

HI

НЭСМІ НІДРАВЛІК ІНТІҚАЛЛАР ВӘ
НІДРОПНЕВМОАВТОМАТІКА

Ә.Н.ӘЗІЗОВ
Х.М.ҒЕЙДӘРОВ

I

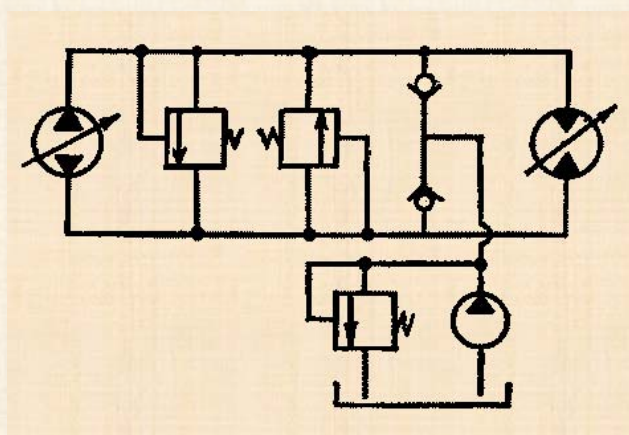
HI

Ә.Н.ӘЗІЗОВ, Х.М.ҒЕЙДӘРОВ

НЭСМІ НІДРАВЛІК ІНТІҚАЛЛАР ВӘ НІДРОПНЕВМОАВТОМАТІКА

Дәрслік

I СІЛД



BAKI - 2012

Ə.H.ƏZİZOV, X.M.HEYDƏROV

**HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR
VƏ
HİDROPNEVMOAVTOMATİKA**

(2 cilddə)

Dərslik

I CİLD

**Azərbaycan Respublikası Təhsil Nazirliyinin
qərarı ilə təsdiq edilmişdir**

Bakı – 2012

UHTÇ 621– 82.522

**ƏZİZOV Əzizağa Həmid oğlu, dosent,
HEYDƏROV Xosrov Məmi oğlu, dosent**

HƏCMI HIDRAVLİK İNTİQALLAR VƏ HİDROPNEVMOAVTOMATİKA

**Dərslik
I CİLD**

ADNA, Bakı, 2012 il, 503 s.

«Həcmi hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika» dərsliyində neft-mexanika və neft-mədən ixtisasları üzrə bakalavr və magistrlər pillələrində təhsil alan tələbələr üçün oxunan mühazirələrin məzmunu verilmişdir. Dərsliyə daxil olan mühazirələr hazırda qüvvədə olan tədris proqramlarına uyğun olaraq tərtib edilmişdir.

Dərslikdə həcmi hidravlik intiqalların nəzəriyyəsi, işçi prosesləri, hesabları (misallarla), işçi xarakteristikaları, təşkil edən avadanlıqların konstruksiyaları və istismar qaydaları şərh edilir.

Ali məktəb tələbələri və magistrantları üçün nəzərdə tutulan bu dərslikdən həcmi hidravlik intiqalların istismarı ilə məşğul olan mütəxəssislər də istifadə edə bilər.

Şəkil – 199, cədvəl – 29, ədəbiyyat – 123..

Redaktor: t.e.n., dosent Ə.S.Əhmədov

Rəy verənlər: t.e.d., professor V.T.Məmmədov,
t.e.d., professor A.M.Məmmədzadə
t.e.d., professor R.Ş.İsmayılov
t.e.d., dosent N.D.Yusubov

I CİLD

1. Həcmi hidravlik intiqallar

- 1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat
- 1.2. İşçi mayelər
- 1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları
- 1.4. Həcmi hidravlik intiqalın tənzim edilməsi
- 1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin stabilləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması
- 1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçilməsi və onunla birgə işləməsi
- 1.7. Hidravlik intiqalın istilik rejimi
- 1.8. Hidravlik intiqalların işçi mayələrinin kondisionerləri
- 1.9. Hidravlik intiqalların köməkçi avadanlıqları
- 1.10. Hidravliki həcmi çeviricilər
- 1.11. Hidravlik akkumulyatorlar
- 1.12. Mayeli yaylar və amortizatorlar
- 1.13. Kipləşdiricilər

