0,180	0,204	0,288	0,252	0,276	0,300	0,324	0,348	0,384
1800	0,168	0,192	0,216	0,252	0,276	0,300	0,336	0,360	0,384	0,420
2000	0,180	0,204	0,240	0,264	0,300	0,324	0,360	0,396	0,420	0,444
2200	0,192	0,228	0,252	0,288	0,324	0,348	0,384	0,420	0,444	0,480
2400	0,204	0,240	0,276	0,312	0,348	0,372	0,408	0,444	0,480	0,516
2600	0,216	0,252	0,288	0,324	0,360	0,396	0,432	0,480	0,516	0,552
2800	0,228	0,264	0,312	0,348	0,384	0,420	0,456	0,504	0,540	0,576
3000	0,240	0,276	0,324	0,360	0,396	0,444	0,480	0,528	0,564	0,600
3500	0,264	0,312	0,348	0,396	0,444	0,480	0,528	0,576	0,624	0,672
4000	0,288	0,348	0,384	0,444	0,480	0,540	0,588	0,636	0,684	0,732
4500	0,312	0,372	0,420	0,480	0,588	0,588	0,636	0,684	0,744	0,804
5000	0,336	0,396	0,456	0,516	0,564	0,624	0,684	0,732	0,792	0,852
5500			0,480	0,540	0,600	0,660	0,720	0,780	0,840	0,900
6000			0,504	0,564	0,624	0,684	0,756	0,816	0,876	0,948
7000			0,552	0,624	0,684	0,756	0,828	0,888	0,948	1,020
8000				0,660	0,732	0,816	0,888	0,948	1,020	1,104
9000				0,696	0,780	0,852	0,924	0,996	1,080	1,164
10000				0,756	0,828	0,912	0,996	1,080	1,164	1,248

Utilizați transmisia, în cazul în care este valabilă o reducere a duratei de utilizare

6.3.1.3. Varianta modificată a transmisiei. Transmisia cu curea și roți dințate

Așa cum rezultă din calculul transmisiei cu curea și roți dințate (& 6. 3.1.2) transmisia are în componența ei o roată dințată mică, cuplată la motor, roata dințată mare cuplată la axul principal al viscozimetrului și o rolă de întindere fixată sub placa II. Transmisia cu curea și roți dințate este prezentată în fig. 6.5 a. Caracteristicile și dimensiunile curelei și respectiv roților dințate sunt prezentate în fig. 6.5 b,c și d, precum și în tab. 6.10.

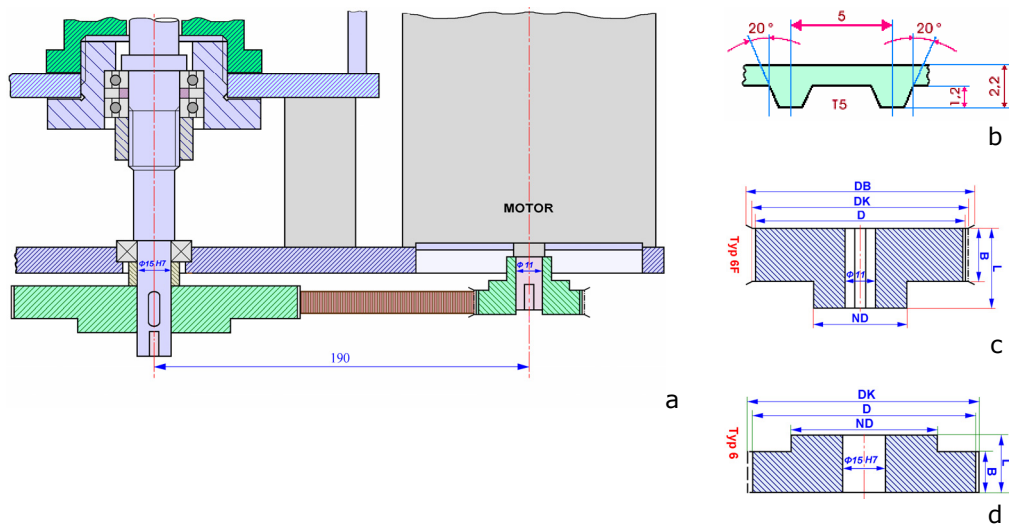


Fig. 6. 5 a, b, c. și d Transmisia cu curea și roți dințate. Cureaua și roțile dințate

Tab. 6.10. Caracteristicile curelei și roților dințate

N. C.	Caracteristica	Cureaua dințată	Roata mică	Roata mare
1	Nr c-dă	870-001-0590	820-001-0020	820-001-0060
2	Tip	10-T5-590	21 T5/20-2	21 T5/60-2
3	Nr. dinți	118	20	60
4	Divizarea	T5	T5	T5
5	Lungimea	590 mm	-	-
6	Lățimea curelei	10 mm	10 mm	10 mm
7	Execuție	-	6F	6
8	ZRB	-	10.00	10.00
9	B	-	15.00	15.00
10	L	-	21.00	21.00
11	DK	-	31,83	95,49
12	D	-	31,00	65.00
13	DB	-	36.00	-
14	ND	-	23.00	65.00
15	Material	Poliuretan	Aluminium	Aluminium
16	Producător:	G&G Antriebstechnik GmbH, 33334 Gütersloh, Germania		

6.3.2. Soluția tehnică a etanșării

În proiectarea prototipului 01 al sistemului mecanic, pentru etanșarea axului principal, s-a luat în considerație (fig. 6.2) o etanșare clasică formată din trei inele pastilate (fig. 6.2, poz. 18) separate de două distanțiere (fig. 6.2, poz. 19) plasate în corpul presetupei (fig. 6.2, poz. 20) și presate de corpul lagărului II (fig. 6.2, poz. 17) care ar fi trebuit să joace și rolul de lunetă a presetupei. Datorită rolului dublu atribuit piesei - acela de lunetă a presetupei și în același timp de corp lagăr II - care limitează posibilitățile de reglare a presării umpluturii moi, s-a renunțat la această soluție și s-a adoptat soluție de etanșare cu inel radial de etanșare (simmerring).

6.3.2.1. Varianta inițială a etanșării

Pentru prima soluție de etanșare s-a ales un unel radial de etanșare pentru arbori (simmerring) tip BA, cu o singură buză de etanșare, care este armat cu un inel de oțel complet învelit în cauciuc și care are în componență și cu un arc inelar din oțel (fig. 6.6 b și c), care stânge buza de etanșare a inelului de etanșare pe arbore. Caracteristicile și dimensiunile simmerring-ului sunt prezentate în tab. 6.11 și în fig. 6.6 b și c.

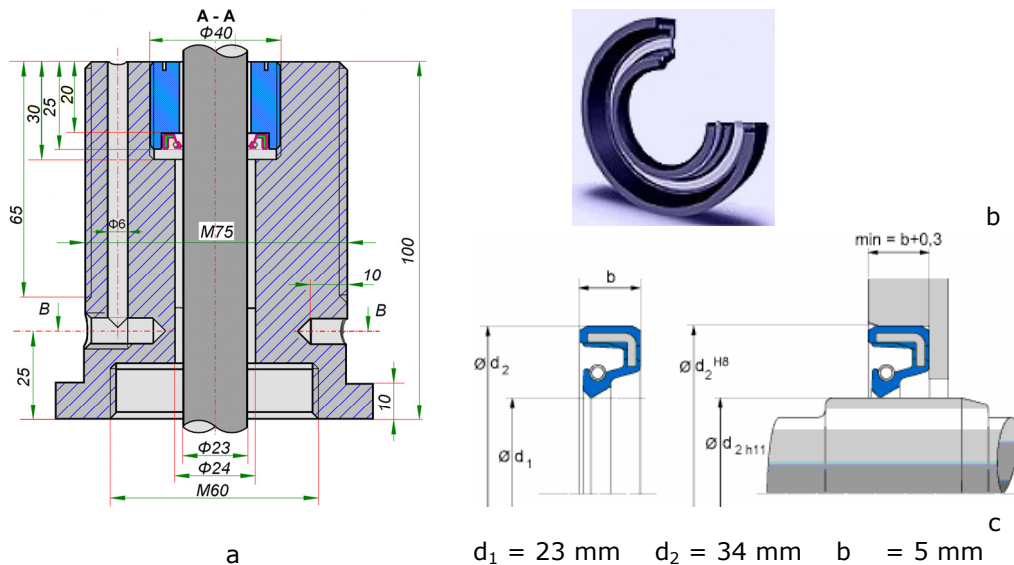


Fig. 6.6 a, b și c Etanșarea cu simmerring. Tipul și dimensiunile simmerringului

Inelul de etanșare este fixat într-o bucă care joacă rolul de carcasă și care la rândul ei este montată prin înfiletare în corpul presetupei, la partea superioară a acesteia (fig. 6.6 a).

Tab. 6.11. Caracteristicile inelului radial de etanșare pentru arbori

Caracteristica		Valoarea
Limite de operare	p	0,5 bar
	T	-40°C ÷ +100 °C
	Viteza periferică la ax	4,5 m/s
Materiale	Corpul inelului	72 NBR 902 , (Acrilonitril-Butadien-Cauciuc)
	Armătura inelului	Oțel nealiat DIN EN10027-1
	Arcul inelar	Oțel de arc DIN EN10270-1
Producător	Freundenberg Simrit GmbH, D-69469 Weinheim, Germania	

Etanșare cu inel de etanșare pentru arbori este o soluție mai bună decât cea a etanșării cu umplutură moale, fiindcă elimină luneta, dar din nefericire acest tip de etanșare cauzează pierdere importantă de energie datorită frecării.

calculul de dimensionare al viscozimetrului (§ 5.3.), acela ca aparatul să asigure realizarea unor turații minime n_{\min} , cuprinse în intervalul: $0 \text{ rot/min} \leq n_{\min} \leq 7,2 \text{ rot/min}$.

6.3.3. Soluția tehnică a prinderii cilindrului interior de sticlă pe ax

În paragrafele precedente (§ 5.4.) au fost prezentate trei motive pentru care a fost aleasă sticla drept material pentru cilindri: rugozitatea redusă, rezistanța la coroziune și posibilitatea de a vizualiza fenomenele fizice care însoțesc măsurarea viscozității (de ex. măsurarea viscozității fluidelor bifazice sau a celor cu incluziuni). Dar mai trebuie precizat că țevile de sticlă trase au anumite dezavantaje și anume acestea prezintă o anumită ovalizare, deci se abat de la forma unui cilindru perfect (fig.6.8). Pentru cazul de față când cilindrul de sticlă are un diametru exterior de 40 mm rezultă o ovalizare în valoare absolută $t_a = 0,12 \text{ mm}$.

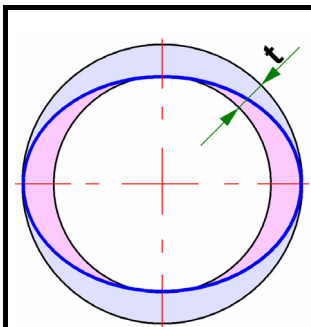
	Caracteristica	Valoarea
	Ovalizarea t_{\max} .	0,7% (după DIN 7184)
	Variația grosimii peretelui	$\leq 15\%$
	Rectiliniaritatea	max. 2,5 mm / 1400 mm
	Prelucrarea capetelor	Slefuire plană
	Tipul sticlei	DURAN
	Densitatea ρ	2230 kg/m ³
	Modulul de elasticitate E	$64 \cdot 10^3 \text{ N / mm}^2$
	Coeficient de întindere $\alpha_{20/300}$	$3,3 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
	Producător: Firma Schott AG, D-55122 Mainz, Germania	

Fig. 6.8. Ovalizarea țevilor de sticlă. Date tehnice pentru țevile de sticlă DURAN

Montarea cilindrului interior de sticlă pe axul principal al viscozimetrului se face prin intermediul a două talere, unul inferior și altul superior, care sunt fixate pe ax prin intermediul unor piulițe speciale. Talerele prezintă în partea centrală câte o adâncitură, fiecare dintre acestea jucând roluri tehnologice bine determinate.

Adâncitura talerului inferior închide o bulă de aer, atunci când spațiul intrinsec este umplut cu fluidul de lucru. Această bulă de aer acoperă circa 2/3 din suprafața capătului inferior al rotorului. La rotirea cilindrului interior, aceasta joacă rolul unei perne de aer care împiedică ca frecarea dintre capătul cilindrului și fluid să devină foarte importantă și astfel să fie înlăturată apariția unor turbionări suplimentare în zona capătului inferior, care să falsifice măsurătorile.

Adâncitura talerului superior are rolul de prelua un mic surplus de fluid, la umplerea spațiului inelar cu fluidul de lucru. Se consideră că acest spațiu s-a umplut atunci când prima picătură de fluid a debordat peste buza talerului superior, în concavitatea acestuia. Procedeu asigură reproductibilitatea procesului de umplere cu fluid de lucru până la același nivel a spațiului dintre cilindri. Fluidul ce ajunge în concavitatea talerului superior poate fi îndepărtat cu ajutorul unei pipete.

6.3.3.1. Varianta inițială a fixării cilindrului interior

La varianta inițială, prinderea cilindrului interior de sticlă pe axul principal se execută prin intermediul a două talere simple. Diametrul părții de taler, \varnothing_T , care pătrunde în interiorul cilindrului, s-a adoptat constructiv cu 2 mm mai mic decât diametrul interior al cilindrului de sticlă, \varnothing_i ; deci între peretele exterior al talerului și

cel interior al cilindrului de sticlă rămâne, pe rază, un joc de 1 mm (fig. 6.9). O toleranță mai mică între taler și cilindru nu poate fi impusă datorită faptului că cilindrul de sticlă nu este un cilindru perfect ci prezintă o anumită ovalizare.

În această variantă etanșarea dintre talere și cilindru se realizează numai la capetele cilindrului prin intermediul a două garnituri din furtun din cauciuc siliconic.

Varianta inițială a fixării cilindrului interior pe axul principal este prezentată în fig. 6.9.

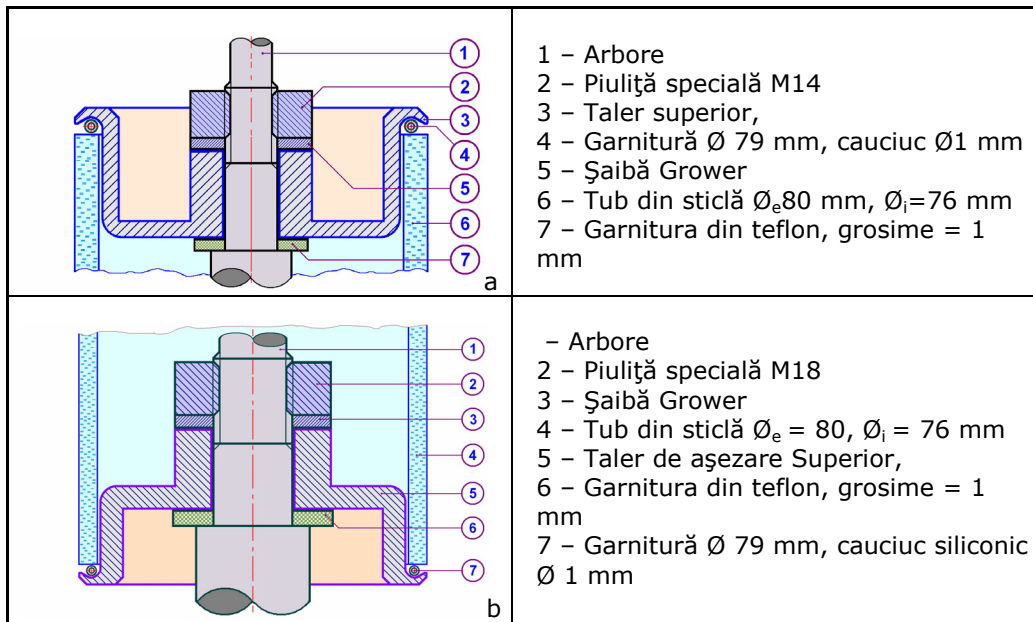


Fig. 6.9. Prinderea cu talere simple capăt superior (a.) și capăt inferior (b.)

6.3.3.2. Varianta modificată a fixării cilindrului interior

La varianta modificată, fixarea cilindrului interior pe axul principal se execută prin intermediul a două talere compuse. Fiecare taler este alcătuit dintr-un taler propriu-zis și dintr-o bucsă, care se înfiletează pe corpul talerului propriu-zis, iar în spațiu situat între taler, bucsă și peretele de sticlă al cilindrului sunt așezate 2 - 3 garnituri executate din furtun de cauciuc siliconic, Ø 5 mm. Prin strângerea bucsii pe taler, garniturile se deformează și presează asupra peretelui interior al cilindrului realizându-se astfel în afară etanșare și o centrare a cilindrului față de axul principal.

Montarea și demontarea bucselor se realizează prin intermediul unor chei special proiectate și realizate (fig. 6.10 c)

În această variantă etanșarea dintre talere și cilindru se realizează atât la capetele cilindrului prin intermediul a două garnituri din furtun din cauciuc siliconic, precum și între peretele interior al cilindrului și talerul comus. Înălțimea distanțierului poz. 10 din fig. 6.10 a este astfel dimensionată încât să se poată realiza atât o presare optimă a garniturilor de capăt de cilindru, cât și a garniturilor situate între peretele interior al cilindrului și talerul comus de la prinderea superioară (fig. 6.10.).

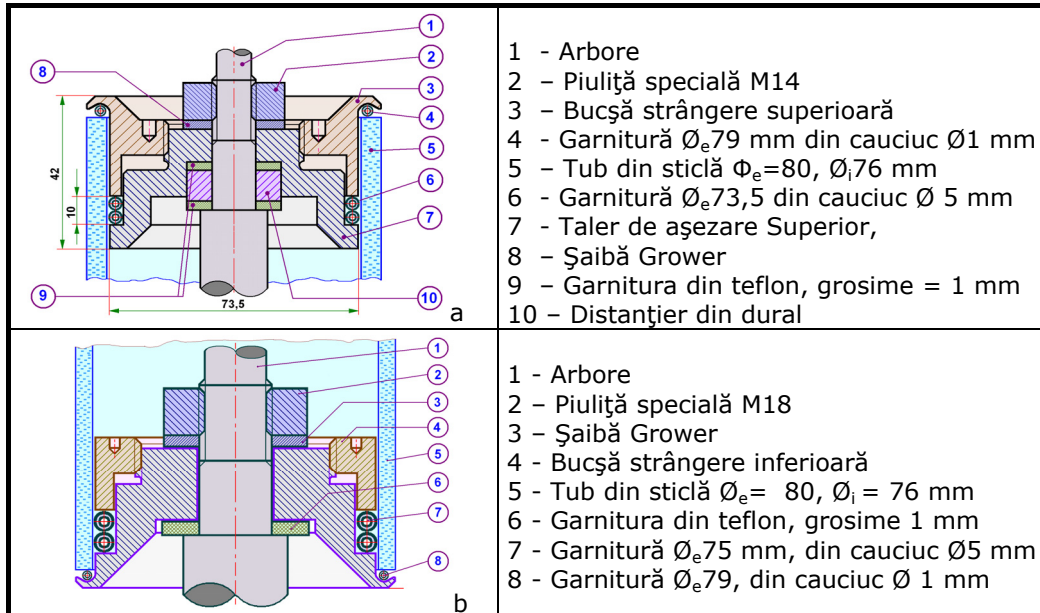


Fig. 6.10. Prinderea cu talere compuse capăt superior (a.) și capăt inferior (b.)

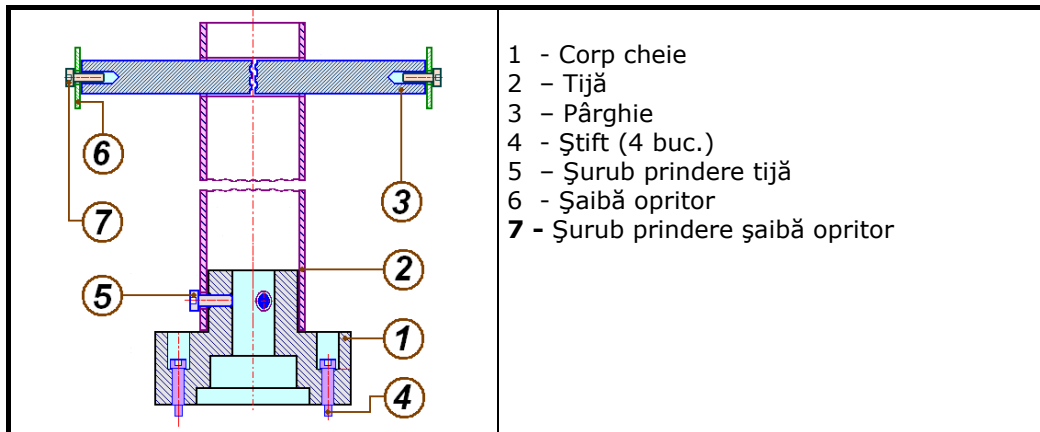


Fig. 10.c. Cheie pentru bucșă strângere inferioară

Concluzii: Utilizarea unor bucșe compuse, pentru fixarea cilindrului interior, duce la o bună centrare a cilindrului pe ax, eliminând neajunsul pe care țeava de sticlă îl are din fabricație - o ușoară ovalizare - care nu permite o centrare mecanică cu toleranță redusă.

6.3.4. Manșonul de cauciuc. Alegerea materialului

O componentă importantă, care dă particularitatea viscozimetrului nostru, o constituie manșonul de cauciuc, ce reprezintă legătura elastică de la baza cilindrului exterior de sticlă. Calitatea materialului din care este alcătuit manșonul, precum și modul în care acesta este montat, reprezintă două aspecte de care depind acuratețea măsurătorilor care se fac cu aparatul.

6.3.4.1. Alegerea materialului manșonului de cauciuc

În alegerea tipului de cauciuc două calități au primordialitate; cauciucul trebuie să fie cât mai elastic și în același timp să prezinte deformări permanente cât mai mici posibil, sub acțiunea unei solicitări mecanice externe.

Cauciucul natural (NR) este pe departe cauciucul cu cele mai bune calități de elasticitate, precum și alte proprietăți mecanice cum sunt rezistență la tracțiune, alungire, rezistență la abraziune și rupere, precum și o înaltă rezistență la solicitările de încovoiere. Neajunsul cauciucului natural este acela că prezintă mici deformări permanente când se află mai mult timp sub o solicitare mecanică.

Cauciucul stiren-butadienic (SBR), cel mai vechi și cel mai important cauciucului sintetic, are o rezistență la abraziune mai bună în comparație cu cauciucul natural (NR), precum și o mai bună rezistență la acțiunea căldurii și la îmbătrânire, dar din păcate acesta are o mai mică elasticitatea și flexibilitate la temperaturi joase.

Un amestec dintre cauciucul natural și cauciucul stiren-butadienic dă o combinație care înlătură dezavantajele fiecăruia dintre acestea luat singur în parte. Amestecul de cauciuc natural și cauciuc stiren-butadienic (NR/SBR) are mare rezistență mecanică la tracțiune și de compresiune în cazul în care nu se ajunge la o afectare a rezistenței sale chimice. Are rezistență moderată la acizi, baze și alți compuși chimici. Cauciucul NR/SBR, datorită calităților sale, este cel mai folosit cauciuc la fabricare de garnituri și elemente de amortizare.

Dintre diversele tipuri de amestecuri NR/SBR, a fost ales un amestec ale cărui caracteristici sunt prezentate în tab. 6.13:

Tab. 6.13. Cauciucul NR / SBR. Date tehnice

Denumirea	NR/SBR
Denumirea chimica	cauciuc natural / cauciuc stiren-butadienic
Denumirea comercială	Para NR/SBR beige
Duritatea, [Shore A]	40 ± 5
Densitatea, [g/cm ³]	1,06
Rezistența la compresiune, [Mpa]	10,5
Alungirea, [%]	500
Domeniu de temperatură, [°C]	-30 +70
Proprietăți electrice	izolator
Culoarea	bej

Manșoane din cauciuc NR/SBR, pot fi folosit numai pentru măsurarea viscozității unor fluide de tip soluții apoase. Pentru fluide de altă natură chimică manșoanele vor trebui să fie confecționate cauciuc de alt tip de cum ar fi cauciuc clor-butadienic (CR), rezistent la ulei, acizi și baze și cauciuc acrilonitril-butadienic (BNR) rezistent la ulei, grăsimi și combustibili.

6.3.4.2. Varianta inițială a montării manșonului. Prinderea cu bușă conică

În proiectarea prototipului 01 al sistemului mecanic, pentru montarea manșonului de cauciuc, s-a luat în considerație (fig. 6.2.) un sistem prezentat în fig. 6.11:

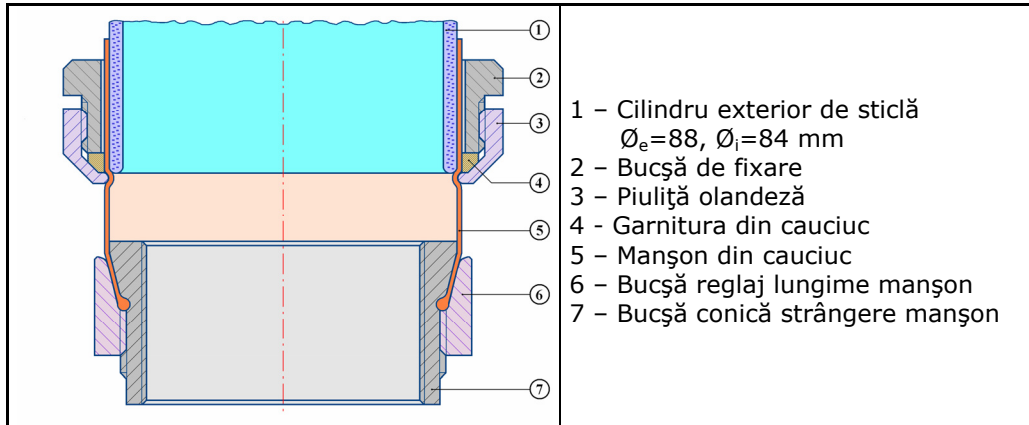


Fig. 6.11. Prinderea manșonului cu bușă conică de fixare

Fixarea manșonului la capătul inferior al cilindrului exterior de sticlă se face prin intermediul unei bucșe de fixare și a unei piulițe olandeze, care prin înfiletare presează manșonul pe suprafața exterioară a cilindrului, prin intermediul unei garnituri.

Capătul inferior al manșonului este fixat prin intermediul unui ansamblu format dintr-o bucșă de reglaj și o bucșă de strângere. În acest sistem peretele manșonului este prins între suprafețele conice ale celor două piese, capătul manșonului aflându-se într-un locaș de capăt cu secțiune circulară, care se formează la asamblarea prin înfiletarea celor două bucșe. La acest sistem de prindere etanșarea se face numai prin contactul direct dintre pereții manșonului și ai celor două bucșe, fără să mai intervină și alte garnituri. Cu acest sistem se obține o prindere optimă numai dacă manșonul prezintă la capătul inferior o bordură, obținută prin roluire sau presare. În lipsa acestei borduri este foarte dificil de a fixa și prinde uniform capătul manșonului în locașul de capăt, iar o strângere mai puternică a celor două bucșe poate duce la torsionarea părții manșonului prinse între bucșe și chiar la forfecarea și tăierea acesteia.

Bucșă de reglaj este montată, la rândul ei, pe corpul presetupei prin înfiletare. Prin poziționarea acestei bucșe de reglaj pe suprafața exterioară a presetupei, la un nivel mai sus sau mai jos, se poate regla lungimea liberă a manșonului (fig. 6.2).

6.3.4.3. Stabilirea formei manșonului și a modului său de fixare

Pentru înlăturarea dezavantajelor prezentate de sistemul de prindere cu bucșe cu suprafață conică, a fost conceput un sistem, la care nu mai apar eforturi de forfecare care să torsioneze sau să taie peretele manșonului de cauciuc. Acest sistem nou (fig. 6.12), este format dintr-un inel metalic (2) cu canal lateral, care este fixat pe o bucșă de reglaj (3) prin intermediul unei piulițe olandeze (1). Contactul dintre piulița olandeză și inelul metalic nu se face direct, ci printr-o garnitura de teflon (6), care are rolul de a înlătura frecarea cu inelul și deci și torsionarea acestuia la înfiletarea piuliței olandeze. Etanșarea se face prin două

124 Descrierea sistemului mecanic și funcționalitatea viscozimetruului de rotație - 6
 garnituri tip O-ring (4) și (5) fixate în două canale pe bucșă de reglaj.

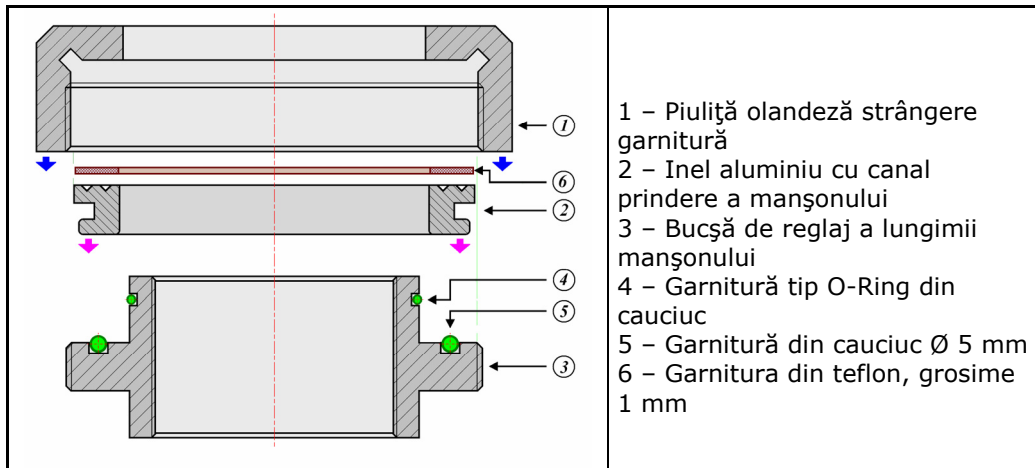


Fig. 6.12. Prinderea manșonului cu inel de fixare

În acest sistem nou, capătul manșonului este fixat în canalul inelului metalic, care la rândul lui este prins pe bucșă de reglaj prin intermediul piulițe olandeze.

În funcție de modul de fixare al capătului manșonului pe inelul metalic au fost imaginat patru posibilități diferite de montaj:

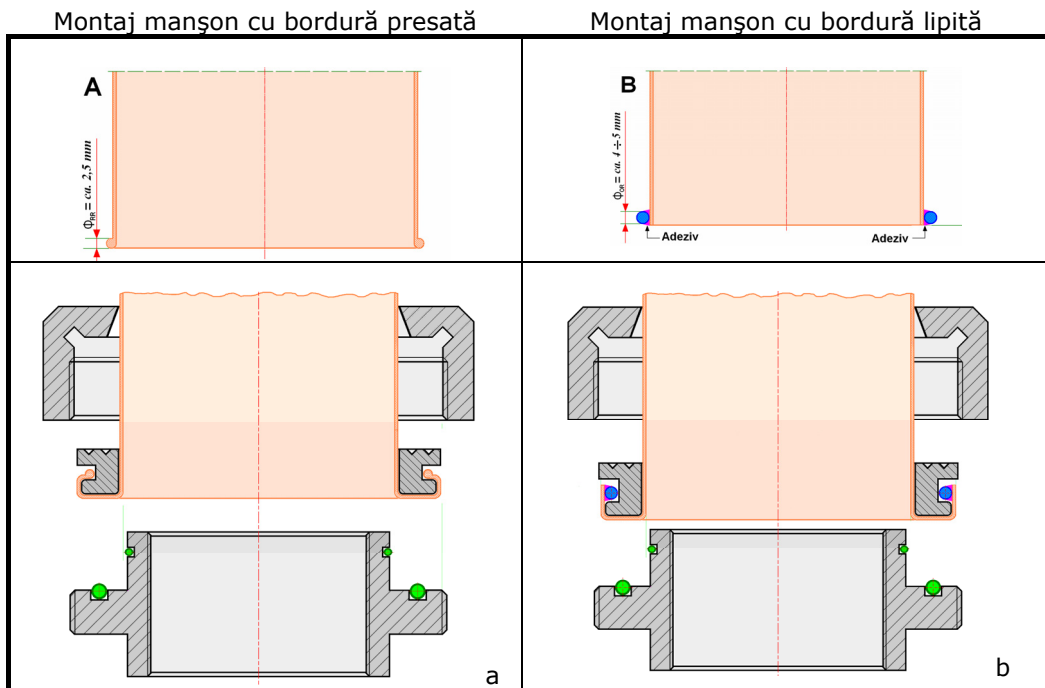


Fig. 6.13. a, b Montaj manșon cu bordură

1. manșon cu bordură de fixare presată (soluția A, fig. 6.13 a), - este soluția ideală, dar și una mai greu de realizat, deoarece implică o prelucrare specială;
2. manșon cu bordură de fixare lipită (soluția B, fig. 6.13b) - este o soluția comparabilă cu varianta A, dar nici aceasta nu este ușor de realizat;
3. manșon simplu și garnitură O-ring de fixare (soluția C, fig. 6.13 c) este o variantă simplă deoarece garnituri O-ring corespunzătoare se pot procura cu ușurință;
4. manșon simplu și inel din oțel de fixare (soluția D, fig. 6.13 d) este o soluție relativ simplă, dar care implică și realizarea unui inel de strângere din oțel corespunzător.

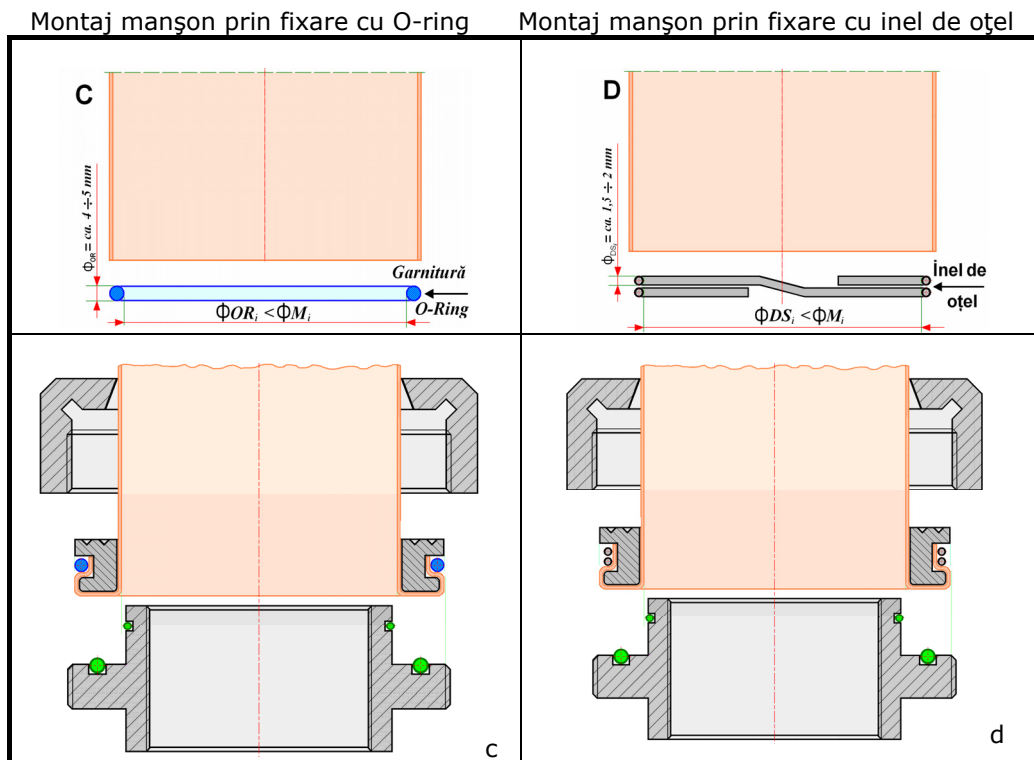


Fig. 6.13. c, d Montaj manșon fără bordură

Analizând cele patru variante de mai sus s-a optat pentru varianta C. Materialul ales este cauciuc *Para Super NR/SBR beige* ale cărui caracteristici sunt prezentate în tab. 6.14 Deoarece realizarea unui tub fără nadă implică costurile necesare confecționării unei matrițe, s-a optat pentru un manșon lipit. Întru-cât utilizarea un manșon cu o singură lipitură ar avea repercursiuni asupra calității măsurărilor de torsionare, s-a optat pentru realizarea unui tub cu două lipituri pe generatoare, situate pe circumferința tubului la 180° una de alta. Tehnica lipirii este una a vulcanizării la rece.

Grosimea peretelui tubului joacă un rol important asupra proprietăților de torsionare ale manșonului. Din acest motiv au fost comandate manșoane cu trei grosimi diferite ale peretelui, ale căror date sunt prezentate în tab. 6.15. Producător este firma Angst + Pfister AG, Zürich. Alegerea grosimii optime a manșonului va fi

126 Descrierea sistemului mecanic și funcționalitatea viscozimetrului de rotație - 6
determinată experimental (§ 8.3).

Tab. 6.15. Dimensiuni pentru manșoanele utilizate

Pos.	Grosime [mm]	Dimensiuni [mm]	
		Diametru interior, \varnothing_i	Lungimea
1	0,5	90	200
2	1	90	200
3	2	90	200

6.3.4.4. Varianta modificată a montării manșonului. Prinderea cu inel de fixare

La noua variantă, fixarea manșonului la capătul inferior al cilindrului exterior de sticlă se face tot prin intermediul unei bucle de fixare și a unei piulițe olandeze, numai că garnitura de la varianta inițială a fost schimbată cu o garnitură tip O-ring din furtun de cauciuc siliconic.

Pentru fixarea capătului inferior al manșonului, așa cum s-a mai arătat s-a optat pentru soluția C (§ 6.3.4.3). Prinderea capătului manșonului în canalul inelului de aluminiu se face pentru manșoanele cu grosime mică (0,5 mm și 1,00 mm) cu o singură garnitură O-ring (fig. 6.13 c), iar a manșonului cu grosimea de 1,5 mm cu două garnituri O-ring (fig. 6.14).

Ca și în varianta inițială, bucla de reglaj este montată pe corpul presetupei prin înfiletare. Reglajul lungimii libere a manșonului se realizează prin poziționarea buclei de reglaj la un nivel mai sus sau mai jos pe suprafața exterioară a presetupei (fig. 6.2.).

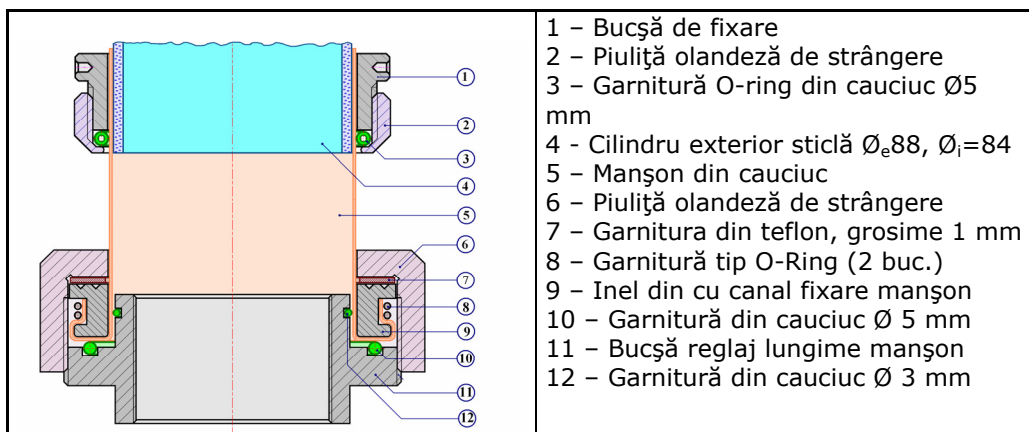


Fig. 6.14. Varianta modificată a montării manșonului

6.3.5. Soluția tehnică a legăturii dintre discului de măsură și cilindrul exterior de sticlă

Așa cum s-a mai arătat (§ 6.1.3) ansamblul format din cilindrul exterior de sticlă și discul de măsură a torsiunii constituie o parte distinctă a viscozimetrului și anume partea mecanică montată elastic.

Particularitatea legăturii dintre cilindru și disc este aceea că această legătură traversează placa IV a viscozimetrului.

6.3.5.1. Varianta inițială a legăturii disc-cilindru. Montajul cu tiranți

În proiectul inițial al sistemului mecanic, prototipului 01, s-a luat în considerație, pentru fixarea discului de măsură la capătul superior al cilindrului exterior de sticlă, sistemul prezentat în fig. 6.15:

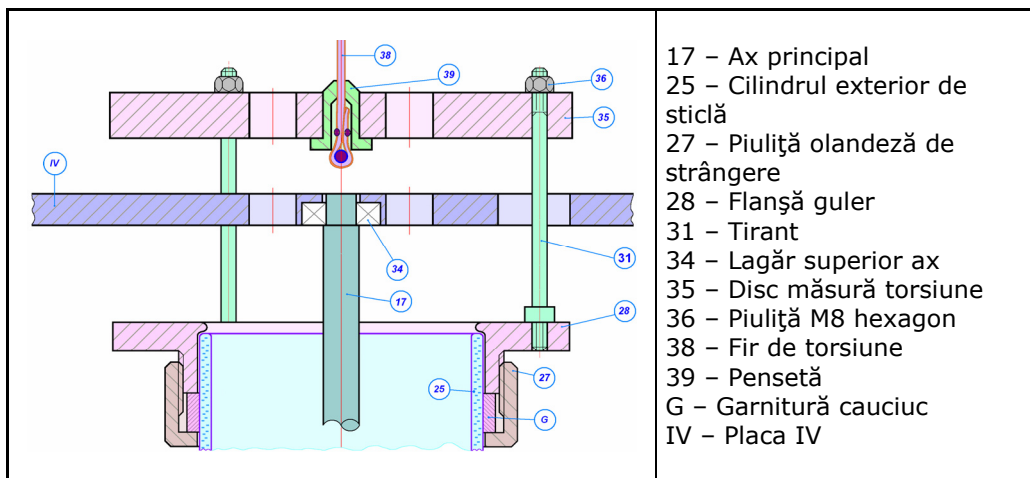


Fig. 6.15 Montajul cu tiranți a discului de măsură pe flanșa cilindrului exterior

La capătul superior al cilindrului exterior de sticlă (25), este montată o flanșă cu guler (28), prin presarea unei garnituri (G) cu o piuliță olandeză de strângere (27). Discul de măsură (35) este fixat pe flanșă cu guler prin intermediul a trei tiranți (31), care joacă rolul de distanțiere menite să asigure paralelismul dintre acestea și implicit o centrare a discului de măsură pe cilindrul exterior. Cei trei tiranți traversează placa IV prin trei găuri ovalizate astfel dimensionate încât să asigure mișcarea liberă a celor trei tiranți pe un arc de cerc, în planul orizontal. Ansamblul disc-cilindru este tras în sus prin intermediul unui fir de torsiune, care este montat prin intermediul unei pusetete în centrul discului de măsură. Capătul de fixare a firului de torsiune se introduce în pusetă pe la partea inferioară a acesteia și se poate demonta numai prin demontarea discului.

Capătul cilindrului de sticlă este prelucrat prin tăiere și topire, rezultând o parte terminală rotunjită fără canturi, iar flanșa cu guler prezintă la partea interioară un opritor, rotunjit concav, în care se sprijină capătul superior al cilindrului de sticlă.

6.3.5.2. Varianta modificată a legăturii disc-cilindru. Montajul cu tiranți și înălțător

Față de varianta precedentă cea modificată (fig. 6.16.) prezintă următoarele îmbunătățiri:

1. între flanșa cu guler (poz. 28) și discul de măsură (poz. 35) în afară de cei trei tiranți (poz. 31) se mai montează și un înălțător stea (poz. IS), care este o virolă cilindrică metalică (duraluminiu), din care la partea superioară s-au decupat trei ferestre rezultând astfel trei picioare care pot trece liber prin cele trei găuri ovalizate din placa IV. Înălțătorul stea este fixat la capete în două canale corespunzătoare executate în flanșa cu guler și respectiv în discul de măsură, asigurând între aceste două elemente un paralelism și o centrare în limita de toleranță impusă;
2. capătul cilindrului de sticlă este prelucrat prin șlefuire în unghi drept, iar la opritorul flanșei cu guler se înlătură rotunjirea și se face o prelucrare în unghi drept, astfel încât la montarea acestor două elemente să se asigure între ele o perpendicularitate controlată;
3. penseta modificată, de o formă mai alungită decât cea inițială, permite montarea și demontarea capătului de fixare a firului de torsiune în pensetă, fără demontarea discului. Capătul de fixare al firului de torsiune în pensetă se introduce și se scoate din pensetă printr-un orificiu lateral al acesteia situat deasupra discului de măsură.

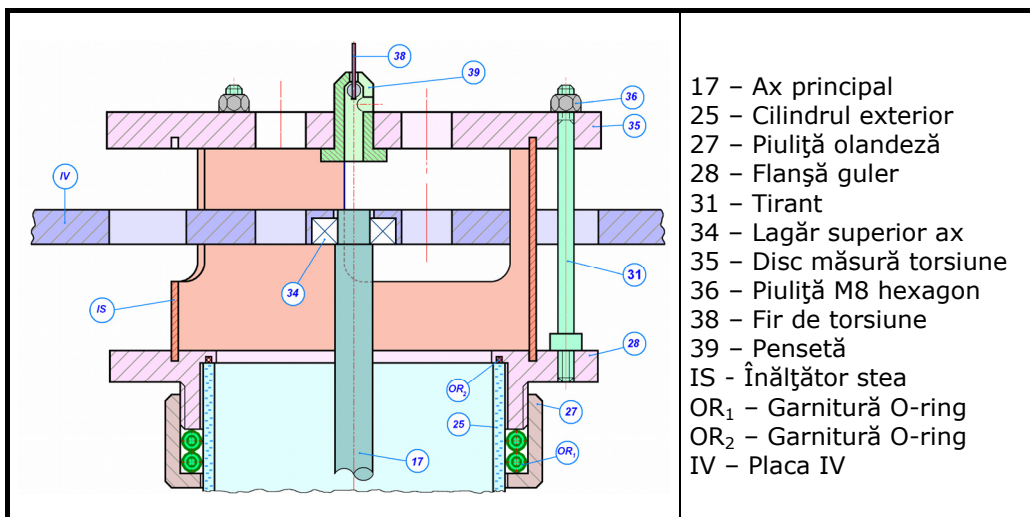


Fig. 6.16. Montajul cu tiranți și înălțător stea a discului de măsură pe flanșa cilindrului exterior

Concluzii. Prin utilizarea unui înălțător stea la montajul dintre disc și flanșa cu guler, precum și realizarea noii îmbinări dintre flanșă și cilindrul de sticlă (prelucrarea prin șlefuire a capătului cilindrului și prelucrarea în vinclu a opritorul flanșei cu guler) se asigură o centrare a discului pe cilindru în limita de toleranță impusă

6.3.6. Întinderea firului de torsiune și reglarea centrării cilindrului de sticlă

Așa cum a fost prezentat în § 6.1.2.3, tensionarea firului de torsiune se poate face fie prin intermediul un motor pas cu pas (fig. 7.15) sau a unui șurub cu filet fin (fig. 6.17).

6.3.6.1. Dispozitivul de întindere mecanic

Partea superioară a dispozitivului de întindere este un șurub (2) cu canal pentru pană, care este deplasat pe verticală cu ajutorul unei piulițe (1). Piulița reazămă liber pe flanșa superioară a dispozitivului de centrare (fig. 6.18). Partea inferioară a dispozitivului de întindere este o tijă, de care la partea inferioară se fixează senzorul de forță. La montarea firului de torsiune, tija se poate răsuci liber, pentru detorsionarea firului, iar în timpul funcționării se poate bloca, prin intermediul inelului de blocare (9)

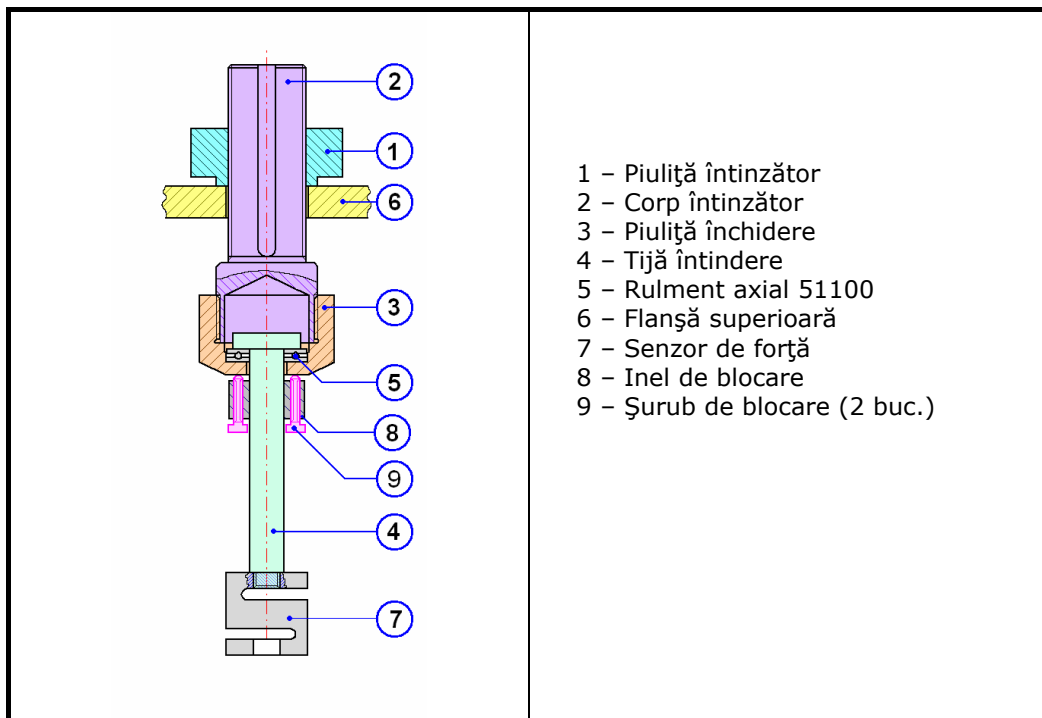


Fig. 6. 17. Dispozitivul de întindere mecanic

6.3.6.2. Reglarea centrării cilindrilor de sticlă

În varianta inițială dispozitivul de întindere al firului de torsiune este montat direct pe placa V, într-o poziție fixă (fig. 6.1). Într-o etapă ulterioară s-a adăugat un dispozitiv de reglare al centrării axului dispozitivului de întindere și a axului principal (fig. 6.18).