II CİLD

2. Hidravlik aparatlar

- 2.1. Hidravlik aparatlar haqqında ümumi məlumat
- 2.2. Hidravlik aparatların təsnifatı
- 2.3. Təzyiq klapaları
- 2.4. Reduksiya klapaları
- 2.5. Köməkçi klapaları
- 2.6. Hidravlik drossellər
- 2.7. Hidravlik paylayıcılar
- 2.8. Axın tənzimləyiciləri
- 2.9. Drosselli axın bölüşdürücüləri

3. İzləyici hidravlik intiqallar

- 3.1. İzləyici hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat
- 3.2. Gücləndirici qurğular
- 3.3. Elektro-hidravlik izləyici sistemlər
- 3.4. Əks əlaqəli izləyici gücləndirici hidravlik qurğular

4. Hidravlik intiqalın idarə olunması və onların sənayedə tətbiqi tipik sxemləri

- 4.1. Hidravlik intiqalın idarə olunması
- 4.2. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemlərinin nümunələri
- 4.3. Sənayedə tətbiq olunan tipik hidravlik intiqalların nümunələri

5. Pnevmatik intiqallar

- 5.1. Pnevmatik intiqalın hesabının termodinamika əsasları
- 5.2. Pnevmatik maşınlar
- 5.3. Pnevmatik aparatlar
- 5.4. Pnevmatik intiqalların nümunələri

MÜNDƏRİCAT

MÜQƏDDİMƏ	11
GİRİŞ	14
1. Hidravlik intiqalların qısa tarixi.....	16
II. Hidravlik intiqalların gələcək inkişafı haqqında.....	21
III. Neft-qaz sənayesinin neft-qaz hasilat və emal istehsalatlarında hidravlik və pnevmatik intiqalların tətbiqinin perspektivləri	24
IV. Hidravlik intiqal və hidravlik avadanlıqların dünyada əsas istehsalçıları.....	26
1. HƏCMI HİDRAVLİK İNTIQALLAR	28
1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat	29
1.1.1. Hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat.....	29
1.1.2. Həcmi hidravlik intiqalın iş prinsipi və onun prinsipial hidravlik sxemi.....	30
1.1.3. Həcmi hidravlik intiqalın üstünlükləri və çatışmamazlıqları.....	35
1.1.4. Həcmi hidravlik intiqalların tətbiq sahələri.....	40
1.1.5. Həcmi hidravlik intiqalın əsas hissələri.....	44
1.1.6. Həcmi hidravlik intiqalların təsnifatı.....	46
1.1.7. Həcmi hidravlik intiqalın əsas parametrləri.....	52
1.1.7.1. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkət tənliyi.....	52
1.1.7.2. Hidravlik intiqalları xarakterizə edən əsas parametrlər	56
1.1.8. Həcmi hidravlik intiqalın güc balansı	57
1.1.9. Həcmi hidravlik intiqalın FİƏ	61
1.2. İşçi mayelər	65
1.2.1. İşçi mayelərin xassələri.....	66
1.2.1.1. Mayelərin sıxlığı.....	66
1.2.1.2. Mayelərin temperatur genişlənməsi.....	68
1.2.1.3. Mayelərin sıxılma qabiliyyəti.....	69