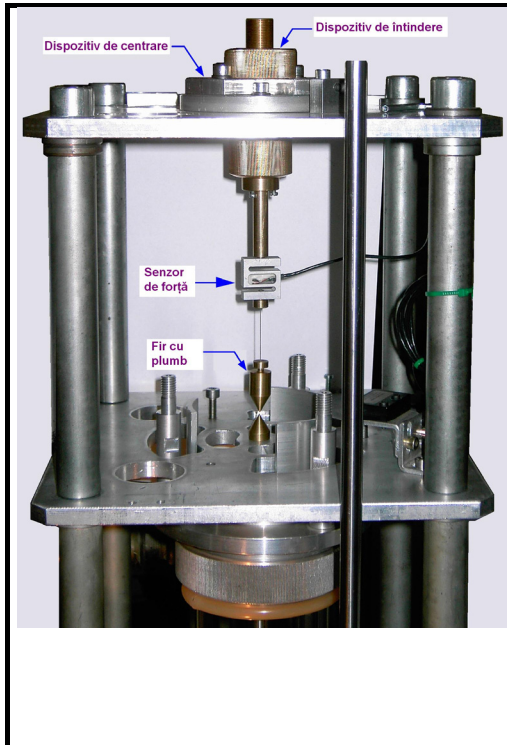
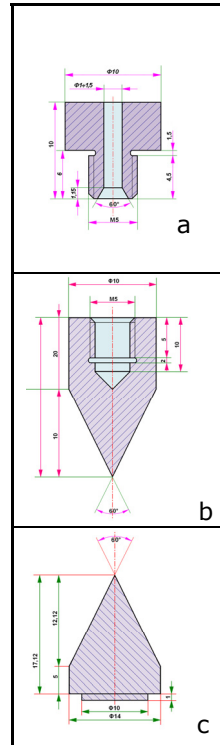
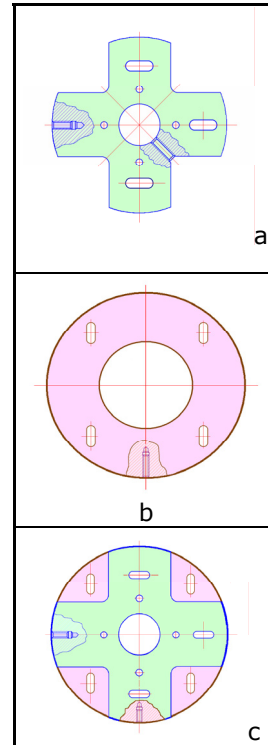


Fig. 6.18. Centrarea cilindrilor de sticlă

Fig. 6.19a, b, c.
Firul cu plumbFig. 6.20 a, b, c
Dispozitiv centrare

Dispozitivul de reglare al centrării (fig 6.18 și 6.20) este alcătuit din două plăci (un disc și un disc-cruce) ansamblate prin șuruburi. Găurile de montaj ale plăcilor sunt ovalizate ceea ce permite plăcilor, atunci când șuruburile sunt slăbite să se deplaseze cu o cursă de 10 mm pe două direcții perpendiculare. Placa inferioară este montată direct pe placa V, iar placa superioară este montată pe placa inferioară. Pe cruce se poate monta, după modul de lucru, atât motorul pas cu pas cât și dispozitivul de întindere mecanic.

Șuruburile de translatare ale celor două plăci sunt montate direct pe placa V, pe două direcții perpendiculare, prin intermediul unor piese prismatice, care le permit să se rotească, dar nu și să se deplaseze de-a lungul axei lor; la rotirea lor se deplasează doar placa respectivă cu care angrenează.

Pentru centrarea celor două axe (axul principal și axul dispozitivului de întindere) ne folosim de un „fir cu plumb” alcătuit dintr-un corp conic și o pensetă de fixare a firului (fig. 6.19) și un „contra con”, care este un corp conic ce se poate centra cu baza sa în orificiu lagărului superior al axului principal, pe placa IV (fig. 6.18).

Concluzii: Prin reglarea coaxialității celor două axe (axul principal și axul dispozitivului de întindere) se realizează corectarea centrării celor doi cilindri de sticlă ce alcătuiesc viscozimetruul de rotație.

7. ECHIPAMENTUL AUXILIAR AL VISCOZIMETRULUI DE ROTAȚIE

Echipamentul auxiliar al viscozimetrului de rotație este alcătuit din instalația hidraulică și echipamentul electric.

7.1. Instalația hidraulică

Instalația hidraulică este compusă din două părți distincte:

- instalația hidraulică de alimentare și spălare spațiului intratubular (instalația hidraulică propriu-zisă);
- instalația de termostatare a spațiului intratubular (instalația hidraulică auxiliară).

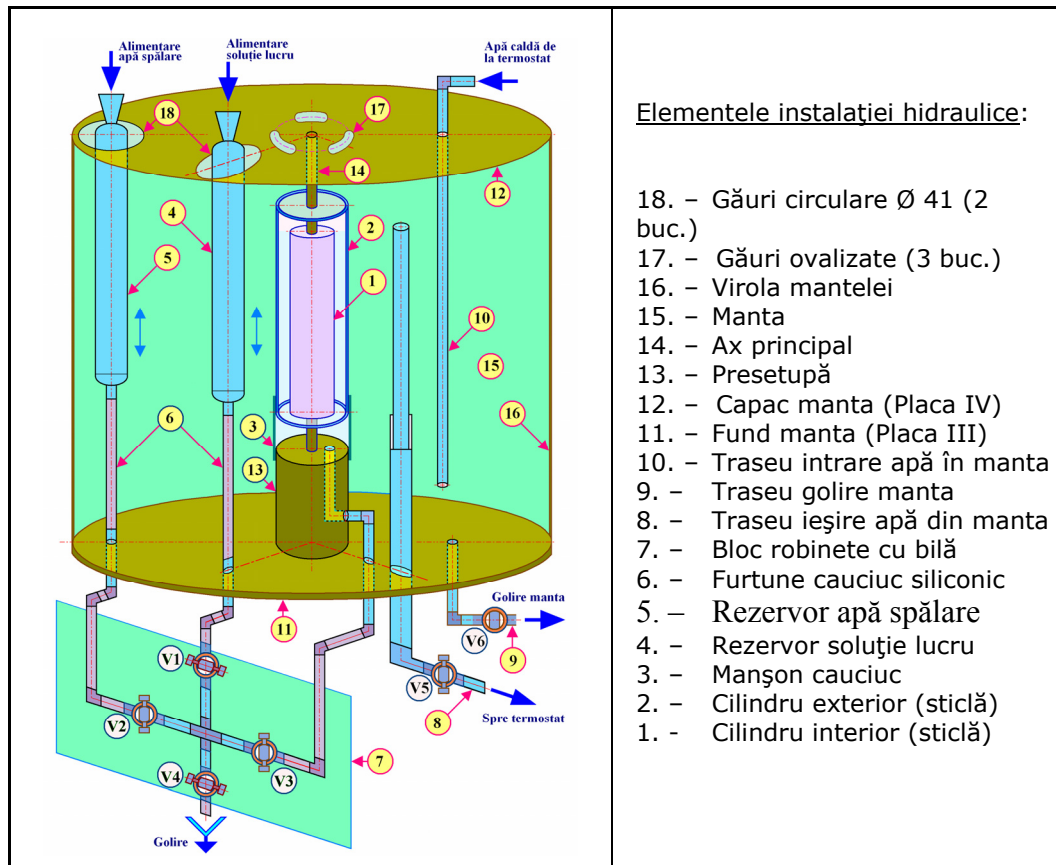


Fig. 7.1. Schema isometrică a instalației hidraulice

7.1.1. Instalația hidraulică propriu-zisă

Instalația hidraulică propriu-zisă este reprezentată de instalația hidraulică de alimentare și spălare spațiului intratubular și este alcătuită din:

- spațiul intratubular;
- două rezervoare gradate de sticlă;
- traseele de conducte;
- blocul de robinete.

Spațiul intratubular este spațiul dintre cilindrul interior de sticlă (poz. 1) și cel exterior (poz. 2).

Rezervoarele gradate de sticlă (unul pentru soluția de lucru și celălalt pentru apa de spălare) au o capacitate de 250 ml fiecare și se află montate în interiorul spațiului termostatat. Rezervoarele de sticlă, fiind legate la instalație prin furtune flexibile, pot fi glisate pe verticală, asigurând astfel umplerea spațiului intratubular cu fluidul de lucru pe principiul vaselor comunicante.

Blocul de robinete (poz. 7) este format din 4 robinete cu bilă (V1÷V4) montate în cruce pe o placă de aluminiu, care este fixată în afara spațiului termostatat.

Alimentarea spațiului intratubular cu soluții de lucru și respectiv apă de spălare, se face printr-un canal executat în peretele prețupei, (poz. 13). Legătura de la acest canal și de la cele două rezervoare, la blocul de robinete se face prin intermediul unor furtune din cauciuc siliconic, cu diametrul nominal $d_n = 6$ mm. Traversarea capacului inferior al spațiului termostatat (placa III) se face prin intermediul unor ștuțuri înfiletate în niște găuri circulare corespunzătoare executate în placa de duraluminu.

7.1.2. Instalația hidraulică auxiliară

Instalația hidraulică auxiliară este reprezentată de instalația de termostatare a spațiului intratubular și este alcătuită din următoarele componente:

- spațiul termostatat;
- termostatul extern;
- traseele de recirculare a apei.

Spațiul termostatat este delimitat de două capace plane din duraluminu, reprezentate de plăcile III și IV ale construcției mecanice și o virolă dintr-un material transparent, polistiren. Dimensiunile spațiului termostatat sunt diametrul nominal $d_n = 250$ mm și înălțimea $h = 440$ mm. În capacul superior al spațiului termostatat este executată o gaură circulară pentru montarea unui termometru de control, trei găuri ovalizate (poz. 17), prin care se face controlul transvazării soluției de lucru din rezervorul poz. 4 în spațiul intratubular, precum și alte două găuri circulare $\varnothing 41$, (poz. 18), prin care rezervoarele (poz. 4 și 5) pot fi glisate pe un ax vertical.

Termostatul extern este de fabricație Thermo-Haake și compus dintr-un rezervor izolat termic, un sistem de încălzire electric, o pompă de recirculare, un termometru cu contact, pentru reglarea temperaturii de lucru, un termometru de control și o serpentină de răcire cu apă de rețea.

Intrarea apei, ce vine de la termostatul extern în spațiul termostatat se face printr-un plonjor, alcătuit dintr-un tub din polipropilenă, fixat într-un ștuț montat în capacul superior spațiului termostatat. Ieșirea apei din spațiul termostatat spre termostatul extern se face printr-un tub telescopic, care este fixat într-un ștuț

montat în capacul inferior al spațiului termostatat. Prin ajustarea înălțimii tubului telescopic se face reglarea nivelului apei din spațiul termostatat. Golirea totală a spațiului termostatat se face printr-un traseu de golire format din ștuț de golire cu canea montat într-o gaură circulară cu filet executată în capacul inferior.

7.2. Echipamentul electric

Echipamentul electric al viscozimetrului este format din motorul electric, converorul de frecvență și aparatul de măsură și reglare.

7.2.1. Motorul electric și convertorul de frecvență

Motorul electric este un motor cu flanșă de prindere și este fixat cu șuruburi inbus pe placa II a aparatului. Pe axul motorului este fixată roata dințată mică a transmisiei mecanice. Convertorul de frecvență servește la comanda și reglarea motorului electric. Caracteristicile și dimensiunile motorului și ale convertorului sunt redată în fig. 7.2 și 7.3.

7.2.1.1. Motorul electric

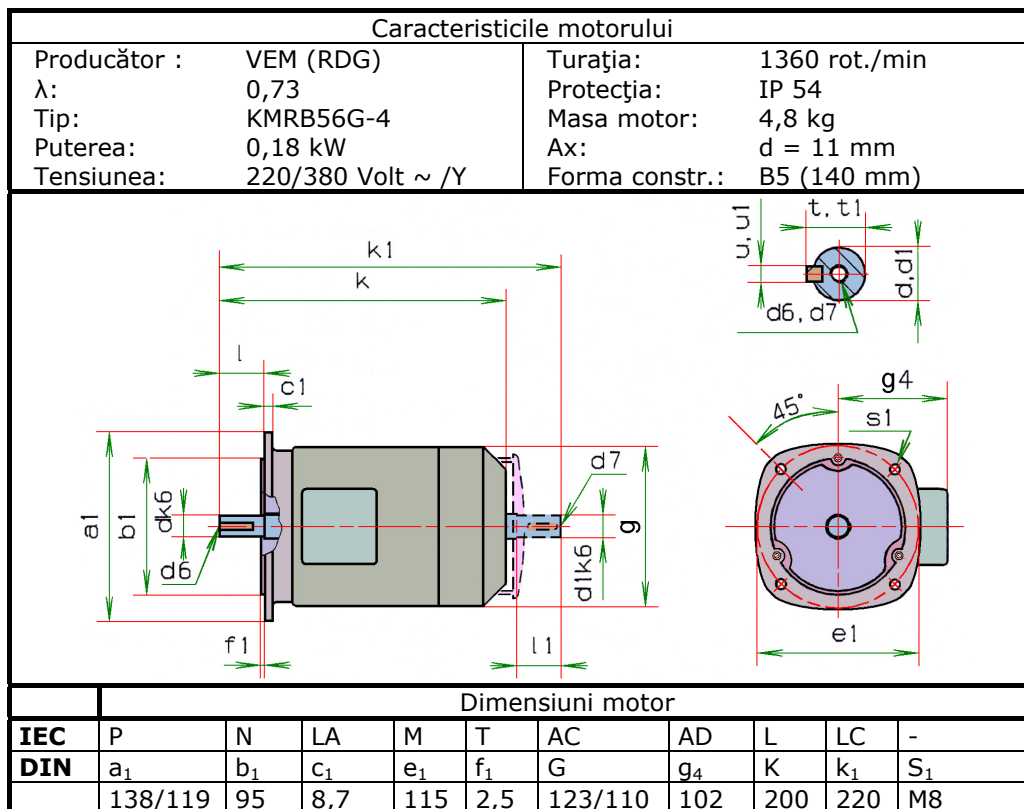


Fig. 7.2. Caracteristicile și dimensiunile motorului

7.2.1.2. Convertorul de frecvență

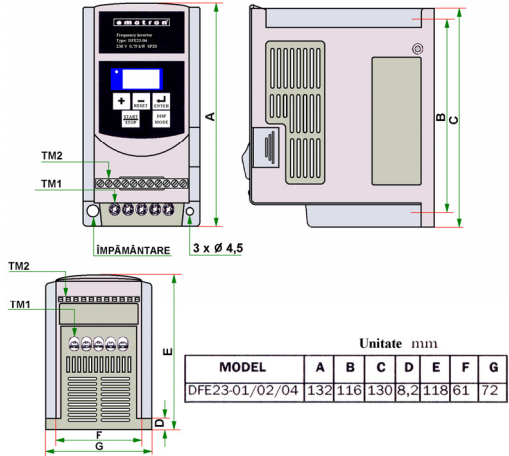
Dimensiuni	Caracteristici convertor de frecvență																								
 <table border="1" data-bbox="467 869 794 929"> <thead> <tr> <th colspan="8">Unitate mm</th> </tr> <tr> <th>MODEL</th> <th>A</th> <th>B</th> <th>C</th> <th>D</th> <th>E</th> <th>F</th> <th>G</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DFE23-01/02/04</td> <td>132</td> <td>116</td> <td>130</td> <td>8,2</td> <td>118</td> <td>61</td> <td>72</td> </tr> </tbody> </table>	Unitate mm								MODEL	A	B	C	D	E	F	G	DFE23-01/02/04	132	116	130	8,2	118	61	72	<p>Tip: DFE23-04 Tensiunea: 1 x 230 VAC Dom. freqv. 0-120 Hz Rezoluția: Digital: 0,1 Hz (0-99,9 Hz); 1Hz (100-120 Hz) Analog: 0,06 Hz / 60 Hz.</p> <p>Reglarea Taste Mod comandă: Selectare cu +/- 0: Tastatură 1. Comandă ext.</p> <p>Curent: 4,2 Amp. Curent max.: 6,3 Amp. Tens. intr. max.: Monofaz. 200-240 V, Tens. ies. max.: Trifazat, 200-240 V, Puterea ieșire: 1,6 kVA Protecția: IP 20 Putere Motor: 0,8 kW Masa: 0,8 Kg</p>
Unitate mm																									
MODEL	A	B	C	D	E	F	G																		
DFE23-01/02/04	132	116	130	8,2	118	61	72																		
Dimensiuni: 72 mm x 132 mm x 118 mm																									

Fig. 7.3. Caracteristicile și dimensiunile convertorului de frecvență, DFE23-04

7.2.2. Aparatura de măsură și reglare

Înzestrarea viscozimetruului cu aparatura de măsură trebuie să asigure atât măsurarea mărimilor de intrare și ieșire, precum și măsurarea și reglarea forței de întindere a firului de torsiune. Această dotare cuprinde aparatura pentru:

- măsurarea turației, n , cilindrului interior (mărimea de intrare);
- măsurarea unghiului $\Delta\theta$, cu care se rotește cilindrul exterior (mărimea de ieșire);
- măsurarea forței de întindere F , a firului de torsiune;
- întinderea și reglarea forței de întindere, F , a firului de torsiune:

7.2.2.1. Aparatura de măsură a turației cilindrului interior

Bucula de măsurare a turației este formată dintr-un element sensibil (detector de proximitate), o roata cu came și un contor de impulsuri.

7.2.2.1.1. Detector de proximitate

Elementul sensibil este un detector de proximitate tip IE5260. Dimensiunile și caracteristicile sunt prezentate în fig. 7.4 a și b și în tab. 7.1. Detectorul de proximitate este fixat pe placa I a viscozimetruului (fig. 7.7).

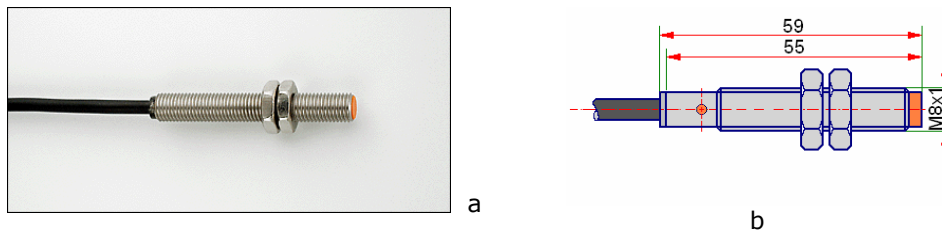


Fig. 7.4 a și b Detector de proximitate inductiv IE5260. Dimensiuni

Tab. 7.1. Detector de proximitate inductiv IE5260. Caracteristici și schema bransării

Tehnologie	DC PNP/NPN
Ieșire	normal deschis
Tensiunea de alimentare [V]	10...30 DC
Curent de ieșire [mA]	150
Căderea de tensiune [V]	< 1,8
Consum [mA]	< 9,5
Distanța reală [mm]	2 ± 10%
Distanța de lucru [mm]	0...1,6
Deplasarea punct comutație [% / Sr]	-10...+10
Histerezis [% / Sr]	3...15
Frecvența comutației [Hz]	2000
Indicarea comutării LED	galben
Racordarea	cablu PVC / 2m; 3 x 0,25 mm ²
Schema de bransare și culoarea firelor conductorului:	
<ul style="list-style-type: none"> • BK negru • BN brun • BU albastru 	
Producator:	ifm electronic gmbh, 82178 Puchheim, Germania

7.2.2.1.2. Roata cu came

Roata cu came are rolul de multiplicarea a numărului de impulsuri pe minut, pentru detectarea mișcărilor de rotație lente. Roata cu came este un disc de plastic (derlin) cu 8 șuruburi (came) și gaură de fixare la centru. Demontând o parte din șuruburi numărul camelor poate fi redus. Roata se montează la capătul inferior al axului principal (fig. 7.7). Dimensiunile roții sunt prezentate în fig. 7.5.

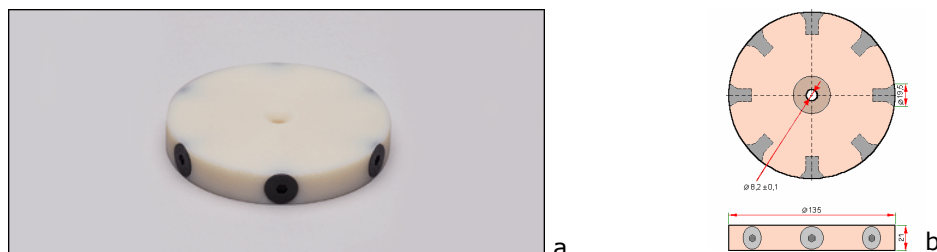


Fig. 7.5. a. și b. Roata cu came, E89010

7.2.2.1.3. Contorul de impulsuri, DX348

Contorul de impulsuri este un contor multi-funcțional cu semnal de ieșire digitală și interfețe, tip DX348, și are următoarele caracteristici:

- contor multifuncțional cu multiple moduri de operare;
- afișare și interfață RS232 / RS485, care permite conectarea la un computer;
- dimensiuni 96 x 48 mm și 6 decade, display LED de 15 mm înălțime;
- intrări universale pentru senzori cu PNP/NPN sau caracteristici Namur;
- frecvența contorizării 100 kHz (A / B);
- alimentare 115/230 VAC sau 18 – 30 VDC;
- ieșire auxiliară 24 mA VDC/150 pentru alimentarea transmitorului;
- ușor de programat prin intermediul butoanelor din fata cu meniu de navigare;
- fabricație: Motrona (MKS) GmbH, 78239 Rielasingen, Germania.

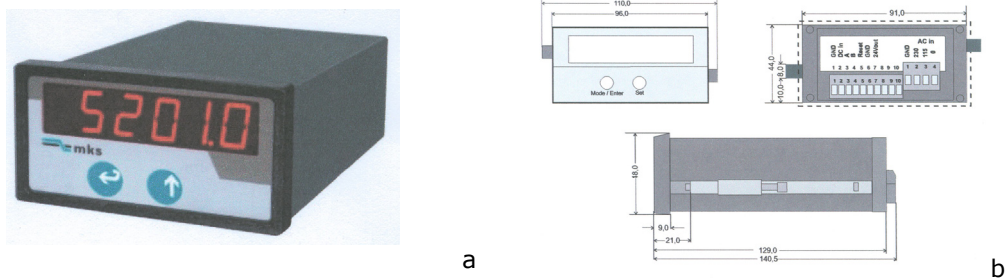


Fig. 7.6. Contorul multi-funcțional DX348. Dimensiuni și placa de borne

Turația este afișată pe display-ul contorului sub formă numerică în rotații pe minut, rot/min. Prin intermediul interfeței RS232/RS485 semnalul digital poate fi preluat și afișat pe display-ul unui computer. Contorul de impulsuri, DX348 este montat într-un tablou de comandă.

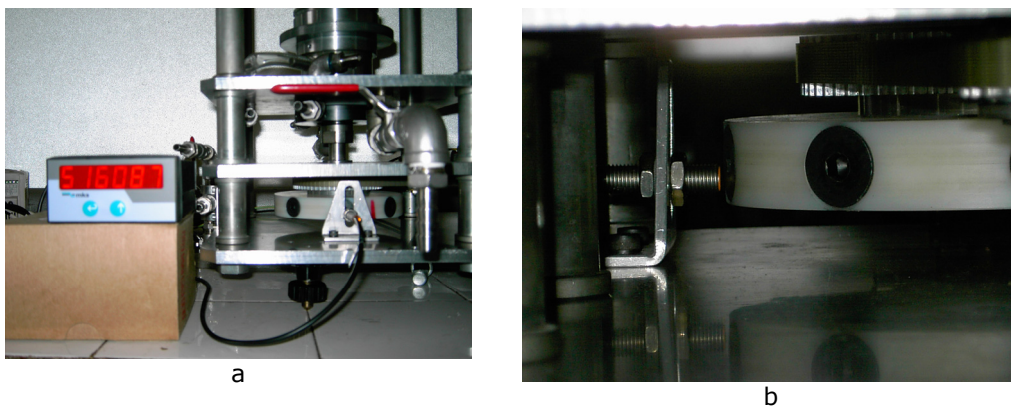


Fig. 7.7. a. și b. Montarea detectorului de proximitate și a roții cu came

7.2.2.2. Aparatura de măsură a torsionării cilindrului exterior

Măsurarea unghiului la centru, $\Delta\theta$, cu care se rotește cilindrul exterior se face indirect prin măsurarea arcului de cerc corespunzător cu care se rotește acesta; deci practic de măsoară o deplasare. Bucla de măsurare a turației este formată dintr-un element sensibil (lector), o bandă magnetică (fixată pe discul de măsură a torsiunii) și un contor de impulsuri. Senzorul se deplasează relativ față de banda magnetică; acesta scanează informațiile de pe bandă și astfel se pot determina poziția (distanța parcursă) precum și direcția de deplasare.

7.2.2.2.1. Elementul sensibil. Senzorul magnetic liniar Limens, L2

Elementul sensibil este un sistem magnetic de măsură liniar fără contact LIMES L2. Dimensiunile și caracteristicile sunt prezentate în fig. 7.8.a. și b. și în tab. 7.2. Senzorul de poziție este fixat pe placa IV a viscozimetruului fig. 7.11).