1.2.1.4. Mayelərin özlülüyü.....	71
1.2.1.5. Mayelərin doymuş buxarlarının təzyiqi.....	81
1.2.2. Qeyri-nyuton mayələr.....	82
1.2.3. Hidravlik intiqalların işçi mayelərinin növləri.....	84
1.2.4. İşçi mayenin özlüyünün həcmi hidravlik maşınların işinə təsiri.....	87
1.2.5. İşçi mayenin mexaniki və kimyəvi sabilliyi.....	91
1.2.6. İşçi mayelərdə köpüyün əmələ gəlməsi.....	92
1.2.7. Mayelərdə qazların həll olması.....	93
1.2.8. Hava və mayenin mexaniki qarışığı.....	98
1.2.8.1. Hava və mayenin mexaniki qarışığının xüsusiyyətləri.....	98
1.2.8.2. Həcmi hidravlik maşınların parametrlərinə işçi mayədə həll olunmamış havanın təsiri	100
1.2.8.3. Hidravlik sistemə havanın düşməsinin qarşısını alan əsas üsullar.....	105
1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları.....	106
1.3.1. Həcmi hidravlik maşınların təsnifatı.....	106
1.3.2. Həcmi hidravlik maşınların əsas hidravlik parametrləri	108
1.3.3. Həcmi hidravlik maşınların məhsuldarlığı.....	109
1.3.4. Həcmi hidravlik maşınlarda ümumi güc balansı və güc itkiləri.....	111
1.3.5. Hidravlik maşınların tam (ümumi) FİƏ.....	115
1.3.6. Radial-porşenli nasoslar və hidravlik motorlar.....	123
1.3.6.1. Radial-porşenli hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi.....	123
1.3.6.2. Radial-porşenli hidravlik maşınların əsas parametrləri.....	127
1.3.6.3. Radial-porşenli hidravlik maşınların konstruksiyaları.....	130
1.3.6.4. Radial-porşenli yüksək momentli hidravlik	

motorlar.....	132
1.3.6.5. Radial-porşenli hidravlik maşınların əsas konstruktiv parametrlərinin hesabı.....	135
1.3.7. Aksial-porşenli nasoslar və hidravlik motorlar.....	140
1.3.7.1. Aksial-porşenli hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi.....	141
1.3.7.2. Rotorlu aksial-porşenli hidravlik maşınların əsas parametrləri.....	145
1.3.7.3. Aksial-porşenli hidravlik maşınların konstruksiyaları.....	148
1.3.7.4. Aksial-porşenli hidravlik maşınların əsas konstruktiv parametrlərinin hesabı.....	156
1.3.8. Lövhəli nasoslar və hidravlik motorlar.....	162
1.3.8.1. Lövhəli hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi.....	162
1.3.8.2. Lövhəli aksial-porşenli hidravlik maşınların əsas parametrləri.....	169
1.3.8.3. Lövhəli hidravlik maşınların konstruksiyaları.....	173
1.3.9. Dişli çarxlı nasoslar və hidravlik motorlar.....	180
1.3.9.1. Dişli çarxlı hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi.....	180
1.3.9.2. Dişli çarxlı hidravlik maşınların əsas parametrləri.....	182
1.3.9.3. Dişli çarxlı hidravlik maşınların konstruksiyaları	187
1.3.10. Vintli nasoslar və hidravlik motorlar.....	192
1.3.10.1. Vintli hidravlik maşınların təsnifatı.....	193
1.3.10.2. Vintli hidravlik nasoslar və onların konstruksiyaları.....	195
1.3.10.3. Vintli quyu hidravlik mühərrikləri və onların konstruksiyaları.....	206
1.3.11. Hidravlik güc silindrləri	211

1.3.11.1. Hidravlik güc silindrlərinin təsnifatı və onlar haqqında ümumi məlumat.....	212
1.3.11.2. Hidravlik güc silindrlərinin əsas parametrləri və onların hidravlik sistemə qoşulma üsulları.....	217
1.3.11.3. Hidravlik güc silindrlərdə yaranan qüvvələr.....	225
1.3.11.4. Hidravlik silindrlərin gücü və FİƏ.....	227
1.3.11.5. Hidravlik güc silindrlərin dempferləri.....	229
1.3.11.6. Hidravlik teleskopik silindrlər.....	233
1.3.11.7. Hidravlik güc silindrlərinin konstruksiyaları.....	235
1.3.12. Döndərici hidravlik silindrlər.....	245
1.4. Həcmi hidravlik intiqalın tənzim edilməsi.....	252
1.4.1. Həcmi hidravlik intiqalların tənzim edilməsi üsulları	252
1.4.2. Drossel ilə tənzim olunma.....	255.
1.4.2.1. Tənzimləyici drosselin hidravlik mühərriklə ardıcıl birləşdirilməsi.....	257
1.4.2.2. Ardıcıl yerləşən drossellə həcmi hidravlik intiqalın işinin tənzimlənməsinin qrafiki təsviri.....	268
1.4.2.3. Tənzimləyici drosselin hidravlik mühərriklə paralel birləşdirilməsi.....	275
1.4.2.4. Paralel yerləşən drossellə həcmi hidravlik intiqalın işinin tənzimlənməsinin qrafiki təsviri.....	280
1.4.3. Drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların tam FİƏ.....	285
1.4.3.1. Ardıcıl drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların FİƏ.....	285
1.4.3.2. Paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların FİƏ.....	290
1.4.4. Həcmi (maşınla) tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallar.....	294
1.4.4.1. Nasosla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqal.....	295
1.4.4.2. Hidravlik mühərriklə tənzimlənən həcmi	