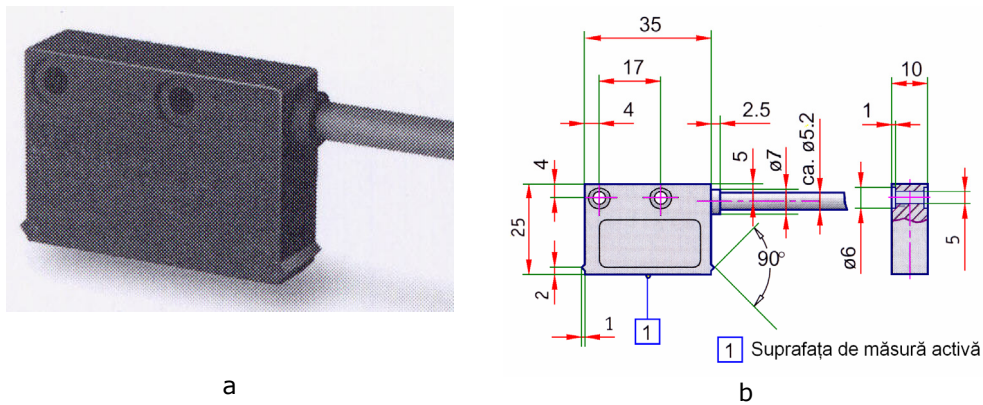


Fig. 7.8.a. și b. Senzorul magnetic Limens L2. Dimensiuni

Tab . 7.2. Caracteristicile senzorului magnetic

Tensiunea de regim:	24 V DC : $\pm 20\%$ *
Circuitul de iesire:	push-pull (în contratimp, simetric) sau Line-Driver (RS 422)
Intervalul impulsurilor ** (Tab. 7.3 și Fig. 7.9. a și b)	1 μ s (distanța între flancuri) corespunde la 4 μ s/periodă, (optional 8 μ s sau 32 μ s),
Rezoluția sistemului:	0,005 mm (0,01 mm; 0,02 mm)
Consumul de curent:	max. 70 mA
Semnale de iesire:	A, \bar{A} , B, \bar{B} , I, \bar{I}
Distanța sensor - banda magnetică:	0,1 ... 2,0 mm, Semnal de referință
Precizia sistemului:	$\pm (0,05 + 0,03 \times L)$ mm, L în m
Precizia repetabilităților:	± 1 increment
Producător	Friz Kübler GmbH, 78054 Villingen-Schwenningen, Germania

Tab. 7.3 Intervalul impulsurilor

Rezoluția [mm]	Viteza de deplasare [m/s]		
0,005	0,1	0,4	3,4
0,01	0,2	0,8	6,9
0,02	0,4	1,7	14,5
Intervalul impulsurilor [1μs]	32	8	1
Frecvența necesară a componentelor electronice succesoare din bucla de măsură [kHz]	8,0	32,0	250

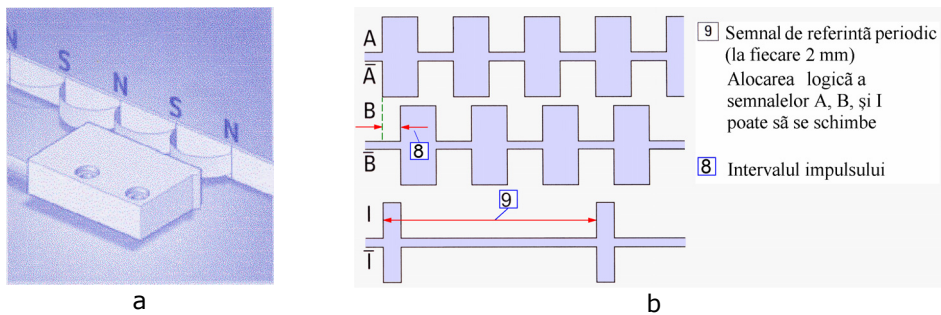


Fig. 7.9. a și b Diagrama impulsurilor

7.2.2.2.2. Banda magnetică B2

Suportul magnetizat este un corp de referință, sub forma unei benzi de oțel cu un strat magnetic, care este magnetizat în perioade egale de pol nord și sud (fig. 7.9 a). Acest nou corp de referință este executat, la acuratețea necesară, din materiale magnetice special elaborate. Banda este formată dintr-o bandă magnetică propriu-zisă, o bandă de acoperire și o bandă purtătoare (fig. 7.10). Caracteristicile benzii sunt prezentate în tab. 7.4.



1 Bandă de acoperire 2 Bandă magnetică 3 Bandă purtătoare

Fig. 7.10. Structura benzii magnetice

Tab. 7.4. Caracteristicile benzii magnetice, B2

Clasa de precizie	0,1 mm
Distanța dintre poli	5 mm de la pol la pol
Lățimea	10 mm
Grosimea	1,7 mm, inclusiv banda de protecție
Modul de montaj	Prin lipire
Alegerii a lungimii	0,1 m; banda magnetică > cu 0,1 m decât lungim. măsurată
Producător	Friz Kübler GmbH, 78054 Villingen-Schwenningen, Germania

7.2.2.2.3. Contorul de impulsuri, DX348

Contorul de impulsuri utilizat la măsurarea deplasării discului este un contor DX348, deci identic cu cel descris în § 6.2.2.1.2.

Deplasarea este afișată pe display-ul contorului sub formă numerică în impulsuri. Prin intermediul interfeței RS232/RS485 semnalul digital poate fi preluat și afișat pe display-ul unui computer. Contorul de impulsuri DX348 este montat într-un tablou de comandă.

În fig. 7.11. este prezentată montarea benzii magnetice pe discul de măsură și a senzorului de poziție pe placa IV. Suportul pe care este fixată senzorul magnetic permite ajustarea poziției acestuia față de bandă, atât pe verticală cât și pe orizontală.

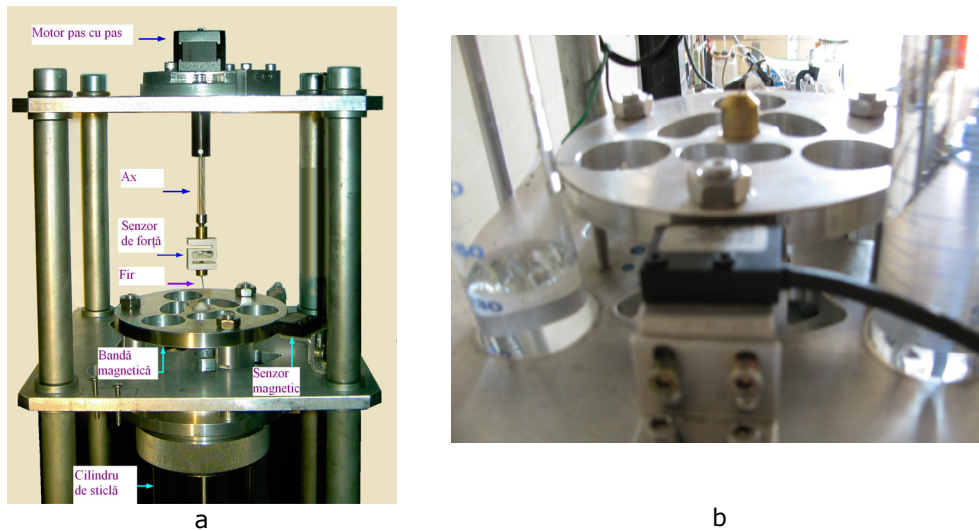


Fig. 7.11.a și b. Montarea senzorului magnetic și a benzii magnetice

7.2.2.3. Aparatura de măsură a forței de întindere a firului de torsiune

Bucula de măsură a forței de întindere a firului de torsiune este formată dintr-un senzor de forță și dintr-un amplificator de semnal.

7.2.2.3.1. Senzorul de forță

Senzorul de forță KD 24S este un senzor de forță în formă de "S". Acest senzor de forță poate fi folosit cu ușurință ca senzor la întindere sau la compresie. Este dezvoltat ca senzor de forță tip bară dublă de îndoire. Înserarea excentrică a forței și a punctului de sprijin au o influență mare asupra preciziei de măsurare. Față de alte tipuri de senzori, senzorul de forță KD 24S are o precizie deosebită de măsurare.

Caracteristicile și dimensiunile senzorului de forță sunt prezentate în tab. 7.5, respectiv în fig. 7.12.

Tab. 7.5. Caracteristicile senzorului de forță

Senzorul de forță	întindere / compresie
Tipul constructiv	bară dublă de îndoire
Material	aluminium
Clasa de precizie	0.1
Forța nominală, F_N	50 N
Domeniu de măsură	- 50 N + 50 N
Deformarea nominală	0,06 mm
Forța de operare	100 N
Semnal nominal de ieșire (S_N)	0,5 ± 0,1% mV / V
Toleranță pentru semnal de nul	± 10% F_N
Tensiunea max. de alimentare 1	0 V
Rezistența de intrare	415 ± 10 Ohm
Rezistența de ieșire	350 ± 1.5 Ohm
Eroare de liniaritate	≤ 0,1% S_N
Eroare de inversare	≤ 0,1% S_N
Eroare întoarcere punctul nul (30 min)	≤ 0,1% S_N
Eroarea de fluaj (30 min)	≤ 0,1% S_N
Producător	ME-meßsysteme, Hennigsdorf, Berlin

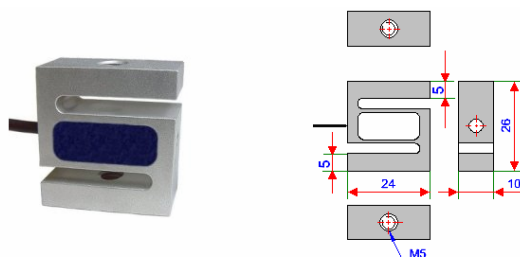


Fig. 7.12. Senzor de forță în formă de « S » cu filet interior pentru transmiterea forței

7.2.2.3.2. Amplificatorul de semnal

Amplificatorul de semnal GSV-2FSD este un amplificator de măsurare cu carcasă tip panou frontal cu display, cu interfețe RS232/RS485, semnal analog de ieșire de ± 5V, și optional 4 - 20mA, care are următoarele funcții standard: funcția de setare automată zero, valoarea indicatorului de prag, valoarea de vârf de memorie, declanșator. Echipamentul amplificatorului constă în: display, tastatura, filtru standard (250Hz, configurabil de la 2Hz la 2kHz) și software.

Caracteristicile și dimensiunile amplificatorului de semnal al senzorului de forță sunt prezentate în tab. 7.6, respectiv în fig. 7.13:

Tab. 7.6. Amplificatorul GSV2FDS. Date tehnice

Input (canal 0)	Senzori DMS, 85 ohmi - 5000 ohmi (până la patru celule de sarcină 350 ohmi în paralel); 6 - Director - Tehnică cablu cu 6 conductori.
Input (canal 1)	Intrare analogă 0...10V.
Output, interfață:	RS232 sau RS422 ; Serii continue de date de la 0.5 / s la 2000 / s programabile; Cerința de valoare unică de software sau de intrare programabile digitale ("Logger - modul") ; Modul valorii maxime programabil ; Funcția de setare a valorii de nul programabilă și declanșarea acesteia via intrarea digitală; Reglare automată a filtrelor analogice și digitale în funcție de rata de date.
Date de protocol:	Binar sau ASCII, Comutare per Software;
Ieșire analogă:	$\pm 5V$; Trei filtre analoge (3,5 Hz; 260Hz, 1700Hz), programabile via software; Declanșarea funcției de setare nul și a caracteristicii de intrare programabile digital.
Rezoluția digitală:	24 bit; Clasă de precizie 0,05% ; Raportul semnal / zgomot: dependent de rata de date corectate ; Indicare digitală stabilă până la $\pm 200\ 000$ părți ± 1 din domeniu de măsură $\pm 2\ mV / V$, într-o configurație specială.
Rezoluția analogă	Ieșire directă a semnalului amplificat și filtrat, raportul semnal / zgomot: $> 10\ 000$ cu un filtru analog de 3,5 Hz, clasa de precizie 0,1%.
Semnal de ieșire de comutare:	Două ieșiri de comutare (open collector), programabile ca transmițerul valorii de prag cu histerezis sau ca un interval de detectare cu prag superior și inferior.
Producător	ME-meßsysteme, 16761 Hennigsdorf / Berlin

Forța de întindere este afișată pe display-ul amplificatorului GSV-2FDS sub formă numerică în newtoni, N. Prin intermediul interfeței RS232/RS485 semnalul digital poate fi preluat și afișat pe display-ul unui computer. Amplificatorul GSV-2FDS este montat într-un tablou de comandă

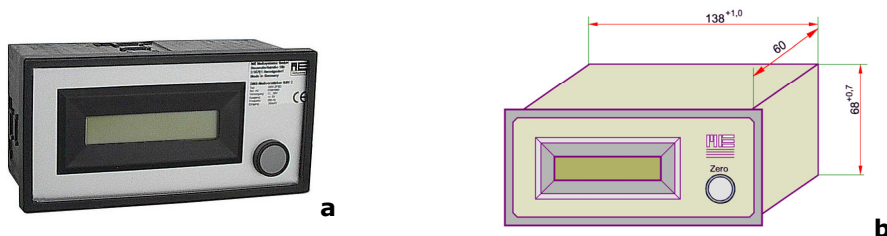


Fig. 7.13.a. și b. Amplificatorul GSV-2FDS. Dimensiuni

Semnal de ieșire de comutare (ca un interval de detectare cu prag superior și inferior) poate comanda deplasarea dispozitivului de întindere al firului de torsiune (motorul pas cu pas)

7.2.2.4. Dispozitivul electric de reglare a forței de întindere a firului de torsiune

Întindere firului de torsiune asigură un control asupra tensionării reproductibile a legăturii elastice (mașonul de cauciuc) de la baza cilindrului exterior de sticlă și posibilitatea centrării celor doi cilindri. Tragerea în sus a cilindrului exterior se face, așa cum s-a specificat și în paragraful 6.3.2.1 fie cu un dispozitiv mecanic - șurub cu filet fin, (fig. 6.1, poz. 40), fie cu un dispozitiv electric - motor pas cu pas (fig. 7.11 a).

7.2.2.4.1. Dispozitivul electric de întindere firului de torsiune

Dispozitivul electric de întindere a firului de torsiune se compune dintr-un motor pas cu pas și un modul electronic de comandă și control al mișcării.

7.2.2.4.1.1. Motorul pas cu pas

Motorul pas cu pas este un actuator liniar care transformă mișcarea de rotație a rotorului unui motor în mișcare liniară.

	Tip	43H4U-12 V
	Tensiune de operare	12 VDC
	Curent / fază	290 mA
	Rezistența / fază	41,5 Ω
	Inductanță/ fază	54 mH
	Consumul de putere	7 W
	Inerția rotorului	37 g cm ²
	Creștere temperatură	75°C
	Rezistența izolației	20 M Ω
	Cursa maximă	63,5mm
	Pas șurub axial	0,001254 mm/pas compl.
	Pasul unghiular	1,8 °
	Arbore	Captiv

Fig. 7.14. Secțiune printr-un actuator. Caracteristicile actuatorului hibrid liniar

Actuator liniar are un rotor format din magneți permanenți și un stator bobinat. La apariția unui semnal de comandă pe unul din polii statorici rotorul se va deplasa până când polii săi se vor alinia în dreptul polilor opuși statorici. Rotirea acestui tip de rotor se va face practic din pol în pol, de unde și denumirea sa de motor pas cu pas. La actuatorul liniar conversia mișcării de rotație în mișcare liniară se realizează în interiorul motorului (fig. 7.14). În centrul rotorului actuatorului liniar este amplasată o piulita care angrenează cu partea de șurub a unui ansamblu șurub-ax canelat. Acest ansamblu șurub-ax canelat este constrâns să nu se rotească

împreună cu piulița prin intermediul unei bucle captive, în care glisează partea canelată a ansamblului șurub-ax canelat.

Pentru scopurile noastre a fost ales un actuator hibrid liniar Nema 17, mărimea 43000, ale cărui caracteristici și dimensiuni sunt date în tabelul din fig. 7.14 și în fig. 7.15 a și b.

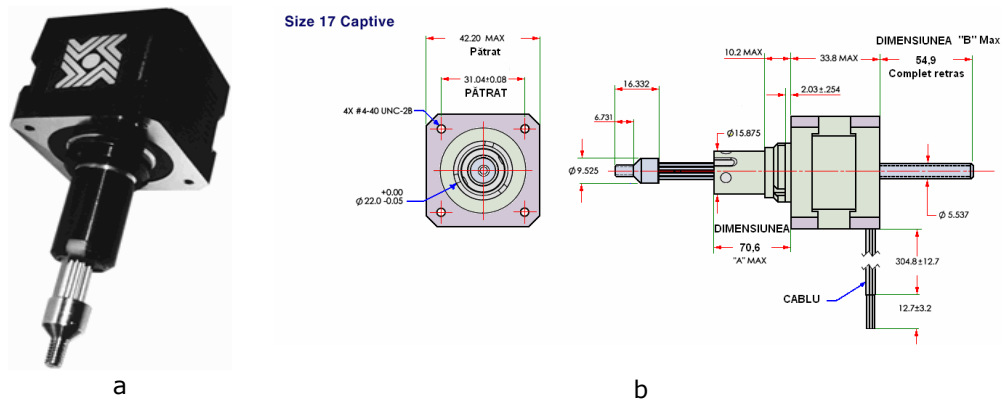


Fig. 7.15. a. și b. Actuator hibrid liniar Nema. Dimensiuni

7.2.2.4.1.2. Modul de control al mișcării, Trinamic, TCM-303/SG

Comanda motorului pas cu pas se face electronic și se pot obține deplasări ale motorului bine cunoscute în funcție de programul de comandă. Modul de control al mișcării, Trinamic, TCM-303/SG are în componență un cip de control al pașilor motorului TMC428 (Stepper Motor Control Chip TMC428) și o unitate de control TCM 246 cu Stall Guard (Micro Stepping Driver TCM 246 with Stall Guard, pentru detectarea blocării motorului).

Modul de control al mișcării Trinamic, TCM-303/SG, este prezentat în fig. 7.16. a și b. iar caracteristici și date tehnice ale acestuia pot fi urmărite în tab. 7.8.

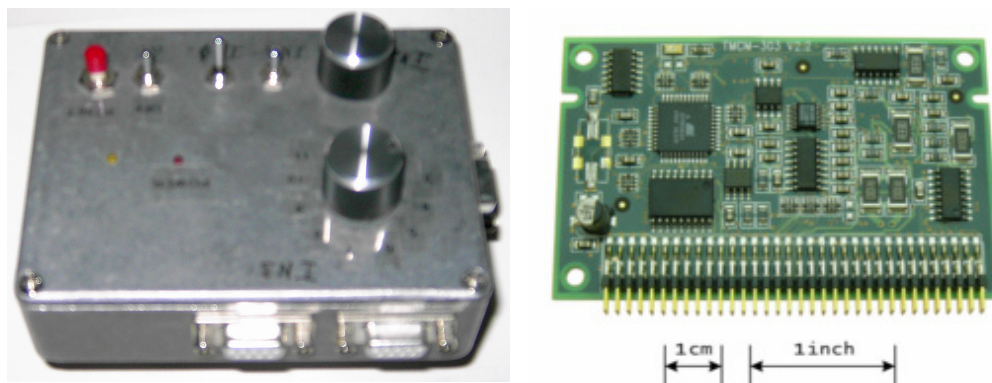
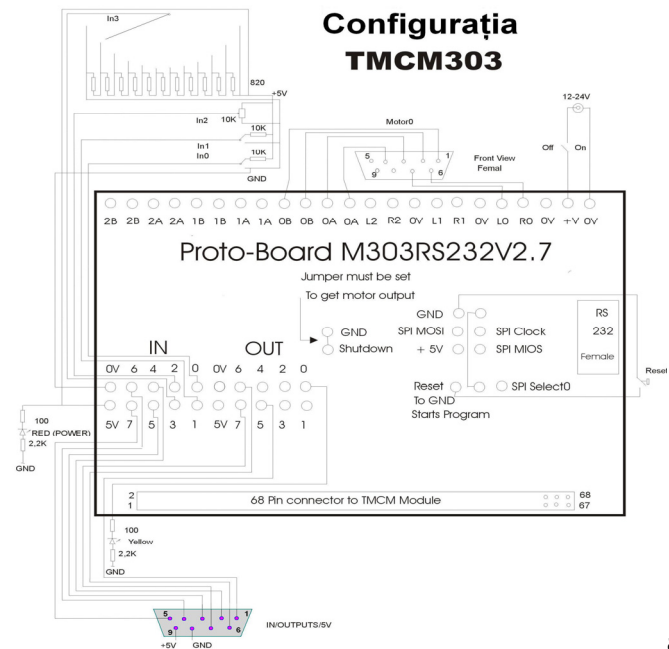


Fig. 7.16. Modul de control al mișcării, Trinamic, TCM-303/SG

Tab. 7.8. Modul de control al mișcării, Trinamic, TMCM303/SG. Date tehnice

Date electrice:	<ul style="list-style-type: none"> Curentul luat de bobina RSM: până la 1,1 A; Valoarea de vârf a curentului bobinei RMS: 1,5 A; Tensiunea de alimentare a motorului: de la 7 V la 34 V.
Tip de motor conectat:	<ul style="list-style-type: none"> Motoare bipolare cu doua faze cu un curent prin bobină între 0,3 A la 1,1 A.
Interfețe:	<ul style="list-style-type: none"> UART (RS232, RS485); 2 intrări pentru comutatoarele de referință și de oprire pe axă; 8 intrări analoge sau digitale de uz general; 8 ieșiri digitale de uz general.
Caracteristici:	<ul style="list-style-type: none"> Până la 16 micropași; Memorie pentru 2048 comenzi TMCL; Generarea automată a unei oscilații triunghiulare în hardware; Modificarea din mers a parametrilor mișcării (poz., vit., acc.); StallGuard™ pentru detectare blocării motorului; Pas complet de frecvență până la 20kHz; Tehnologie de comandă TRINAMIC, care nu necesită radiator.
Software:	<ul style="list-style-type: none"> Limbaj de operare: TMCL™ - Trinamic Motion Control Language
Opțiuni de comandă	<ul style="list-style-type: none"> H (conector pe orizontală - standard), V (conector pe verticală).
Altele	<ul style="list-style-type: none"> 68 puncte de conectare (pin), pentru toate semnalele; Dimensiune: 80x50 mm.

7.2.2.4.2 Bucla de reglare a întinderii firului de torsiune



a

Fig. 7.17. Schema de conexiuni a buclei de reglare a forței de întindere
(a.) Schema de conexiuni a modulului Trinamic, TMCM-303/SG

Așa cum s-a mai arătat, în vederea centrării celor doi cilindri ai viscozimetrului, precum și pentru asigurarea unor măsurători reproductibile cu acest aparat, legătura elastică de la baza subansamblului format din cilindrul exterior de sticlă și discul suspendat de măsură – un manșon de cauciuc (fig. 6.1, poz. 26) – se tensionează prin întindere cu o forță a cărei valoare optimă se determină experimental (§ 8.3.2.4). Forța de întindere a manșonului de cauciuc scade în timp (tab. 8.2 și fig. 8.3) și din această cauză pentru a menține, pe timpul măsurătorilor viscozității, forța de întindere într-un anumit interval, a fost concepută o buclă de reglare a întinderii manșonului de cauciuc. Schema de conexiuni a buclei de reglare a întinderii este prezentat în fig. 7.17 c. În fig. 7.17 a. este prezentată schema de conexiuni a modului de control al mișcării Trinamic TCM-303/SG, iar în fig. 7.17 b. schema de conexiuni a Amplificatorului GSV-2FDS.

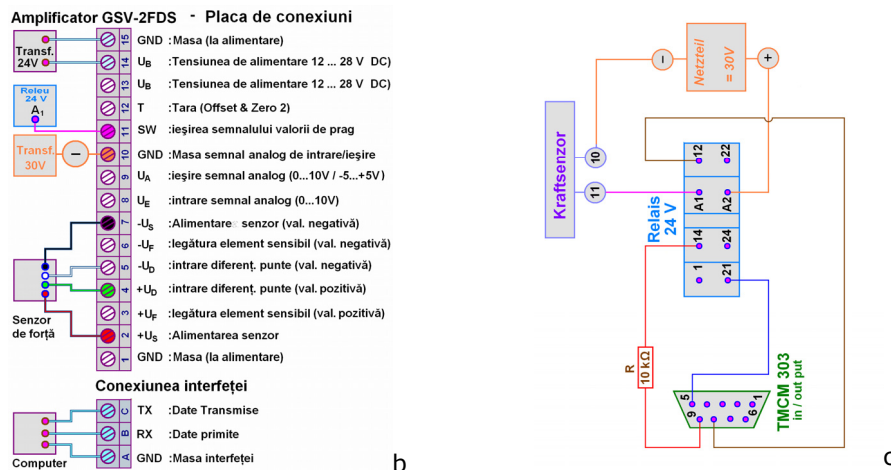


Fig. 7.17. b., c. Schema de conexiuni a buclei de reglare a forței de întindere (b.) Schema de conexiuni a amplificatorului GSV-2FDS. (c.) Conectare amplif. GSV-2FDS și a modul. Trinamic prin intermediul releu 24 V

Bucula de reglare a întinderii manșonului de cauciuc este formată din :

- a) dispozitivul electric de întindere:
 - i. actuator hibrid liniar Nema 17, mărimea 43000;
 - ii. modul de control al mișcării, Trinamic, TCM-303/SG.
- b) dispozitivul de măsură a forței de întindere:
 - i. senzorul de forță KD 24S;
 - ii. amplificatorul GSV-2FDS.
- c) releu 24 V;
- d) transformator 30V curent continuu;
- e) rezistență 10 kΩ.

Valorile de prag ale forței de întindere sunt programate și ajung la amplificatorul GSV-2FDS, via interfața RS232. La pornirea aparatului are loc setarea valorii de prag superior. Odată cu scăderea forței de întindere se atinge valoarea inferioară de prag și este emis un semnal (= 30V) de către amplificatorul GSV-2FDS. Releul de 24V transmite mai departe un semnal (= 5V) la modulul de control al mișcării TCM-303/SG. Acest modul de control trimite o comandă la actuatorul hibrid liniar Nema care revine la pragul superior. Axul actuatorului se deplasează pe o axă verticală în direcția sus până se atinge valoarea de prag superior, când este emis din nou un semnal și actuatorul se oprește. Ciclul se repetă.

8. CALIBRAREA ȘI TESTAREA VISCOZIMETRULUI DE ROTAȚIE

Reometrul realizat, a cărui imagine și schemă sunt prezentate în fig. 8.1 a. și b, este de o construcție specială, având cilindrul exterior montat elastic printr-un manșon din cauciuc, la partea inferioară și un fir de torsiune, ce poate fi tensionat prin întindere, la partea superioară.

Înainte de a proceda la măsurarea viscozității, sunt necesare punerea la punct a două aspecte. Primul aspect comportă stabilirea unui optim pentru grosimea manșonului și a mărimii forței cu care este întins firul de torsiune, iar al doilea aspect este stabilirea unei strategii de măsurare a mărimilor de intrare și de ieșire, precum și de găsire a unei relații de legătură dintre aceste două mărimi.

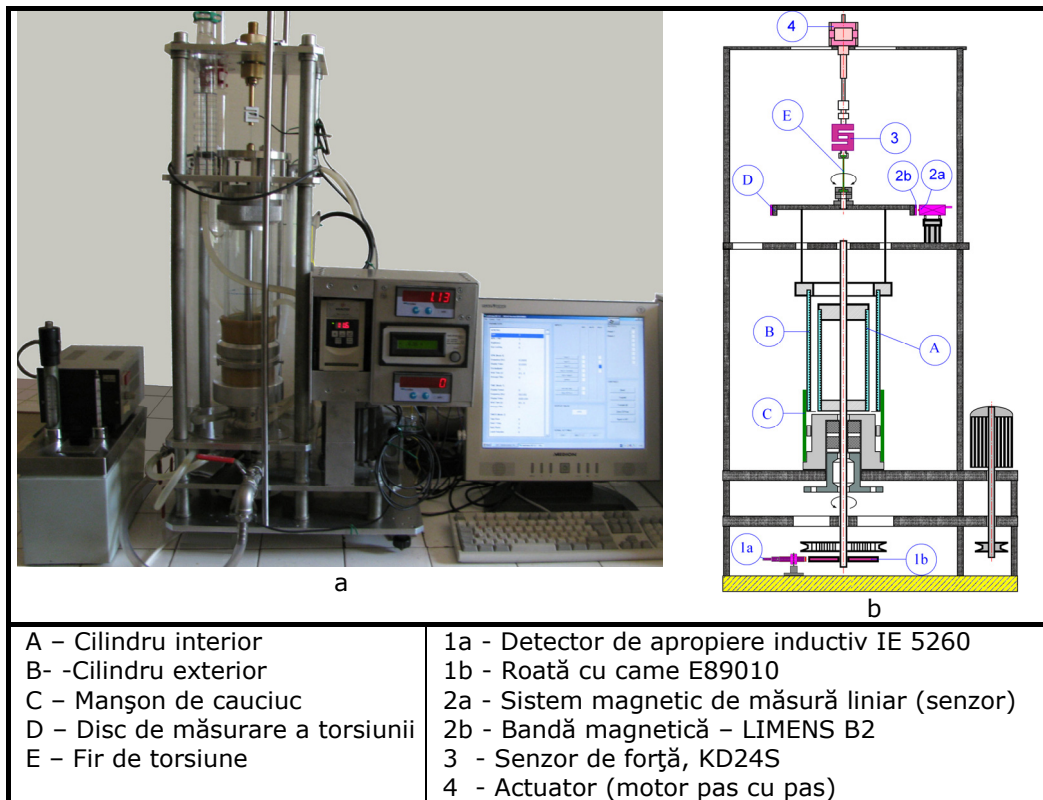


Fig. 8.1. a. Aparatul experimental în funcțiune și schița aparatului

Funcționarea aparatului urmează următoarea ordine (fig. 8.1 b):

- cilindrul interior se rotește cu viteza unghiulară Ω ;
- cilindrul exterior, montat elastic se rotește cu un unghi la centru $\Delta\theta$;

- legătura dintre efortul de torsiune τ și momentul de torsiune M se face prin diagrama de corelare, $\Delta\theta = f(M)$;
- mărimea prescrisă (de intrare) este viteza unghiulară Ω sau turația n ;
- mărimea măsurată (de ieșire) este unghiul la centru $\Delta\theta$, proporțional cu efortul de forfecare τ .

În calcule în locul vitezei unghiulare, Ω , se utilizează turația n , iar în locul unghiului la centru $\Delta\theta$, se măsoară arcul de cerc corespunzător.

8.1. Măsurarea rotației cilindrului interior

Măsurarea turației cilindrului interior se face prin intermediul unui detector apropiere inductiv IE5260/E89010, prezentat în § 7.2.2.1. Datele măsurate pot fi indicate local (mărime digitală), fie transmise prin intermediul unei interfețe la un computer [80]:

Acționarea se face cu un motor asincron (§ 7.2.1.1) cu următoarele caracteristici:

- Putere: $P = 180 \text{ W}$
- Turația (în sarcină) la 50 Hz: $n_{ms} = 1350 \text{ rot/min.}$

Varierea turației motorului se face prin intermediul unui convertor de frecvență (§ 7.2.1.2), care are următoarele caracteristici:

- Intervalul de frecvență: $v = 1 \div 120 \text{ Hz}$
- Pasul de variație al frecvenței: $\Delta v = 0,1 \text{ Hz}$
- Raportul de transmisie al reducăției: $R_t = 1/3$

Turația rotorului se calculează în funcție *alunecarea* acestuia față de turația de sincronism, care este cunoscută, fiind determinată de sistemul trifazat de curenți:

$$s = \frac{n_s - n_r}{n_r}, \quad (8.1)$$

$$n_s = 60 \cdot \frac{v}{p}, \quad (8.2)$$

$$n_r = n_s \cdot (1 - s), \quad (8.3)$$

unde:

- s = alunecarea rotorului față de turația de sincronism;
- n_s = turația de sincronism (turația câmpului magnetic învârtitor);
- n_r = turația rotorului;
- v = frecvența tensiunii de alimentare;
- p = numărul de perechi de poli ai înfășurării statorice.

În cazul nostru ținând cont de raportul de transmisie, $R_t = 1/3$, am definit, n_{Ax-S} = turația axului aparatului la sincronism, dată de relația:

$$n_{Ax-S} = n_s \cdot R_t = 60 \cdot \frac{v}{p} \cdot R_t = 60 \cdot \frac{v}{2} \cdot \frac{1}{3} = 10 \cdot v, \quad (8.4)$$

și n_{Ax} = turația axului aparatului:

$$n_{Ax} = (1 - s) \cdot n_{Ax-S} = 10 \cdot (1 - s) \cdot v, \quad (8.5)$$

Factorul f este o mărime adimensională, cu valori cuprinse între 0 și 1 și reprezintă raportul dintre turația axului aparatului n_{Ax} și turația axului aparatului la sincronism n_{Ax-S} :

$$f = \frac{n_{Ax}}{n_{Ax-S}} = \frac{(1 - s) \cdot n_{Ax-S}}{n_{Ax-S}} = (1 - s), \quad (8.6)$$

- *Setul de măsurători I.* (la mers în sarcină) s-a făcut în condițiile în care există frecare în sistemul de etanșare (inelul de carbon, rotitor, freacă pe inelul ceramic staționar, fără peliculă de lichid, care să asigure alunecarea).
- *Setul de măsurători II.* (la mers în gol), s-a făcut în condițiile în care nu există frecare în sistemul de etanșare.

În tab. 8.1 sunt prezentate două serii de date, corespunzătoare celor două seturi de măsurători – în sarcină și la mers în gol – fiecare serie cuprinzând valorile măsurate ale turației n_{Ax} , valorile calculate ale turației n_{Ax-S} și raportul f al acestor două turații, funcție de frecvență.

Tab. 8. 1 Datele măsurate și calculate ale turației

N. C.	Frecv. ν [Hz]	Setul de măsurători I			Setul de măsurători II		
		n_{Ax} [rot/min.]	n_{Ax-S} [rot/min.]	$f = \frac{n_{Ax}}{n_{Ax-S}}$	n_{Ax} [rot/min.]	n_{Ax-S} [rot/min.]	$f = \frac{n_{Ax}}{n_{Ax-S}}$
1	0				0,0	0	0,000
2	1				6,0	10	0,600
3	1,5				11,0	15	0,733
4	2				16,0	20	0,800
5	2,5	0,0	25	0,00	21,4	25	0,856
6	2,6	6,0	26	0,23	22,4	26	0,860
7	3,2	13,0	32	0,40	28,0	32	0,873
8	4,0	22,4	40	0,56	36,0	40	0,900
9	5,0	32,0	50	0,64	46,0	50	0,920
10	7,5	58,0	75	0,77	71,0	75	0,946
11	8,9	72,0	89	0,81	84,9	89	0,954
12	10,0	82,0	100	0,82	96,0	100	0,960
13	12,5	105,0	125	0,84	120,5	125	0,964
14	15,0	130,0	150	0,86	145,0	150	0,967
15	17,5	152,0	175	0,87	169,5	175	0,968

Datele din tab. 8.1 sunt reprezentate în diagrama din fig. 8.2 :

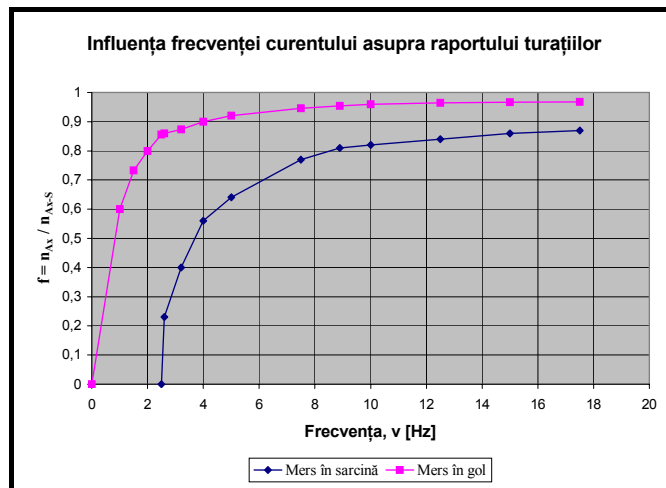


Fig. 8.2 Frecvența funcție de raportul turațiilor

Concluzii:

Din diagrama din fig. 8. 2. se observă că, în cazul *setului de măsurători I*, raportul subunitar f al celor două turații ale axului aparatului (cea de sincronism și respectiv cea reală) tinde asimptotic către $f = 0,9$ iar în cazul *setului de măsurători II* către $f = 1$, ceea ce corespunde unei alunecări $s = 0,1$ și respectiv $s = 0$. Această tendință este mai pregnantă la valori ale frecvenței, $\nu > 30\text{Hz}$.

Turațiile curente la care se lucrează, cuprinse în domeniul $5 \div 60$ rot/min., pot fi atinse dacă se lucrează cu frecvențe cuprinse între aproximativ 2,5 și 7,5 Hz, ceea ce corespunde unor valori ale lui $f = 0,2 \div 0,8$ ($s = 0,8 \div 0,2$)

Când se lucrează până la temperaturi ce nu depășesc 40°C se pot măsura turații cuprinse între 5 rot/min și cca. 1000 rot/min. cu pași de cca. 1 rot/min. La temperaturi de peste 45°C turația minimă ce poate fi realizată, fără răcirea rulmentului de la bază, este de 10 rot/min.

8.2. Măsurarea forței de întindere a manșonului

Cilindrul exterior de sticlă este legat de corpul presetupei viscozimetrului prin intermediul unui manșon de cauciuc și suspendat la partea superioară prin intermediul unui fir de torsiune, care asigură centrarea celor doi cilindri și un control al tensionării sistemului manșon-cilindru. Realizarea întinderii se face fie printr-un sistem electric (motor cu pas – actuator), fie printr-un sistem mecanic (șurub cu filet fin), [80].

Măsurarea forței de întindere se execută prin intermediul unui senzor de forță cu bimetal, tip KD24S (§ 7.2.2.3). Datele măsurate pot fi indicate local (mărime digitală), fie transmise prin intermediul unei interfețe la un computer. S-au efectuat seturi de măsurători la forțe de întindere cuprinse între 20 și 45 N.

8.2.1. Variația forței de întindere cu timpul

La acțiunea pentru un timp mai îndelungat a unei forțe de întindere asupra unui element de cauciuc, are loc o rearanjare a structurii polimerului prin alinierea lanțurilor macromoleculi, precum și o oarecare deformare prin ruperea unor legături dintre lanțuri.

S-a efectuat măsurători de întindere pentru manșonul cu grosimea peretelui $g_p = 1,5$ mm. Manșonul de cauciuc a fost întins cu o forță de 30 N și s-a urmărit evoluția amplitudinii forței de întindere pe un interval de timp de trei ore. Se constată că forța de întindere scade în timp. Rezultatele acestei evoluții sunt redată în tab. 8.2 și reprezentate în fig. 8.3:

Tab. 8.2. Scăderea forței de întindere a manșonului de cauciuc cu timpul

N. C.	Timp	Forța	N. C.	Timp	Forța	N. C.	Timp	Forța	N. C.	Timp	Forța
	[min]	[N]		[min]	[N]		[min]	[N]		[min]	[N]
1	0	30,00	6	7,5	26,22	11	45	24,24	16	120	23,00
2	1	28,03	7	10	25,93	12	60	23,88	17	135	22,83
3	2	27,48	8	15	25,50	13	75	23,60	18	150	22,70
4	3	27,12	9	20	25,18	14	90	23,38	19	165	22,58
5	5	26,64	10	30	24,72	15	105	23,17	20	180	22,47

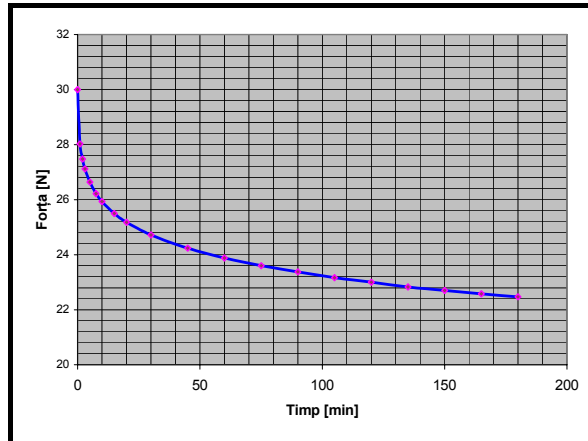


Fig. 8. 3. Scăderea forței de întindere cu timpul pentru manșonul cu grosimea $g_p = 1,5\text{mm}$

Scăderea amplitudinii forței de întindere cu timpul are loc după o parabolă, această scădere fiind mult mai bruscă la începutul intervalului de timp analizat (50 % din scăderea de amplitudine a forței are loc în primele 7,5 min, echivalent cu cca. 4% din întregul interval de timp de măsurare).

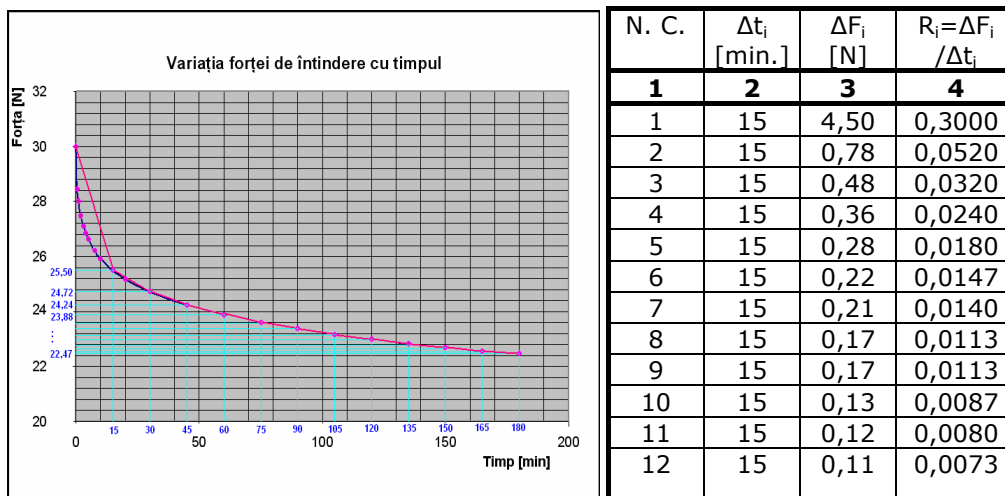


Fig. 8. 4. Evoluția scăderii amplitudinii forței cu timpul. Zona de rampă și zona de palier

Evoluția scăderii amplitudinii forței cu timpul se poate împărți în două zone distincte:

- o porțiune cu scădere bruscă – zona cu pantă abruptă (primele 15 min.)
- o porțiune cu scădere lină – zona palier

În figura 8.4. este analizată scăderea amplitudinii forței de întindere pe intervale de timp a câte 15 minute. Panta primului interval este mult mai mare decât cea a următoarelor intervale; panta intervalelor următoare scade apoi treptat și tinde către un palier (col. 4 a tabelului din fig. 8.4).

Concluzie. Pentru a se evita o eventuală influență negativă a forței de întindere asupra măsurătorilor viscozității, este indicat ca înainte de a se începe efectuarea măsurătorilor, după ce în prealabil manșonul a fost tensionat prin

întindere cu o forță de o amplitudine prestabilită, să se aștepte circa un sfert de oră pentru a se atinge „zona de palier” a evoluției amplitudinii forței de întindere cu timpul.

8.3. Măsurarea torsiunii cilindrului exterior. Stabilirea diagramei de corelare M – Δθ

8.3.1. Calibrarea discului de măsură

Măsurarea torsionării ansamblului format din cilindrul exterior și manșonul de cauciuc, cu care acesta este fixat elastic la bază, se face prin intermediul unui sistem magnetic de măsură liniar fără contact tip Limes (§ 7.2.2.2). Sistemul este format dintr-o bandă magnetică B_2 , care este fixată pe suprafața cilindrică exterioară a unui disc din aluminiu (discul de măsură) ce este montat solitar cu cilindrul exterior de sticlă, la partea superioară a acestuia și dintr-un senzor magnetic L_2 , montat fix pe corpul viscozimetruului la o distanță de $0,1 \div 2$ mm față de banda magnetică. La deplasarea benzii magnetice B_2 prin fața senzorului L_2 , acesta din urmă citește și contorizează impulsurile magnetice primite de la bandă. Se poate măsura astfel lungimea arcul de cerc cu care se rotește discul de măsură. O mărime absolută a rotirii discului de măsură o reprezintă însă unghiul la centru $\Delta\theta$, corespunzător lungimii arcului de cerc măsurat.

Pentru a stabili o corespondență între numărul de diviziuni ce caracterizează arcul de cerc măsurat și valoarea unghiului la centru corespunzător, $\Delta\theta$, s-a făcut mai multe „citiri” de diviziuni, corespunzătoare unui anumit număr de rotații complete a discului de măsură. Pentru fiecare citire s-a calculat o medie, reprezentând numărul de diviziuni pe o rotație. Se omit valoarea cea mai mare și cea mai mică și se face media celorlalte valori. Rezultă o medie generală $M_g = 224,41$ div./rot. (tab. 8.4):

Tab. 8.4. Calibrarea discului de măsură

Nr. Crt.	Nr. rotații	Total diviziuni	Val. medie pe măsurătoare	Val. medie generală
	[rot]	[div]	[div/rot]	[div/rot]
1	1	223,96	223,96	224,41
2	10	2246,44	224,64	
3	10	2243,96	224,40	
4	10	2243,82	224,38	
5	10	2243,03	224,30	
6	30	6736,85	224,56	

Deci la o rotație completă de 360° ($2 \cdot \pi \text{ rad} = 6,283$ [rad]) corespund 224,41 [div].

La o diviziune (1,00 diviziuni) corespunde: 0,028 [rad]:

$$1,00 \text{ [div]} \rightarrow 6,283 \text{ [rad]} / 224,41 \text{ [div]} \approx 0,028 \text{ [rad/div]}$$

8.3.2. Măsurarea torsiunii cilindrului exterior

Măsurarea torsiunii cilindrului exterior are drept scop stabilirea pe cale experimentală a grosimii optime a manșonului de cauciuc și a forței de întindere optime a acestuia, precum și a unei diagramei de corelare $M - \Delta\theta$, [80].

Pentru a fi posibilă măsurarea experimentală, la partea aparativă descrisă mai sus s-au adăugat două balanțe de torsiune, fiecare dintre acestea fiind formată dintr-o rolă, dintr-un fir netensionabil și un taler (cârlig) de masă neglijabilă. Un capăt al firului este fixat la suprafața cilindrică a discului de măsură și apoi înfășurat în jurul acestui disc. Acest lucru permite, ca atunci când asupra capătului liber al firului acționează o forță F , brațul forței b să poată rămâne întotdeauna egal cu raza discului (fig. 8. 5 a și b). Când de cârlig se agață o masă m , forța gravitațională G , care apare, se transformă, prin intermediul sistemului fir-rolă, într-o forță tangențială F_t , la discul de măsură. Datorita forței tangențiale F_t , efortul de torsiune, care apare, rotește sistemul *manșon-cilindru-disc* cu un unghi la centru $\Delta\theta$. Acest unghi la centru $\Delta\theta$ este o măsură a efortului de torsiune, care acționează asupra sistemului.



Fig. 8.5. a. Măsurarea torsiunii manșonului de cauciuc la aparatul experimental

Mărimea unghiului la centru $\Delta\theta$ este dependent de mai mulți factori și anume:

- forță tangențială, F_t , care acționează asupra discului ($\sim m$ – masa din cârlig);
- forța de întindere, F_i , a sistemului *manșon-cilindru*;
- lungimea liberă a manșonului;
- grosimea g_p , a peretelui manșonului de cauciuc utilizat.

Brațul forței b este de la caz la caz, fie raza discului de măsură $R_D = 0,0725$ m, fie raza buçsei de prindere a cilindrului exterior $R_B = 0,0575$ m. La experimente s-au folosit mase diferite cuprinse între 20 și 700 g.

Efectul de rotație al unei forțe asupra unui corp este caracterizat de mărimea fizică vectorială numită momentul forței și este dat de relația :

$$M = F \cdot r \cdot \sin\alpha = G \cdot r \cdot \sin\alpha = m \cdot g \cdot r \cdot \sin\alpha = m \cdot g \cdot b \quad (8.7.)$$

unde: M este *momentul forței*; F este forța ce acționează asupra corpului ; r este vectorul de poziție α este *unghiul* dintre vectorii F și r ; iar b este *brațul forței*.

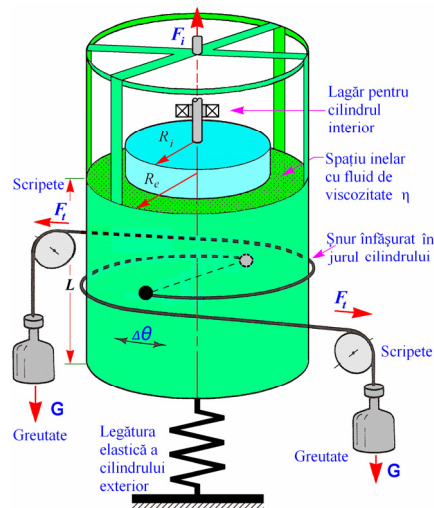


Fig. 8.5. b. Schema măsurării cu balanța de torsiune

Efectul de rotație al unei forțe asupra unui corp este caracterizat de mărimea fizică vectorială numită momentul forței și este dat de relația :

$$M = F \cdot r \cdot \sin\alpha = G \cdot r \cdot \sin\alpha = m \cdot g \cdot r \cdot \sin\alpha = m \cdot g \cdot b \quad (8.7.)$$

unde: M este *momentul forței*; F este forța ce acționează asupra corpului ; r este vectorul de poziție α este *unghiul* dintre vectorii F și r ; iar b este *brațul forței*.

8.3.2.1. Măsurarea torsiunii cilindrului pentru forțe de întindere diferite

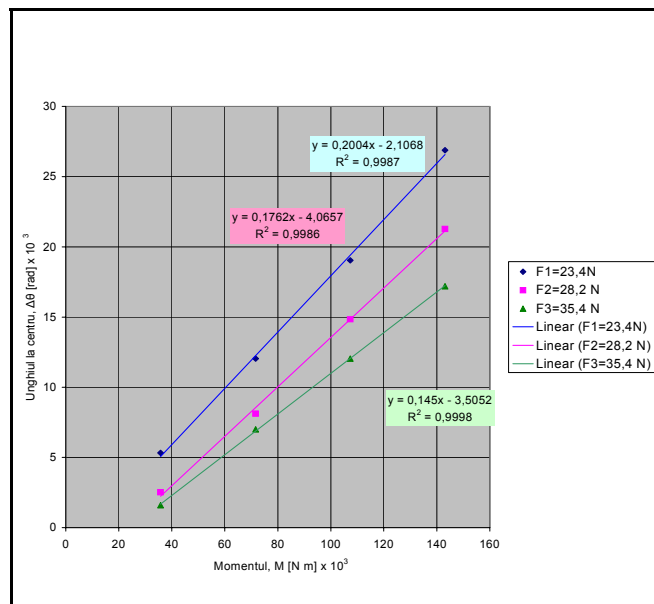
Măsurarea torsiunii cilindrului exterior are loc pentru trei manșoane de cauciuc de grosimi diferite: 0,5 mm, 1,0 mm și respectiv 1,5 mm. S-a lucrat cu forțe de întindere cu valori între 20 și 45 N. S-a lucrat cu lungimea liberă a manșonului maximă.

8.3.2.1.1. Măsurarea torsiunii cilindrului pentru manșonul cu $g_p = 0,5$ mm

Valorile momentului M și ale unghiului la centru, $\Delta\theta$ corespunzătoare forțelor de întindere $F_1 = 23,4$; $F_2 = 28,2$ N și respectiv $F_3 = 35,4$ N sunt centralizate în tab. 8.5.

Tab. 8. 5. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 0,5$ mm; brațul forței, $b = 73 \times 10^{-3}$ m

N. C.	G=m·g	M=m·g·b	Torsiunea la $F_1=23,4$ N		Torsiunea la $F_2=28,2$ N		Torsiunea la $F_3=35,4$ N	
			Depl.	$\Delta\theta$	Depl.	$\Delta\theta$	Depl.	$\Delta\theta$
	[N]	[N·m]· 10^3	[div]	[rad]· 10^3	[div]	[rad]· 10^3	[div]	[rad]· 10^3
1	0,490	35,77	0,19	5,32	0,09	2,52	0,07	1,60
2	0,981	71,61	0,43	12,04	0,29	8,12	0,25	7,00
3	1,470	107,31	0,68	19,04	0,53	14,84	0,43	12,04
4	1,960	143,08	0,96	26,88	0,76	21,28	0,64	17,20

Fig. 8. 6. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 0,5$ mm, la dif. forțe de întindere

8.3.2.1.2. Măsurarea torsiunii cilindrului pentru manșonul cu $g_p = 1,0$ mm

Valorile momentului M și ale unghiului la centru $\Delta\theta$, corespunzătoare forțelor de întindere $F_1=30$ N; $F_2=35$ N și $F_3=45$ N (brațul forței $b = 57,5 \cdot 10^{-3}$ m), sunt centralizate în tab. 8.6.

Tab. 8.6 Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1$ mm; brațul forței $b = 57,5 \times 10^{-3}$ m

N.C.	M = m·g·b	Torsiunea, $F_1 = 30$ N		Torsiunea, $F_2 = 35$ N		Torsiunea, $F_3 = 45$ N	
		Depl.	$\Delta\theta$	Depl.	$\Delta\theta$	Depl.	$\Delta\theta$
	[N·m]· 10^3	[div.]	[rad]· 10^3	[div.]	[rad]· 10^3	[div.]	[rad]· 10^3
1	28,20	0,08	2,24	0,06	1,68	0,06	1,68
2	56,40	0,19	5,32	0,12	3,36	0,11	3,08
3	84,61	0,33	9,24	0,21	5,88	0,16	4,48
4	112,81	0,46	12,88	0,30	8,40	0,25	7,00
5	141,02	0,59	16,52	0,43	12,04	0,34	9,52

Datele din tab. 8. 6 sunt reprezentate grafic în fig. 8.7.

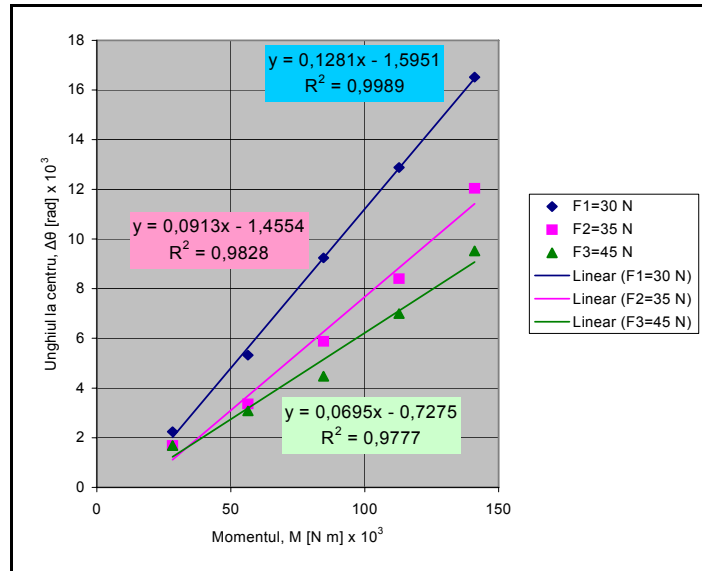


Fig. 8.7. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1,0\text{ mm}$, la diferite forțe de întindere

8.3.2.1.3. Măsurarea ale torsiunii cilindului pentru manșonul cu $g_p = 1,5\text{ mm}$

8.3.2.1.3.1. Setul de măsurători I

Valorile momentului M și ale unghiului la centru $\Delta\theta$ corespunzătoare forțelor de întindere $F_1 = 20\text{ N}$; $F_2 = 25\text{ N}$; $F_3 = 30\text{ N}$; $F_4 = 35\text{ N}$; $F_5 = 35\text{ N}$ și $F_6 = 45\text{ N}$ (brațul forței $b = 57,5 \cdot 10^{-3}\text{ m}$), sunt centralizate în tab. 8. 7.

Tab. 8. 7. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1,5\text{ mm}$; setul de măsurători I, $b = 57,5 \times 10^3\text{ m}$

Moment, M	Torsiunea la 20N		Torsiunea la 25N		Torsiunea la 30N		Torsiunea la 35N		Torsiunea la 40N	
	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³
28,20	0,05	1,40	0,04	1,12	0,04	1,12	0,03	0,84	0,04	1,12
56,40	0,08	2,24	0,09	2,52	0,08	2,24	0,08	2,24	0,07	1,96
84,61	0,13	3,64	0,15	4,20	0,12	3,36	0,12	3,36	0,12	3,36
112,81	0,20	5,60	0,20	5,60	0,17	4,76	0,17	4,76	0,18	5,04
141,02	0,25	7,00	0,25	7,00	0,23	6,44	0,24	6,72	0,23	6,44
169,22	0,30	8,40	0,32	8,96	0,29	7,28	0,29	8,12	0,28	7,84

Datele din tab. 8. 7. sunt reprezentate grafic în fig. 8.8.

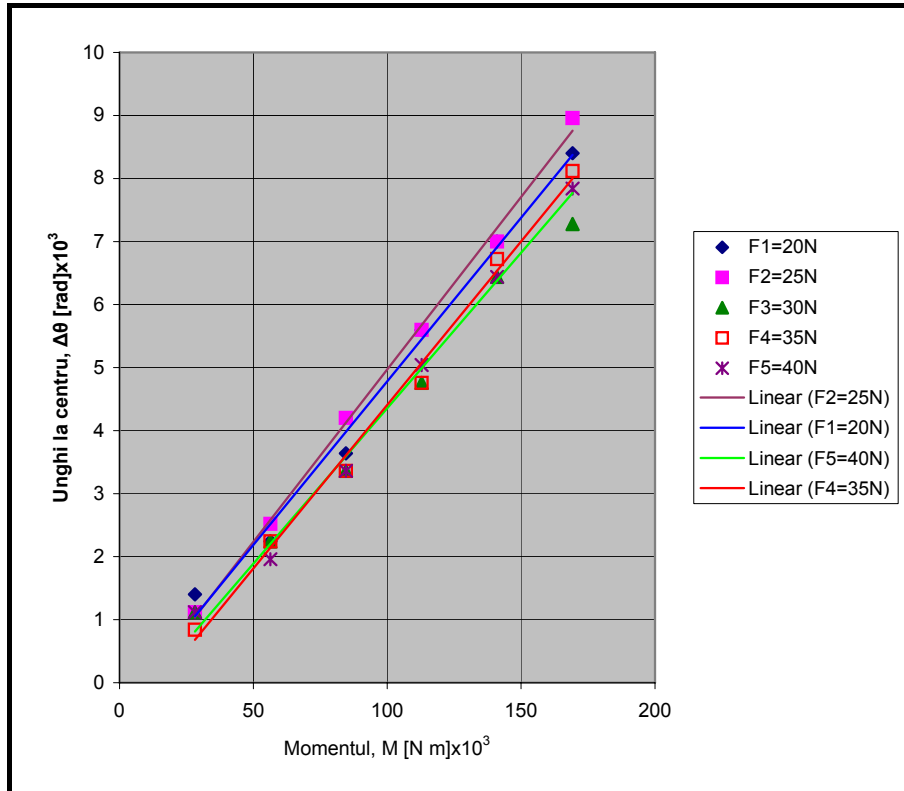


Fig. 8. 8. Variația $\Delta\theta=f(M)$ pentru $g_p=1,5$ mm, la dif. forțe întindere. Setul de măsurători I

8.3.2.1.3.2. Setul de măsurători II

Valorile momentului M și ale unghiului la centru $\Delta\theta$ corespunzătoare forțelor de întindere $F_1 = 25$ N; $F_2 = 30$ N; $F_3 = 35$ N și $F_4 = 40$ N (brațul forței, $b = 57,5 \times 10^{-3}$ m), sunt centralizate în tab. 8.8.

Tab. 8. 8. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p=1,5$ mm; Setul de măsurători II; $b = 57,5 \cdot 10^{-3}$ m

Momentul $M = m \cdot g \cdot b$	Torsiunea la $F_1=25$ N		Torsiunea la $F_2=30$ N		Torsiunea la $F_3=35$ N		Torsiunea la $F_4=40$ N	
	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³	Depl. [div.]	$\Delta\theta$ [rad]·10 ³
[N·m]·10 ³								
28,20	0,04	1,12	0,03	0,84	0,035	0,98	0,035	0,98
56,40	0,075	2,1	0,07	1,96	0,070	1,96	0,070	1,96
84,61	0,13	3,64	0,11	3,08	0,115	3,22	0,120	3,36
112,81	0,17	4,76	0,15	4,20	0,155	4,34	0,160	4,48
141,02	0,21	5,88	0,21	5,88	0,230	6,44	0,230	6,44
169,22	0,27	7,56	0,27	7,56	0,280	7,84	0,280	7,84

Datele din tab. 8.8. sunt reprezentate grafic în figura fig. 8.9.

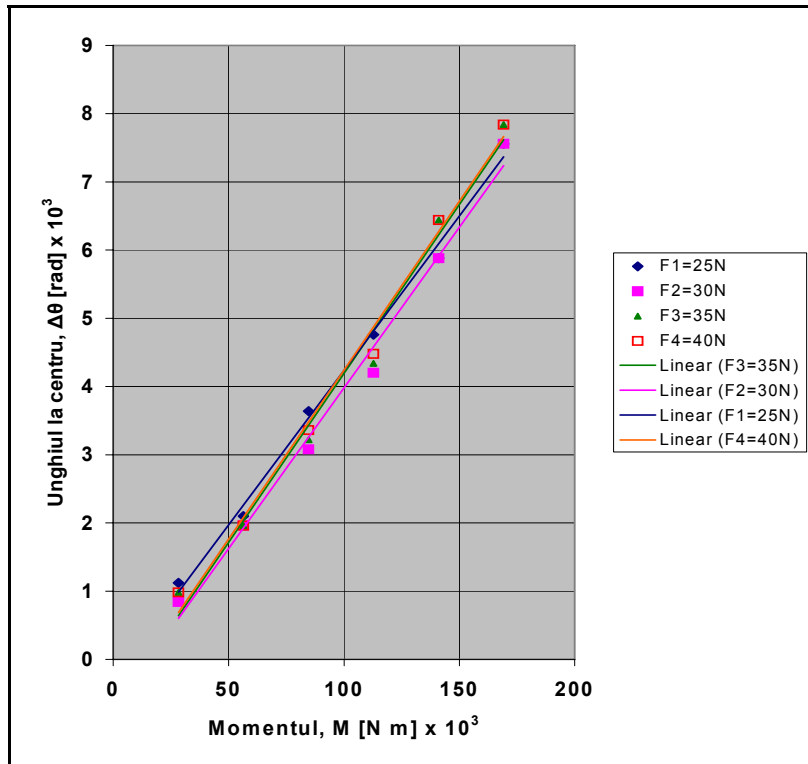


Fig. 8.9. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru $g_p = 1,5$ mm, la diferite forțe de întindere. Setul de măsurători II

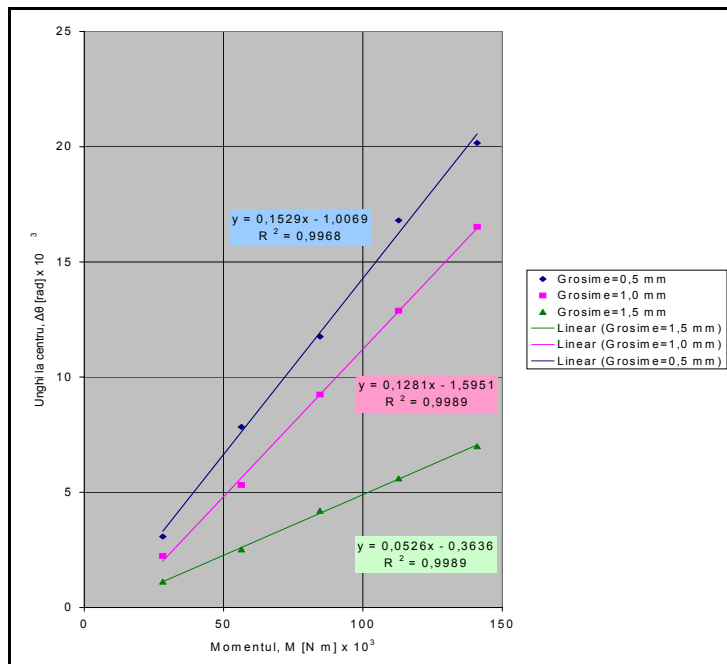
8.3.2.2. Măsurarea torsiunii cilindrului pentru grosimi diferite ale peretelui manșonului

În tab. 8.9. sunt prezentate variațiile unghiului la centru funcție de momentul forței pentru aceeași forță de întindere $F = 30$ N, pentru trei grosimi diferite ale peretelui manșonului.

Tab. 8.9. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru diferite g_p , la $F = 30$ N

Momentul $M = G \cdot b$ [N·m]·10 ³	Unghiul la centru, $\Delta\theta$ [rad]·10 ³		
	Grosime = 0,5 mm	Grosime = 1,0 mm	Grosime = 1,5 mm
28,20	3,08	2,24	1,12
56,40	7,84	5,32	2,52
84,61	11,76	9,24	4,20
112,81	16,80	12,88	5,60
141,02	20,16	16,52	7,00

Datele din tab. 8.9. sunt reprezentate în fig. 8.10.

Fig. 8. 10. Variația $\Delta\theta = f(M)$ pentru diferite g_p , la $F = 30$ N

8.3.2.3. Diagramele de histerzis

În tab. 8.10. și din fig. 8.11 sunt prezentate datele de histerzis pentru manșoanele cu grosimea de 0,5 mm și 1,5 mm, la $F_1 = 30$ N; și cu brațul forței, $b = 57,5 \times 10^{-3}$ m

Tab. 8.10. Diagrama de histerzis măsurată la $F_1=30$ N, $b = 57,5 \times 10^{-3}$ m

Moment, M [N·m]·10 ³	Setul măsurători I, $g_p=0,5$ mm		Setul măsurători II, $g_p=1,5$ mm	
	$\Delta\theta$, val. cresc. [rad]·10 ³	$\Delta\theta$, val. descresc. [rad]·10 ³	$\Delta\theta$, val. cresc. [rad]·10 ³	$\Delta\theta$, val. descresc. [rad]·10 ³
0,00	0,00	5,04	0,00	0,28
11,28	1,54	6,58	0,392	0,616
22,56	3,50	8,26	0,784	0,952
28,20	3,92	9,17	0,98	1,12
33,84	4,34	10,08	1,204	1,344
45,13	6,72	13,30	1,652	1,792
56,40	9,66	15,61	2,10	2,24
73,33	12,60	17,92	2,64	2,912
84,61	15,15	20,16	3,08	3,36
101,53	17,78	22,4	3,752	4,536
112,81	21,21	25,83	4,20	5,32
129,74	24,64	29,26	5,376	5,992
141,02	28,21	31,22	6,16	6,44
157,94	31,78	33,18	6,832	6,944
169,22	34,58	34,58	7,28	7,28

Datele din tab. 8.10. sunt reprezentate în fig. 8.11.

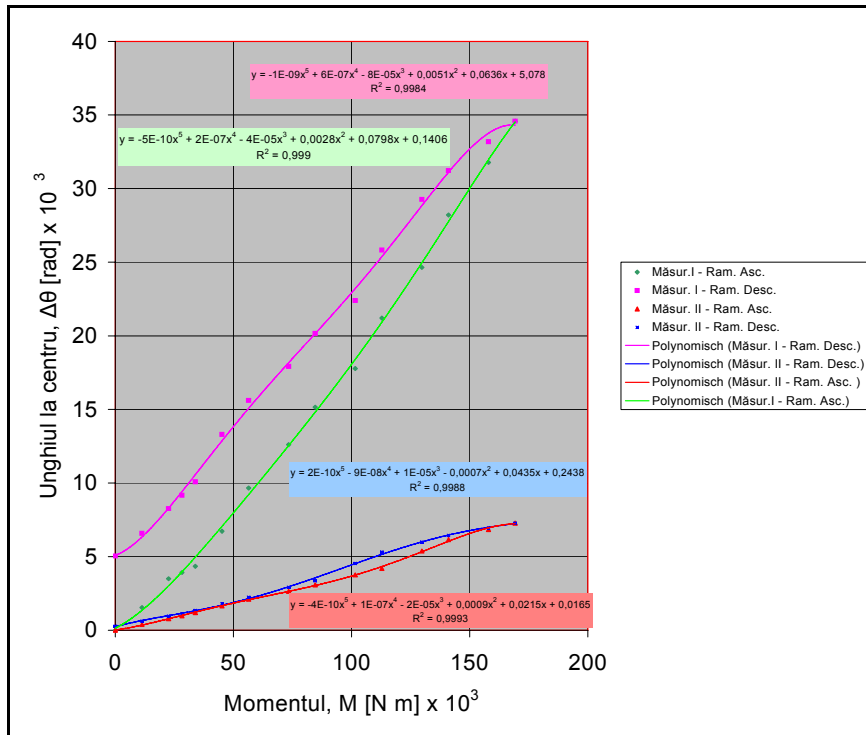


Fig. 8. 11. Diagrama de histerezis măsurată la $F_1 = 30$ N, pentru $g_p = 0,5$ mm și $g_p = 1,5$ mm,

8.3.2.4. Concluzii la măsurarea torsiunii cilindrului exterior

- Din diagramele din fig. 8.6 și respectiv fig. 8.7 se observă că în cazul manșoanelor cu grosimea peretelui $g_p = 0,5$ mm și respectiv $g_p = 1,0$ mm, unghiului la centru măsurat, $\Delta\theta$:
 - crește foarte diferențiat cu creșterea momentului forței M ;
 - descrește cu creșterea forței de întindere F_i , ($F_1 < F_2 < F_3$).
- Din diagrama din fig. 8.8 și respectiv fig. 8.9 se observă că în cazul manșonului cu grosimea peretelui $g_p = 1,5$ mm, valorile unghiului la centru măsurat $\Delta\theta$, pentru diferite forțe de întindere, sunt mult mai apropiate unele de altele și nu descresc strict cu creșterea forței.
- Din fig. 8.10 se observa că, pentru aceeași forță de întindere, cu cât peretele este mai subțire cu atât valoarea unghiului $\Delta\theta$ este mai mare, deci măsurarea este mai sensibilă.
- Din diagrama de histerezis prezentată în fig. 8.11 se observa că la manșonul cu grosimea peretelui de 1,5 mm întinderea și revenirea acestuia are loc pe drumuri foarte puțin diferite între ele în comparație cu același proces la manșonul cu grosimea peretelui de 0,5 mm, la care drumul de revenire e mult diferit de cel de întindere

Cu toate că măsurarea torsionării cilindrului cu manșoanele cu grosimea peretelui 0,5 mm și respectiv 1,0 mm sunt mai sensibile în comparație cu manșonul

cu grosimea peretelui de 1,5 mm, acesta din urmă se preferă în măsurătorile experimentale pentru următoarele motive:

- la manșoanele cu grosimi de 0,5 mm, respectiv 1,0 mm, valoarea măsurată depinde prea mult de forța de întindere a manșonului, pe când la cel cu grosimea de 1,5 mm această dependență este mult mai redusă;
- deformarea la întindere (fig. 8.11.) este destul de importantă la manșoanele cu grosimi mici (de 0,5 mm), pe când la manșonul cu grosimea de 1,5 mm această deformare este minimă.

Din motivele prezentate mai sus se alege ca manșon de lucru cel cu grosimea peretelui de 1,5 mm și ca forță de întindere se alege $F_i = 30$ N.

8.3.2.5. Stabilirea diagramei de corelare $M - \Delta\theta$

Măsurarea dependenței unghiului la centru, $\Delta\theta$, de momentul de torsiune M s-a făcut experimental, utilizând o balanță de torsiune. Măsurătorile s-au efectuat pentru manșonul cu grosimea de 1,5 mm, la temperatura ambiantă (25°C)

S-au efectuat două măsurători distincte, în funcție de mărimea brațului forței și de locul unde a fost implementată forța de torsiune:

- forța de torsiune s-a aplicat la partea superioară a cilindrului exterior, pe discul de măsură, cu brațul forței $b = R_D = 72,5$ mm (diagrama de calibrare DC-I);
- forța de torsiune s-a aplicat la partea inferioară a cilindrului exterior, pe bucașa de prindere a cilindrului, cu brațul forței $b = R_B = 0,0575$ m (diagrama de calibrare DC-II).

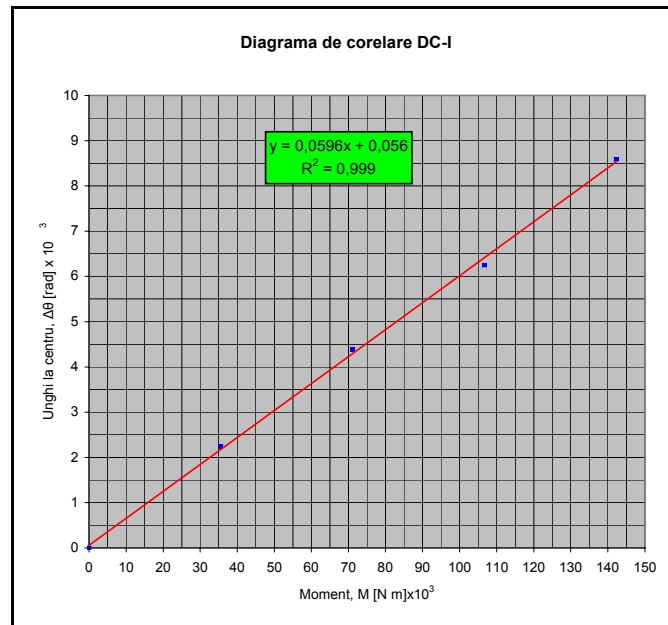


Fig. 8. 10. a. Diagrama de corelare $M - \Delta\theta$, pentru $b = 72,5 \times 10^{-3}$ m; (DC-I)
Cele două diagrame de corelare ale M și $\Delta\theta$ sunt reprezentate grafic în fig. 8.10. a și b.

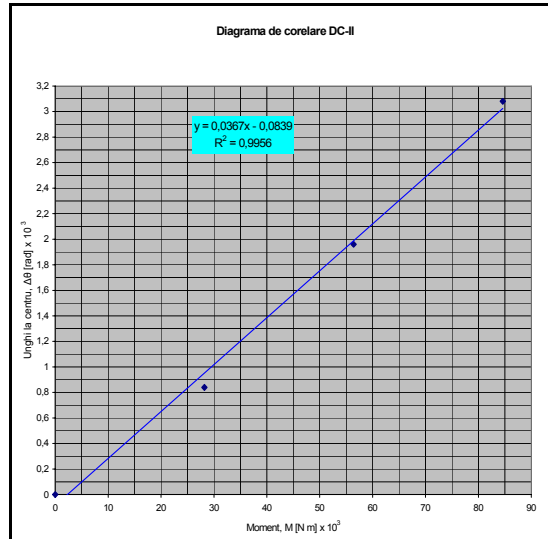


Fig. 8. 10.b. Diagrama de corelare $M - \Delta\theta$, pentru $b = 57,5 \times 10^{-3}$ m; (DC-II)

În procesul de măsurare al viscozității, (§ 8.4.7) din compararea *factorilor de corecție pentru efectul de capăt*, CI, calculați prin raportarea viscozității calculate cu cele două diagrame de corelare DC-I și DC-II, la cele ale viscozității de referință, ale aceleiași soluții, a rezultat că diagrama DC-I dă o corelare foarte bună.

Pentru acest fapt diagrama de corelare DC-I se alege drept diagrama de lucru.

Pentru domeniul de lucru, dependența este practic liniară, cu pantă 0,06 rad/N·m (fig. 8.10 a), dar pentru domeniul de început ($M < 50 \cdot 10^{-3}$ N·m), prezintă un ușor fenomen de histereză (fig 8.11).

8.4. Etalonarea viscozimetrlui și măsurarea viscozității

Etalonarea reometrului s-a făcut prin compararea datelor reometrice obținute (măsurate sau calculate) pentru soluția apoasă de glicerina (87%) cu cele măsurate pentru aceeași soluție cu ajutorul unui aparat de referință (Rheotest-2), la diferite temperaturi. Turațiile la care s-au făcut măsurătorile sunt cuprinse în intervalul $5 \div 50$ rot/min, ceea ce corespunde regimului de curgere laminar $0,86 \leq Ta_{Re} \leq 8,58$, [81].

8.4.1. Date și formule de calcul

Cilindrii sunt din țeavă de sticlă tip Duran produs de firma Schott (§ 6.3.3.) crează un spațiu intratubular care are următoarele caracteristici:

Înălțimea: $H = 290$ mm;
 Raza interioară: $r_i = 40$ mm;
 Raza exterioară: $r_e = 42$ mm;
 Grosimea spațiului inelar (gap-ul): $\Delta r = r_e - r_i = 2$ mm;
 Raportul razelor: $\delta = r_e / r_i = 42/40 = 1,05$.

8.4.1.1. Calculul vitezei de deformare $\dot{\gamma}$ [43]

$$\dot{\gamma} = \left(\frac{1 + \delta^2}{\delta^2 - 1} \right) \cdot \Omega = f_{gv} \cdot \Omega \quad (8.8.)$$

unde: $\dot{\gamma}_i$ = viteza de deformare corespunzătoare razei r_i , [s⁻¹]

Ω = viteza unghiulară, [rad/s];

n = turația rotorului, [min⁻¹];

f_{vd} = factorul vitezei de deformare.

$$\Omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (8.9)$$

$$f_{vd} = \frac{1 + \delta^2}{\delta^2 - 1} = 20,51 \quad (8.10)$$

$$\dot{\gamma} = f_{vd} \cdot \Omega = f_{gv} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 20,51 \cdot \frac{2 \cdot 3,14}{60} = 2,1467 \cdot n \quad (8.11)$$

$$\dot{\gamma} = 2,1467 \cdot n \quad (8.11 a)$$

8.4.1.2. Calculul efortului de forfecare, τ

$$\tau_i = \frac{M_d}{2\pi \cdot H \cdot r_i^2 \cdot CI} = \left(\frac{1}{2\pi \cdot L \cdot r_i^2 \cdot CI} \right) \cdot M_d \quad (8.12)$$

$$\tau_i = A_i \cdot M_d \quad (8.13)$$

unde A_i este constantă:
$$A_i = \frac{1}{2\pi \cdot H \cdot r_i^2 \cdot CI} \quad (8.14)$$

τ_i = efortul de forfecare corespunzător razei r_i , [Pa];

$M_d = M$ = momentul de rotație măsurat, [N · m];

H = înălțimea rotorului, [m]; $H = 0,290$ m;

CI = factor de corecție pentru efectul de capăt.

Se efectuează un calcul preliminar al τ_i :

$$\tau_i = 343,18 \cdot \frac{M}{CI} \quad (8.15)$$

Dacă se consideră că $CI = 1$, rezultă

$$\tau_i = 343,18 \cdot M \quad (8.15a)$$

Valoarea reală a CI se recalculează (§ 8.4.4) comparând datele măsurate cu cele de referință.

8.4.1.3. Calculul viscozității, η

Din ecuației lui Newton:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} = \eta \cdot \dot{\gamma}, \quad (8.16)$$

rezultă
$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}}, \quad (8.16a)$$

dar în (8.13) avem: $\tau_i = A_i \cdot M_d$ și în (8.11) avem: $\dot{\gamma} = \Omega \cdot f_{vd}$, deci:

$$\eta = \frac{M_d}{\Omega} \cdot \frac{A_e}{f_{vd}} \cdot [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad (8.17)$$

unde: f_G = factorul geometric al unui dispozitiv de măsurare:

$$f_G = A_e / f_{vd} \quad (8.18)$$

deci:
$$\eta = \frac{M_d}{\Omega} \cdot f_G \cdot [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad (8.19)$$

8.4.2. Măsurarea și calculul viscozității soluției etalon de glicerină 87%, la 25°C

Etalonarea reometrului s-a făcut prin compararea datelor reometrice obținute (măsurate sau calculate) pentru soluție apoasă de glicerina 87% - soluția etalon - cu cele măsurate cu ajutorul unui aparat de referință (Rheotest-2), la 25°C. Turațiile de lucru sunt cuprinse în intervalul 5 ÷ 50 rot/min, ceea ce corespunde unui regim laminar $0,86 \leq \text{Ta}_{\text{Re}} \leq 8,58$, [81].

Tab. 8.11. Modul de calcul

Coloana	Marimea măsurată sau calculată	Modul de calcul
1	Turația, n[rot/min]	Se măsoară experimental
2	Viteza de deformare, $\dot{\gamma}$ [s^{-1}]	Se calculează cu formula $\dot{\gamma} = 2,1467 \cdot n$
3	Arcul de cerc, α , [div.]	Se măsoară experimental
4	Unghiul la centru, $\Delta\theta$ [rad]	Se calculează cu formula: $\Delta\theta = 0,28 \cdot \alpha$
5	Momentul, M [Nm]	Se calculează cu diagrama DC-I
6	Efortul de forfecare, τ_i , ptr. CI=1	Se calculează cu formula: $\tau_i = 343,18 \cdot M$

În tabelul 8.12. sunt prezentate datele de măsură ale viscozității soluției apoase de glicerina 87%, la 25°C, raportate la diagrama DC-I, folosind modelul de calcul din tabelul 8.11.

Tab. 8. 12. Datele de măsură a viscozității glicerinei 87 %, la T= 25° C cu DC-I

Turația, n	Viteza deform. $\dot{\gamma} = 2,1467 \cdot n$	Torsiunea		Moment, M	Efort forfec, τ [$\tau_i = 343,18 \cdot M$]
		Arc de cerc, α	Unghiul $\Delta\theta$		
rot/min	[s^{-1}]	[div.]· 10^2	[rad]· 10^3	[N.m]· 10^3	[Pa]
1	2	3	4	5	6
0	0	0	0	0	0
5	10,73	1,00	0,28	4	1,37
10	21,47	1,50	0,42	6,5	2,23
15	32,20	2,25	0,63	10	3,43
20	42,93	2,75	0,77	12	4,12
25	53,67	3,25	0,91	15	5,15
30	64,40	4,00	1,12	18,5	6,35
35	75,13	4,50	1,26	20,5	7,03
40	85,87	5,00	1,40	23,5	8,06
45	96,60	5,75	1,61	27	9,26
50	107,335	6,00	1,68	27,5	9,44

Datele din tabelul 8.12. sunt reprezentate grafic în fig. 8.11.

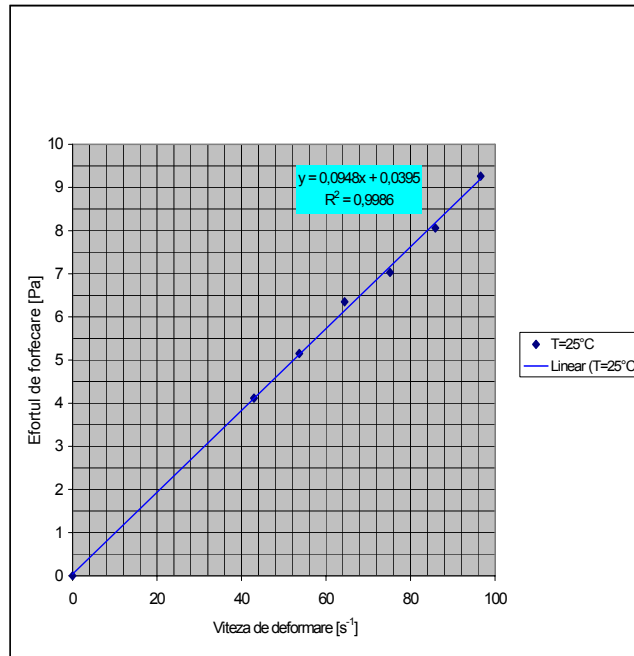


Fig. 8.11. Diagrama viscozității glicerinei 87 %, la T= 25° C cu DC-I

Prin reprezentarea grafică a dependenței $\tau = f(\dot{\gamma})$ se obține o variație liniară, exprimată matematic prin ecuația:

$$\tau = 0,0948 \cdot \dot{\gamma} + 0,0395; \quad (R^2 = 0,9986) \quad (8.9)$$

panta acesteia fiind viscozitatea dinamică. Astfel, viscozitatea dinamică obținută cu datele prelevate de la reometrul Couette modificat este 94,8 mPa.s

8.4.3. Stabilirea ecuației de variație a viscozității soluției etalon cu temperatura

Stabilirea ecuației de variație a viscozității soluției etalon funcție de temperatură se bazează pe liniaritatea care există între variația $\ln \eta$ funcție de $1/T$ (fig. 8.13.) unde T = temperatura, [K]. În fig. 8.12 sunt reprezentate eforturile de forfecare funcție viteza de deformare ale soluției etalon la trei temperaturi diferite, 28°C, 38°C și 48,5°C, din pantele cărora se calculează viscozitățile respective.

Variația $\ln \eta$ funcție de $1/T$ este dată de ecuația

$$\ln \eta = \ln A + \frac{E_a}{R} \cdot \frac{1}{T} \quad (8.10)$$

unde $\ln A = -12,403$ și $E_a/R = 5046,6$, ($E_a = 41,94$ kJ/Mol, E_a = energia de activare). Ecuația de variație a viscozității funcție de temperatură (relație tip Arrhenius) devine:

$$\eta = 4,106 \cdot 10^6 \cdot e^{-\frac{5046}{T}} \quad (8.11)$$

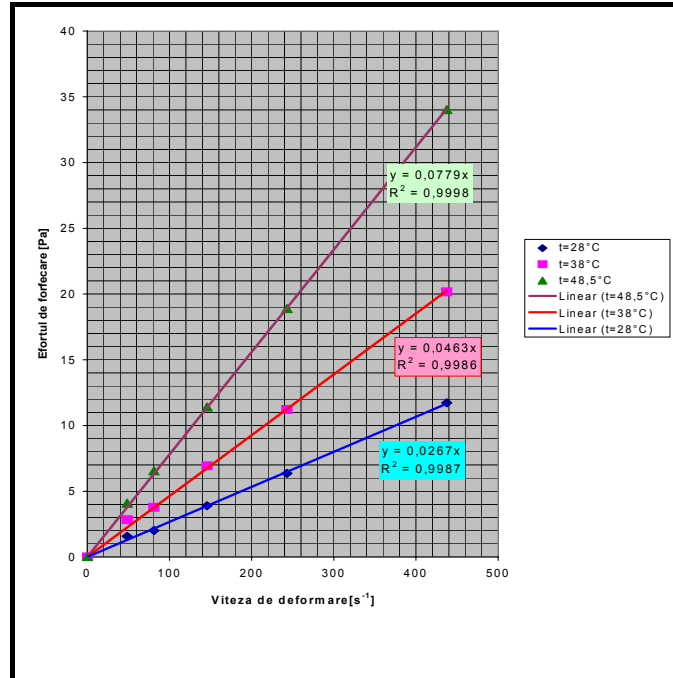


Fig. 8. 12. Variația $\tau = f(\dot{\gamma})$ pentru soluția etalon, la diferite temperaturi

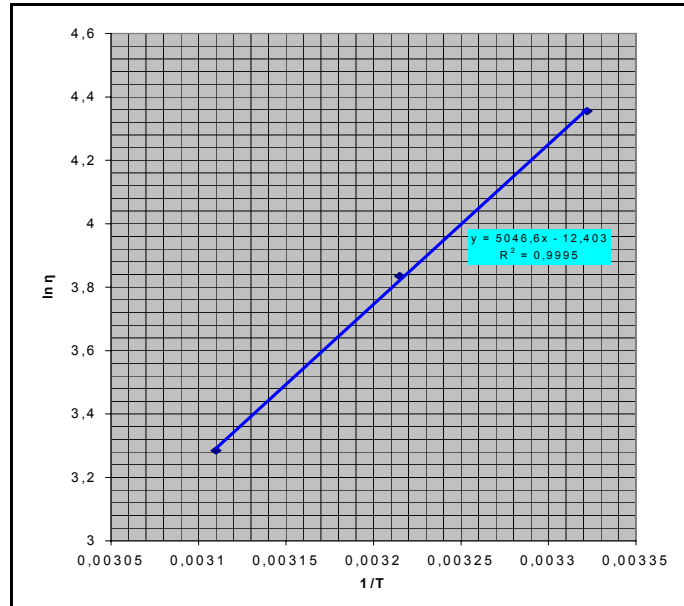


Fig. 8.13. Variația $\ln \eta = f(1/T)$ pentru soluția etalon (glicerina 87%),

Particularizand pentru temperatura de lucru, în cazul glicerinei $t=25^\circ\text{C}$, se obține valoarea viscozității dinamice de referință a soluției etalon $\eta_R = 92,93 \text{ m Pa}\cdot\text{s}$.

8.4.4. Calcularea factorului de corecție pentru efectul de capăt, CI

În relația (8.15a) s-a luat în calcul pentru factorul de corecție al efectului de capăt **CI** o valoare egală cu unitatea și în această ipoteză în § 8.4.2 s-a făcut un calcul preliminar al viscozității soluției etalon, η_C .

Recalcularea acestui factor se face raportând valorile viscozității din calculul preliminar η_C , la cele ale viscozității de referință η_R .

Pentru a stabili o relație de corelare între CI, η_C și η_R se consideră ipotetic că viscozitatea de referință η_R este determinată în condiții similare cu viscozitatea din calculul preliminar η_C , (mărimea de intrare n și geometria se consideră identice), dar CI se consideră diferit (CI \neq 1 la calculul η_R și CI = 1 la calculul η_C). Momentul de rotație rezultat M , respectiv viteza de deformare $\dot{\gamma}$ sunt în ambele cazuri identice, dar efortul de forfecare τ este diferit (deoarece factorii CI sunt considerați diferiți în cele două cazuri).

În ecuația care definește legea lui Newton (8.16) scrisă sub forma $\dot{\gamma} = \frac{\tau}{\eta}$ se înlocuiesc η și τ , dată de relația (8.15), pentru cele două cazuri și rezultă:

$$\dot{\gamma}_C = \frac{43,18 \cdot M_C}{\eta_C}, \text{ pentru CI} = 1 \quad (8.12)$$

și

$$\dot{\gamma}_R = \frac{43,18 \cdot M_R}{\eta_R \cdot CI}, \text{ (CI} \neq 1) \quad (8.13)$$

Dar $\dot{\gamma}_C = \dot{\gamma}_R$, și $M_C = M_R$, deci rezultă:

$$\frac{1}{\eta_C} = \frac{1}{\eta_R \cdot CI}, \text{ sau } CI = \frac{\eta_C}{\eta_R}, \quad (8.14)$$

Calculul numeric dă pentru factorul de corecție a efectului de capăt $CI = \eta_C / \eta_R$, valoarea $CI = 94,8 / 92,93 = 1,02$.

Corectarea valorii viscozității calculate η_C se face prin multiplicarea acestei valori măsurate cu factorul $f = 1 / CI$

8.4.5. Recalcularea efortului de forfecare, τ

La recalcularea efortului de forfecare τ dată de relația (8.15) se ține cont de valoarea nou determinată a factorului de corecție pentru efectul de capăt din relația (8.14):

$$\tau_i = 343,18 \cdot \frac{M}{CI}, \text{ dar } CI = \frac{\eta_C}{\eta_R},$$

pentru $T=25^\circ\text{C}$, $CI = 1,035$, rezultând o nouă relație pentru calcularea efortului de forfecare:

$$\tau_i = 343,18 \cdot \frac{M}{1,02} = 336,45 \cdot M \quad (8.15)$$

8.4.6. Măsurarea viscozității soluției de glicerinei 87% la temperaturi diferite

S-au măsurat viscozitatea soluției apoase de glicerina 87%, la 25°C, 30°C și respectiv 37°C. Prelucrarea datelor măsurate se face identic ca în § 8.4.2. Rezultatele sunt prezentate centralizat în tabelul 8.13.

Tab. 8.13. Datele de măsură a viscozității glicerinei 87 %, la diferite temperaturi

Turația, n	Viteza de deformare, $\dot{\gamma}$	Efortul de forfecare, τ_i		
		25° C	30° C	37° C
[rot/min]	[s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
0	0	0	0	0
5	10,73	1,37	0,69	-
10	21,47	2,23	1,37	0,69
15	32,20	3,43	2,57	1,37
20	42,93	4,12	3,43	2,92
25	53,67	5,15	4,63	3,43
30	64,40	6,35	5,49	4,12
35	75,13	7,03	6,35	4,63
40	85,87	8,06	7,035	5,49
45	96,60	9,26	8,065	6,18
50	107,335	9,44	8,92	6,86

Datele din tabelul 8.13 sunt reprezentate grafic în fig. 8.14.

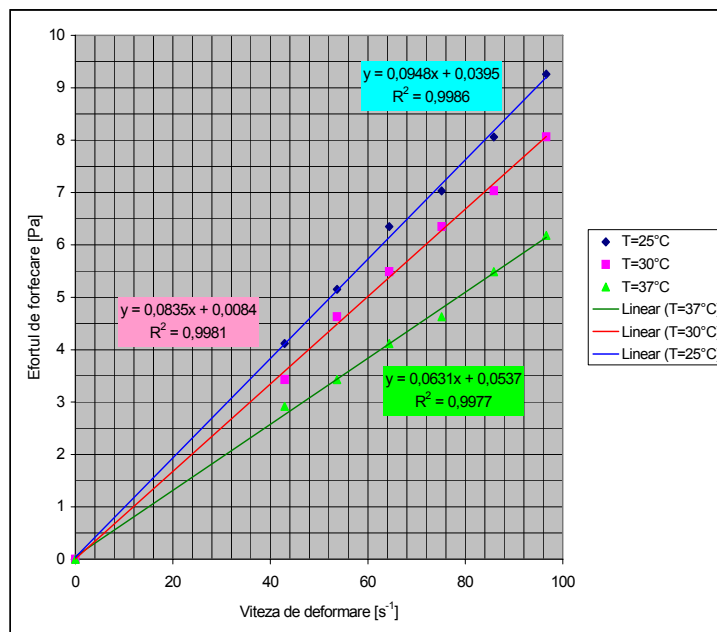


Fig. 8.14. Diagrama viscozității

Variația efortului de forfecare, τ funcție de viteza de deformare, $\dot{\gamma}$ are loc după niște ecuații de gradul I, care sunt prezentate în tab. 8.14. Panta dreptelor reprezintă viscozitatea dinamică calculată, η_C .

Tab. 8.14. Ecuații și corelări

t [°C]	Ecuația: $y = a x + b$	R ²
25	$\tau = 0,0948 \cdot \dot{\gamma} + 0,0395$	0,9986
30	$\tau = 0,0835 \cdot \dot{\gamma} + 0,0084$	0,9981
37	$\tau = 0,0631 \cdot \dot{\gamma} + 0,0537$	0,9977

Valorile de referință ale viscozității dinamice η_R se obțin prin înlocuirea în relația de tip Arrhenius (8.11) a valorilor corespunzătoare ale temperaturii la care s-au făcut determinările experimentale (25; 30 și 37°C).

Valorile viscozității dinamice calculate, η_C și ale viscozității de referință, η_R sunt redată în tab. 8.15.

Tab. 8. 15. Valori calculate și de referință ale viscozității soluției de glicerină 87%

N.C.	Temp.	Temp.	η_C	η_R	CI = η_C / η_R
	[°C]	[K]	[m Pa·s]	[m Pa·s]	
	1	2	3	4	5
1	25	298	94,8*	92,93	1,02
2	30	303	83,5*	70,13	1,19
3	37	310	63,1*	48,15	1,31

* - date calculate prin raportare la diagrama de corelare M – $\Delta\theta$, stabilită la temp. 25°C.

* - date calculate prin raportare la diagrama de corelare M – $\Delta\theta$, stabilită la temp. 25°C.

Măsurătoarea efectuată la 25°C dă o corelare foarte bună cu valoarea viscozității de referință (CI = 1,02) în comparație cu cele efectuate la temperaturi mai mari. Această comportare se datorează faptului ce stabilirea experimentală a diagramei de corelare DC-I s-a făcut tot la 25°C.

8.4.7. Calculul viscozității raportat la diagramele de corelare DC-I și DC-II

În § 8.3.2.4. au fost elaborate experimental, pentru manșonul cu grosimea de 1,5 mm, la temperatura ambiantă (25°C), două diagrame de corelare M – $\Delta\theta$:

- diagrama de calibrare DC-I, cu brațul forței $b = R_D = 72,5$ mm
- diagrama de calibrare DC-II, cu brațul forței $b = R_D = 57,5$ mm

Dintre aceste două diagrame de corelare se va alege drept diagrama de lucru acea diagramă prin intermediul căreia valorile calculate ale viscozității dau un *factor de corecție pentru efectul de capăt* mai apropiat de unitate.

S-a măsurat viscozitatea soluției apoase de glicerina 87%, la 25°C. Datele sunt prezentate centralizat în tabelul 8.16, și reprezentate grafic în fig. 8.10 a și b. (§ 8.3.2.4.).

Tab.8.16. Datele de măsură a viscozității, raportate la diagramele DC-I și DC-II.

N.C.	Turația, n [rot/min]	Viteza de deformare, $\dot{\gamma}$ [s ⁻¹]	Efortul de forfecare, τ , la 25°	
			Rap. la diagr. corelare DC-I	Rap. la diagr. corelare DC-II
			[Pa]	[Pa]
0	0	0	0	0
1	5	10,73	1,37	3,43
2	10	21,47	2,23	4,98
3	15	32,20	3,43	6,86
4	20	42,93	4,12	8,06
5	25	53,67	5,15	9,44
6	30	64,40	6,35	11,50
7	35	75,13	7,03	12,53
8	40	85,87	8,06	13,73
9	45	96,60	9,26	15,79
10	50	107,335	9,44	16,3

Ecuțiile de gradul I, după care evoluează efortului de forfecare τ funcție de viteza de deformare $\dot{\gamma}$ sunt prezentate în tab. 8.16. Panta dreptelor reprezintă viscozitatea dinamică calculată η_C .

Tab. 8. 16. Ecuții și corelări

Măsurătoarea		Ecuții $y = a x$	R ²
Diagr. Calibr.	t [°C]		
DC-I	25	$\tau = 0,0948 \cdot \dot{\gamma} + 0,0395$	0,9986
DC-II	25	$\tau = 0,1600 \cdot \dot{\gamma} + 0,5817$	0,9901

Valorile de referință ale viscozității dinamice η_R , pentru temp. 25°C se iau din tab. 8. 15.

Valorile viscozității dinamice calculate, η_C și ale viscozității dinamice de referință, η_R , sunt redată în tab. 8.17.

Tab. 8. 17. Valori calculate și de referință soluției de glicerină 87%, raportate la diagramele DC-I și DC-II

Diagrama de calibrare	Temp.	Temp. abs	η_C	η_R	CI = η_C / η_R
	[°C]	[K]	[m Pa·s]	[m Pa·s]	
1	2	3	4	5	6
DC-I	25	298	94,8	92,93	1,02
DC-II	25	298	160,00	92,93	1,72

Din compararea *factorilor de corecție pentru efectul de capăt*, CI, a rezultat că diagrama DC-I dă o corelare mai bună decât diagrama DC-II. Drept rezultat diagrama de corelare DC-I este aleasă ca diagramă de lucru.

8.5. Difuziunea unui colorant într-un lichid aflat în mișcare de rotație

La punerea în contact a două lichide miscibile, are loc un proces de transfer de masă între cele două componente, care duce treptat la formarea unui amestec cu o compoziție omogenă. Într-un mediu imobil, transferul de masă dintre cele două faze inițiale are loc datorită mișcării moleculare, având loc deci un proces de difuziune moleculară. Factorul motor al acestui transfer de masă îl constituie gradientul concentrației c în direcția x , care reprezintă variația concentrației pe unitatea de drum a substanței care difuzează.

Într-un mediu în mișcare, transferul de masa dintr-o fază în alta se datorează nu numai mișcării moleculare ci și deplasării prin mișcare a unei faze în raport cu cealaltă. *Difuziunea de turbulență* este un transport de masă, de căldură sau de impuls în cadrul unui sistem, datorat unei mișcări în timp, aleatorii și haotice. Aceasta apare când sisteme lichide aflate în regim de curgere turbulent ating condiții critice ca răspuns la anumite eforturi de forfecare, ce însoțesc curgerea relativă a unor straturi succesive de fluid, care rezultă dintr-o combinație de de gradienti de concentrație, gradienti de densitate, precum și a unor viteze mari.

8.5.1 Descrierea părții experimentale

Aparativ a fost folosit viscozimetruul Couette modificat, cu cilindri din sticlă transparentă, în a căror spațiu inelar a fost introdus etilenglicol ($\rho = 1114 \text{ kg/m}^3$). Ca material de difuzie a fost folosită o soluție apoasă de colorant Albastru Direct. Temperatura de lucru a fost cea ambientă ($28,6^\circ\text{C}$). Volumul de etilenglicol aflat în spațiul intertubular a fost de circa 300 ml. Pentru fiecare determinare s-au folosit circa 10 ml soluție de colorant. Turația rotorului a fost de 10 rot/min.

Introducerea probei de colorant în spațiul intratubular s-a făcut prin injectarea, atât la partea inferioară spațiului intratubular al viscozimetruului – varianta I (fig. 8.16 a), cât și la partea superioară a acestui spațiu – varianta II (fig. 8.16 c).

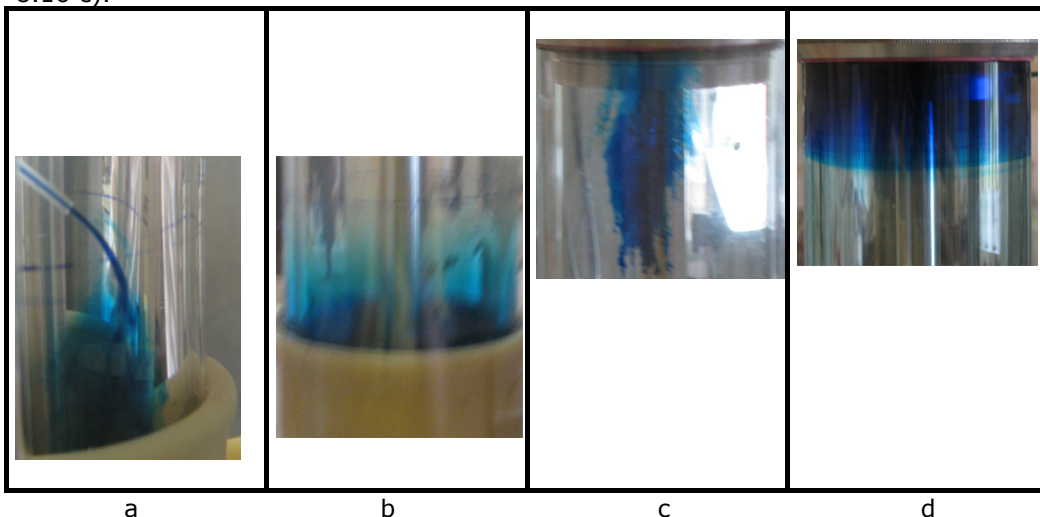


Fig. 8.16. Introducerea probei de colorant în spațiul inelar

În cazul introducerii probei de colorant la partea inferioară spațiului intratubular, s-a constatat că după 15 minute de funcționare a viscozimetruului (turația rotorului $n = 10 \text{ rot/min}$) zona de difuzie a colorantului rămâne doar la partea inferioară a acestui spațiu. Difuzarea colorantului către partea superioară a spațiului intratubular se face preponderent printr-o difuzie moleculară (fig. 8.16.b). Frontul dintre zona colorată și cea cu etilenglicol pur nu este una netă pentru varianta I, în comparație cu varianta II unde acest front este unul net (fig. 8.16 d).

Acest lucru se datorează faptului că soluția de colorant are o densitate mai mare decât etilenglicolul, gradientul de densitate care există între cele două faze favorizând varianta II.

În figura 8.17 a÷h este prezentată difuzia colorantului (varianta II) în etilenglicol în etape succesive. Difuziunea colorantului este atât una moleculară cât și una de turbulență, datorată în principal gradientului de densitate. Măsurătoarea s-a făcut pe un interval de 5 minute, după ce în prealabil într-un alt interval, tot de 5 minute, s-a așteptat, sub agitare, ca colorantul să se omogenizeze pe toată circumferința spațiului inelar de la partea superioară. A fost măsurată înălțimea coloanei în care colorantul a difuzat, funcție de timp.

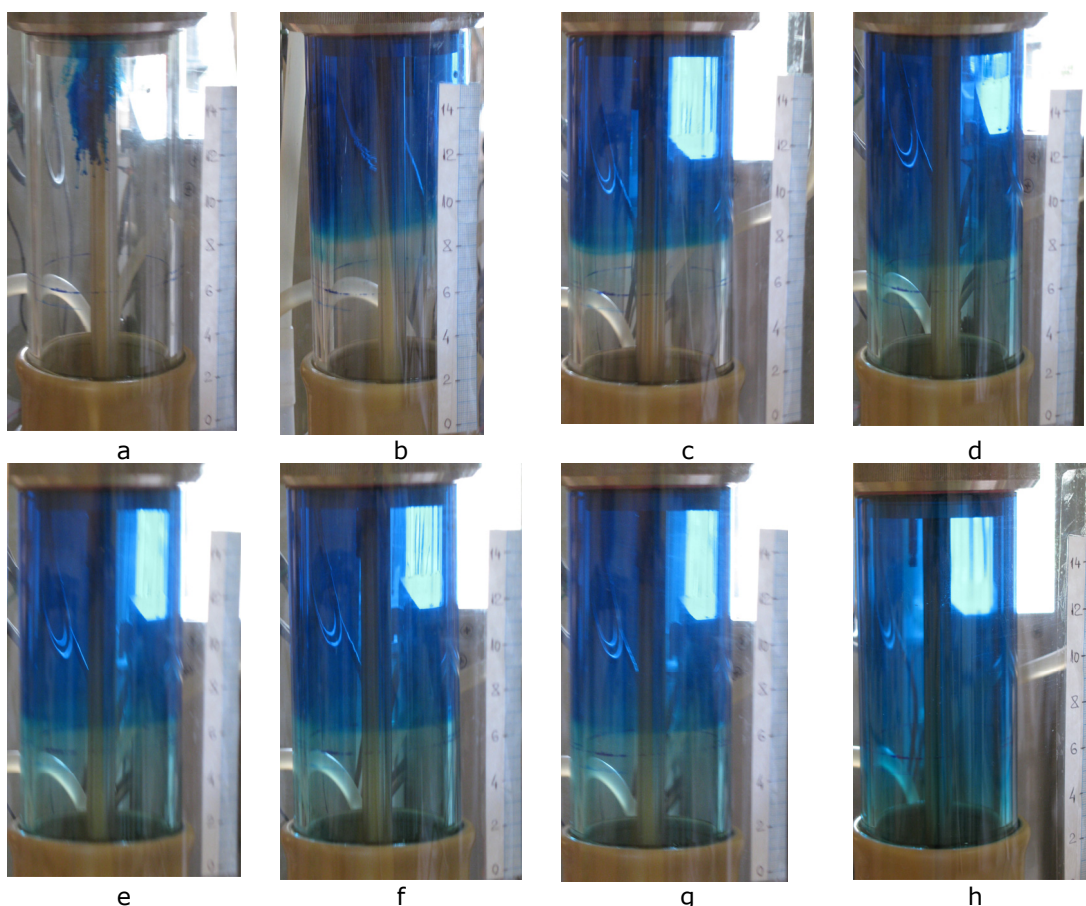


Fig. 8.17. Etape ale difuziei soluției apoase a colorantului Albastru Direct în etilenglicol

Datele măsurate sunt prezentate în tabelul 8.18. și reprezentate grafic în fig. 8.18.

Tab. 8.18. Variația înălțimii de difuzie a colorantului cu timpul

NC	Timp [min]	H [mm]	NC	Timp [min]	H [mm]
1	5,00	7,8	8	7,50	10,4
2	5,25	8,6	9	8,00	10,6
3	5,50	8,9	10	8,50	10,7
4	5,75	9,2	11	9,00	10,9
5	6,25	9,6	12	10,00	11,2
6	6,50	9,9	13	10,50	11,4
7	7,00	10,3			

Din fig. 8.18 se observă că difuzia în timp a colorantului în etilenglicol evoluează după o parabolă, intensitatea procesului scăzând cu timpul datorită scăderii concentrației inițiale a colorantului.

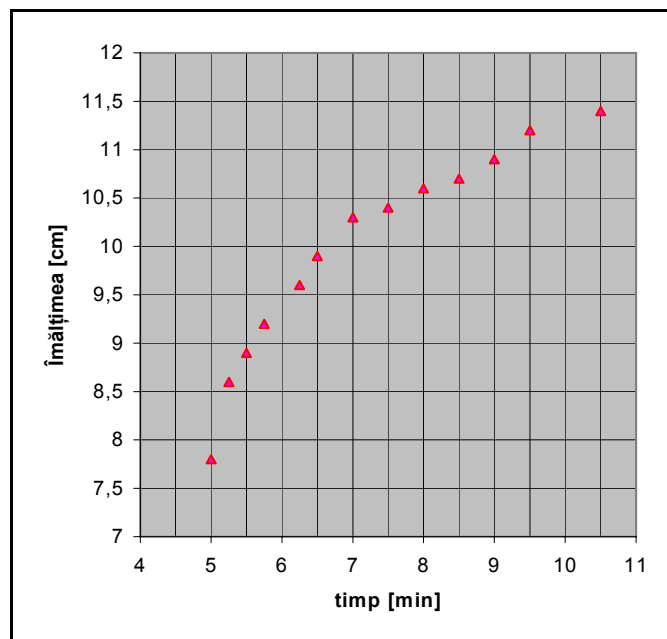


Fig. 8.18. Variația înălțimii de difuzie a colorantului cu timpul

8.6. Concluzii la etalonarea viscozimetruului și măsurarea viscozității

- A fost conceput și realizat un model de viscozimetru rotational – reometru Couette modificat - cu cilindrii concentrici din sticla, cel interior fiind supus mișcării de rotație printr-un sistem mecanic, iar cel exterior se rotește parțial datorită forțelor de frecare viscoasă ce apar în lichidul

din spațiul inelar.

- Dimensiunile geometrice optime (diametrul și înălțimea cilindrilor, grosimea spațiului inelar) au fost stabilite în corelare cu valorile raportului Taylor-Reynolds pentru regimul hidrodinamic tranzitoriu $60 < Ta_{Re} < 3000$.
- Sunt precizate soluțiile constructive: legatura elastică a cilindrului exterior și sistemul de tensionare a acesteia, ghidajul, etanșarea, reglarea și măsurarea turației cilindrului interior și a torsionării cilindrului exterior.
- S-a stabilit și verificat metodologia de măsurare (turație, unghi de torsionare) și de calcul a parametrilor funcționali (moment de torsiune, viteza de deformare, efect de forfecare) astfel ca să se poată face caracterizarea reologică și calculul viscozității lichidelor.
- Din compararea valorii viscozității obținute, cu cea a lichidelor etalon, s-a calculat efectul de capăt și factorul de corecție corespunzător. Acest coeficient nu diferă mult de valoarea unității.

CONCLUZII GENERALE

- Aditivarea lichidelor folosind compuși tensioactivi conduce atât la scădere efortului de forfecare precum și a viscozității dinamice (până la 20%);
- creșterea concentrației aditiv conduce la o scădere accentuată a viscozității;
- efectul aditivării are o acțiune mai puțin importantă asupra energiei de activare și mult mai importantă asupra factorului preexponențial;
- reprezentarea grafică $\tau/p_{dyn} = f(Ta_{Re})$ plasează rezultatele după o curbă parabolică, cu suprapunerea punctelor, fără modificări importante, depinzând de tipul de lichid, de concentrația și tipul aditivului și respectiv de temperatură.
- S-a făcut un studiu comparativ între curgerea în conducte drepte, în regim laminar (și intermediar) a unor soluții apoase de polietileglicol, POLYOX WSR 301, cu concentrația cuprinsă între 25 ppm și 200 ppm și respectiv curgerea în regim turbulent a acestor soluții;
- în regim laminar și intermediar se constată o creștere a căderii de presiune a soluțiilor de polimer în comparație cu solventul pur;
- în domeniu de curgere turbulent are loc o reducere a căderii de presiune, deci are loc o reducere a rezistenței hidraulice. S-a constatat că valoarea maximă a reducerii rezistenței hidraulice are loc pentru o concentrație de polimer în apă ce se află până în apropierea valorii de 100 ppm, la un regim de curgere Re, cuprins între 140 000 și 200000. Peste această concentrație nu mai are loc nici o creștere a reducerii rezistenței hidraulice.
- A fost conceput și realizat un model de reometru rotațional – reometru Couette modificat - cu cilindrii concentrici din sticla, cel interior fiind supus mișcării de rotație printr-un sistem mecanic, iar cel exterior se rotește parțial datorită forțelor de frecare viscoasă ce apar în lichidul din spațiul inelar;
- tipul reometrului este din clasa Couette cu control al vitezei (Control Rate – Couette) la care mărimile de intrare și de ieșire se măsoară pe axe diferite. Reometrul realizat aparține deci, unei clase noi de reometre;
- dimensiunile geometrice optime (diametrul și înălțimea cilindrilor, grosimea spațiului inelar) au fost stabilite în corelare cu valorile criteriului Taylor-Reynolds pentru regimul hidrodinamic tranzitoriu $60 < Ta_{Re} < 3000$;
- sunt precizate soluțiile constructive: legatura elastică a cilindrului exterior și sistemul de tensionare a acesteia, ghidajul, etanșarea, reglarea și măsurarea turației cilindrului interior, măsurarea torsionării cilindrului exterior;
- s-a stabilit și verificat metodologie de măsurare și de calcul a parametrilor funcționali astfel ca să se poată face caracterizarea reologica și calculul viscozității lichidelor;
- din compararea valorii viscozității obținute, cu cea a lichidelor etalon, s-a calculat efectul de capăt și factorul de corecție corespunzător. Acest coeficient nu difera mult de valoarea unitară;
- reometrul permite vizualizarea fenomenelor reologice ce au loc în spațiul inelar.

BIBLIOGRAFIE

1. E. D. Burger, L. G. Chorn, T. K. Perkins, *J Reol.* 24, pp. 603-626, 1980
2. R. S. Ousterhoud, C. D. Hall, *J. Petroleum Technol.* 13, pp. 217, 1961
3. R. H. Selin, J. W. Shoyt, O. Scrivener, *J. Hydraulic Res.* 20, pp. 29 – 68, 1982
4. R. H. Selin, J. W. Shoyt, J. Pollirt, O. Scrivener, *J. Hydraulic Res.* 20, pp. 235 – 292, 1982
5. R. H. Selin, M. Ollis, *J. Reolog.* 24, pp. 667 – 684, 1980
6. J. Golda, *Cem. Eng. Commun.* 43, pp. 53-67, 1986
7. *Fachlexikon – Physik, band 2*, Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt/Main, Auflage 1989
8. R. W. Whorlow, *Rheological techniques*, Univ. of Surrey, Elis Horwood, New York, 1962
9. J. L. Lumley, "The reduction of of skin friction drag", 5th Symp. of naval hydrodynamics, Bergen, Norway, 1964
10. J. Choi Hyoung, S. Jhan Myung, *Ind. & Eng. Chem. Research*, Volume 35, Number 9, pp. 2993-2998, 1996
11. C. S. Wells, J. G Spangler, "Injection of a drag-reducing fluid in a turbulent pipe flow of a Newtonian fluid", *Phys. Fluids*, Vol. 10, pp 1890-1894, 1967
12. A. Gyr, Toms-Effekt, Bericht, Institut für Hydromechanik und Wasserbau, ETH Zürich, 1972
13. A. J. Reynolds, *Curgeri turbulente în tehnică*, Ed. Tehnică, București, 1982
14. C. F. Pavlov, P.G. Romankov, A. A. Noskov, *Procese și aparate în industria chimică*, Editura Tehnică, București, 1981
15. N. Latrache, A. Ezersky, I. Mutabazi, "Anomalous dispersion of Couette-Taylor spirals". *Proceedings of 13th International Couette-Taylor Workshop*, Barcelona, Spain, 3-5 July 2003
16. A.P Willis, C. F. Barenghi, "Magneto-rotational instability and dynamoin hydromagnetic Couette flow", *Proceedings of 13th International Couette-Taylor Workshop*, Barcelona, Spain, 3-5 July 2003
17. M.A. Couette, « Etudes sur le Frottement des Liquides », *Annals de Chimie et de Physique*, 21, pp.433-510 (in France), 1890
18. B. A. Toms, "Some observations on the flow of linear solutions through straight tubes at large Reynolds numbers", *Proc. 1st Intern. Congress Rheology*, Holland, 1948, Vol. II, pp. 135-141, Amsterdam: North Holland Publ. Co., 1949
19. B. A. Toms, "On the early experiments on drag reduction by polymers", *Phys. Fluids*, Vol. 20, pp. S3-S8, 1977
20. K. J. Mysels, "Flow of thickened fluids", U. S. Patent, 2 492 173, 1949
21. K. J. Mysels, "Early experiences with viscous drag reduction", *AIChE Chem. Engr. Prog.*, Vol. 67 Symp. Serie No. 111, pp.45-49, 1971
22. B. Gampert, P. Wagner, "The influence of molecular weight and molecular weight distribution on drag reduction and mechanical degradation in turbulent flow of highly dilute polymer solution", *IUTAM-Symposium: in "The Influence of Polymer Additives on Velocity and temperature Fields"*, Ed. B. Gampert, Essen, 1984, Springer Verlag Berlin, pp.223-232, Heidelberg, 1985

23. P. S Virk, E. W. Merrill, H. S. Mickley, K. A. Smith, E. L. Mollo-Christensen, "The Toms phenomenon: turbulent pipe flow of dilute polymer solutions", *J. Fluid Mech.*, Vol. 30, pp.305-328, 1967
24. P. S Virk, H. Baher, "The effect of polymer concentration on drag reduction", *Cem. Eng. Sci.*, Vol.25, pp.1183-1189, 1970
25. Daniel H. Fruman, Serge S. Aflalo "Hydrofil Lift, Drag and Typ Vortex Modifications in Homogeneous Polymer Solutions" in. *Drag Reduction in Fluid Flows, Techniques for Friction Control*, (eds. R. H. J. Sellin, R. T. Moses), Published for the: International Association for Hydraulic Research by Ellis Horwood Limited Publishers. Chichester, 1989
26. K. Schmitt, F. Durst and P.O. Brunn -Lehrstuhl für Strömungsmechanik, University Erlangen-Nürnberg, *Surfactant Additives in Pipe Flows under Cyclic Heating Conditions*, in. *Drag Reduction in Fluid Flows, Techniques for Friction Control*, (eds. R. H. J. Sellin, R. T. Moses), Published for the: International Association for Hydraulic Research by Ellis Horwood Limited Publishers. Chichester, 1989
27. F. Durst, K. Schmitt, și P.O. Brunn-Lehrstuhl für Strömungsmechanik, University Erlangen-Nürnberg, in *Drag Reduction in Fluid Flows, Techniques for Friction Control*, (eds. R. H. J. Sellin, R. T. Moses), Published for the: International Association for Hydraulic Research by Ellis Horwood Limited Publishers. Chichester, 1989
28. A. Gyrand, H.-W. Bewersdorff, "Drag Reduction of Turbulent Flows by Additives", *Kluwer Academic Publisher, Dordrecht, The Netherlands*, pp. 199, 1995
29. R. H. Wade, *Symposium on Polymer reduction*, New York, USA, Paper 13 c, 1972
30. F. D Martischius & W. Heide, 1984, *Drag Reduction in heating systems: stabilization of polyacrylamide solutions up to temperatures of 150° C*, in *Drag reduction* (eds. Sellin, R.H.J. & Moses, R.T.), University of Bristol, D9, 1-3, 1972
31. I. L. Povkh, A. A. Stupin, S.N. Maksjutenko, P.V. Aslanov & A. P. Simionenko, (1980) - *Feature of turbulent flows of surfactant solutions of micelle forming surfactants (în rusește)*, *Mehanika turbulentniñ potokov, Tretja vsesojusnaia Konferenția (1977) Moscova*, pp. 44-69, 1980
32. V. Elias & J. Vocel, "Polymer additives for sprinklers irrigation", *Communications of the Institute of Hydrodynamics 8. Prague*, 1978
33. V. Elias & J. Vocel, 1980a "Increasing the capacity of sprinkler irrigation system network by polymer additives", *International Commission on Irrigation and Drainage, 11th Congress*, pp. 227-230, *Communications of the Institute of Hydrodynamics 8. Prague*, 1980
34. V. Elias & J. Vocel, 1980b, "Long term field experiments with polymer additives for sprinklers irrigation", *Communications of the Institute of Hydrodynamics 10., Prague*, 1980
35. R. P. Singh, J. Singh & S. A. Holey, "Application of the drag reducing polymer in reducing energy requirements of sprinkler irrigation systems, I", *Journal Agricultural Engineering 16*, pp. 53-59, 1979
36. G. Sankar, R. P. Singh, J. Singh, 1982, "Application of the drag reducing polymer in reducing energy requirements of sprinkler irrigation systems, II", *Journal Agricultural Engineering 19*, pp. 9-14, 1982
37. J. Pollert & V. Kolar, 1977, "Sludges and their transport by pipelines", *Symp. Of Council of Material Economic Help, Prague*, Paper 17, 1977
38. J. Pollert & V. Kolar, 1982, "Drag Reduction and its engineering applications", *Acta Polytechnica, Series of Technical University in Prague*, pp. 133-142, 1982

39. J. Golda, "Hydraulic transport of Coal in pipes with drag reduction additives", *Chemical Engineering Communications* 43, pp. 53-67, 1 - 3 April 1986
40. I. Țăposu, *Mecanică analitică și vibrații, teorie și probleme*, Editura tehnică, București, 1998
41. F. Crawford, *Cursul de fizică Berkely*, Editura Didactică și pedagogică, București, 1983
42. Z. Groșșan, D. Kohn, M. Medeleanu, *Fenomene de Transfer și Utilaje în Industria Chimică, Vol. I, Procese hidrodinamice*, Inst. Politehnic Timișoara, 1979
43. G. Schramm, *Einführung in Rheologie und Rheometrie*, Thermo Haake, GmbH, Karlsruhe, 1995
44. G. S. Beavers, , D. D. Joseph, *J. Fluid Mech.* 1975, 69, pp. 475, 1975
45. J. R. Van Wazer, J. W. Lyons, K. Y. Lim, L. E. Colwell, *Viscosity and Flow Measurement*; Wiley, New York, 1963
46. C. Goldstein, *Trans. Soc. Rheol.*, 18, pp. 357, 1974
47. H. M. Laun, J. Meissner, *Rheol. Acta*, 19, pp. 60, 1980
48. C. Macosko, *Rheology, Principles, Measurements; and Applications*, VCH Publishers. In. New York, 1994
49. J. M. Piau, M. Piau, *Rhéologie*, Vol. 8, 1-4, 2005
50. R. W. Whorlow, *Rheological techniques*, Univ. of Surrey, Elis Horwood, New York, 1992
51. I. Radian, J. L. Zarkin & G. K. Patterson, "Drag reduction in solid-fluid systems", *AIChE J.* 21, pp. 358-371, 1975
52. P. Debye & A. M. Bueche, "Intrinsic viscosity, diffusion and sedimentation rate of polymers in solution", *J. Chem. Phys.* 16, pp. 573-579, 1948
53. W. Kuhn, A. Kuhn, "Bedeutung beschränkt freier Drehbarkeit für die Viskosität und Strömungsdoppelbrechung von fadenmolekellösungen I." *Helv. Chim. Acta* 28, pp. 1533-1579, 1945
54. B. H. Zimm, B.H. "Dynamics of Polymer molecules in dilute solutions: viscoelasticity, flow birefringence and dielectric loss." *J. Chem. Phys.* 24, pp. 269-278, 1956
55. P. E. Rouse, "A theory of linear viscoelastic properties of dilute solutions of coiling polymers", *J. Chem. Phys.* 21, pp. 1272- 128, 1953
56. W. Ostwald, "Über die Geschwindigkeitsfunktionen der Viskosität disperer systeme", *I Kolloid-Z.* 36, pp. 99-117, 1925
57. M. M. Cross, "Rheology of non-Newtonian fluids: a new equation for pseudo-plastic systems", *Journal of Colloid Science* 20, pp. 412-437, 1965
58. K. J. Mysels, U.S. Patent 2, 492, 173, 949
59. J. G. Savius, "A stress-controlled drag reduction phenomenon" *Rheologica Acta* 6, pp. 323-330, 1967
60. H. W. Bewersdorff, B. Frings, P. Lindner, R. C. Oberthür, "The conformations of drag reducing micelles from small-angle-neutron-scattering experiments", *Rheologica Acta* 25 pp. 642-646, 1986
61. A. Gyr, "Burst cycle and drag reduction" *J. Appl. Math. & Phys.(ZAMP)* 27, pp. 717-725, 1976
62. F. H. Bark, H. Tinoco, "Stability of plane Poiseuille flow of dilute suspension of slender fibres". *J. Fluid Mech.* 87, 1978
63. R. Heen, "Untersuchung der Orientierung und Assoziatbildung von Tensid- und Polymerlösungen", *Dissertation*, University of Dortmund, 1993
64. S. Tjenschi, *Chimie coloidală*, Ed. Tehnică, București, 1964
65. A. A. Robertson, S. G. Mason, "The Flow characteristics of dilute fiber suspensions", *TAPPI* 40, pp. 326-334, 1957

66. A. Leca, M. Leca, N. P. Bedros, „Reducerea energiei de pompare la curgerea prin conducte a lichidelor aditivate”, Hidrotehnica 28, pp. 165, Bucuresti, 1984
67. A. Ram, „Polymers and their effectiveness in drag reduction”, Colloques Internationaux du Centre National de la Recherche Scientifique No 233, Polymeres et Lubrification, Brest, pp.271, 1974
68. J. W. Hoyt, „Recent Progress in polymer drag reduction”, Colloques Internationaux du Centre National de la Recherche Scientifique No 233, Polymeres et Lubrification, Brest, pp.193, 1974
69. A. Leca, M. Leca, „Aditivarea lichidelor, soluție modernă de economisire a energiei”, Editura Tehnică, București, 1982
70. B. Gampert, P. Wagner, “The influence of molecular weight and molecular weight distribution on drag reduction and mechanical degradation in turbulent flow of highly dilute polymer solution”, IUTAM-Symposium: “The Influence of Polymer Additives on Velocity and temperature Fields”, Ed. B. Gampert, Essen, pp.223-232, 1984
71. E. D. Burger, L. G. Chorn, T. K. Perkins, J Reol. 24, pp. 603, 1984
72. R. H. Selin, M. Ollis, J. Reolog. 24, pp.667, 1980
73. P. Debye, A. M. Bueche, „Intrinsic viscosity, diffusion and sedimentation rate of polymers in solution”, J. Chem. Phys. 16, pp. 573, 1948
74. W. Kuhn, A. Kuhn, „Bedeutung beschränkt freier Drehbarkeit für die Viskosität und Strömungsdoppelbrechung von fadenmolekellösungen”, I. Helv. Cim. Acta 28, pp. 1533, 1945
75. G. S. Lewis, H. L. Swinney, „Velocity structural functions, scaling and transitions in high Reynolds number Couette-Taylor flow”, Phys. Rev. E, 59, pp. 5457, 1999
76. C. Petrea, L. M. Ionescu, Fizica elastomerilor-Reologie, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981
77. **N. Borș**, A. Tămaș, Z. Groșșian, „Specific Effects in Liquids Subject to Rotational Motion”, Chem. Bull. "Politehnica" Univ. (Timișoara), Seria Chimie, Volume 53(67), 1-2, pp. 16, 2008
78. **N. Borș**, A. Tămaș, „Contributions to the Dimensioning Optimization of a Rotating Rheometer”, Scient. Bull. "Politehnica" Univ. of Timișoara, Transactions on Mechanics, Nr. 1, pp 81-87, 2010
79. A. Tămaș, **N. Borș**, R. Minea, „The effect of some additives on the friction in liquids subject to rotational motion”, Petroleum-Gas Univ. of Ploiești Bull., Technical Series, LX, 4B, ISSN 1224-8495, Ploiești, Romania, pp.105-111, 2008
80. **N. Borș**, A. Tămaș, Z. Groșșian, „The construction and calibration of a rotating viscometer”, Studia Universitatis Babeș-Bolyai, Chemia, LIV, 4(1), ISSN 1224-7154, Cluj-Napoca, Romania, pp. 55-62, 2009
81. **N. Borș**, A. Tămaș, “The Testing and Calibration of a Rotating Viscometer”, Studia Universitas Babes-Bolyai Cluj-Napoca, Chemia, in press., Cluj-Napoca, Romania, 2010