hidravlik intiqal.....	302
1.4.4.3. Nasosla və hidravlik motorla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqal.....	306
1.4.5. Həcmi hidravlik intiqalın tənzimlənmə üsullarının müqayisəsi.....	311
1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin stabilləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması.....	314
1.5.1. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin stabilləşdirilməsi.....	314
1.5.1.1. Drossellə tənzimlənmədə sürətin stabilləşdirilməsi.....	314
1.5.1.2. Həcmi tənzimlənmədə sürətin sabitləşdirilməsi....	319
1.5.2. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sinxronlaşdırılması.....	322
1.5.2.1. Drosselli bölüşdürücülərlə sürətlərin sinxronlaşdırılması.....	322
1.5.2.2. Həcmi axın bölüşdürücülərlə sürətlərin sinxronlaşdırılması.....	325
1.5.2.3. Həcmi dozalayıcılar vasitəsilə hidravlik mühərriklərin sürətlərin sinxronlaşdırılması	327
1.5.2.4. Mexaniki əlaqələnmə üsulla sürətlərin sinxronlaşdırılması	329
1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçilməsi və onunla birgə işləməsi.....	331
1.6.1. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçilməsi.....	331
1.6.2. Həcmi hidravlik intiqalın və intiqalın hərəkətverici mühərrikinin birlikdə işi.....	337
1.6.3. Gücün zahiri paylanması ilə həcmi hidromexaniki ötürmələr.....	341
1.7. Hidravlik intiqalın istilik rejimi.....	342
1.7.1. Hidravlik intiqalın istilik rejimi haqqında ümumi	

məlumat.....	343
1.7.2. Hidravlik intiqal çəninin minimal həcmnin təyini...	351
1.7.3. Hidravlik intiqalın su istilikdəyişdiricilərinin hesabı.....	354
1.8. Hidravlik intiqalların işçi mayelərinin kondisionerləri	359
1.8.1. İşçi mayeləri bərk hissəciklərdən təmizləyən aparatlar.....	359
1.8.1.1. Süzgəclər.....	360
1.8.1.2. Süzgəclərin konstruksiyaları.....	366
1.8.1.3. Süzgəclərin hidravlik sisteminə qoşulma sxemləri	373
1.8.1.4. Separatorlar.....	378
1.8.2. İstilikdəyişdirici aparatlar.....	382
1.9. Hidravlik intiqalların köməkçi avadanlıqları	390
1.9.1. Hidravlik çənlər.....	390
1.9.1.1. Hidravlik çənlər haqqında əsas məlumat.....	390
1.9.1.2. Hidravlik çənlərin konstruksiyaları və onların avadanlıqları.....	394
1.9.1.3. Hidravlik çənlərə olan əsas tələbatlar.....	398
1.9.2. Hidravlik xətlər.....	400
1.9.2.1. Hidravlik borular.....	401
1.9.2.2. Boruların birləşdirilməsi.....	404
1.9.2.3. Boru kəmərlərinin seçilməsi və möhkəmliyə hesabı.....	411
1.9.2.4. Hidravlik xətlərin hidravliki hesabı.....	417
1.10. Hidravliki həcmi çeviricilər	428
1.10.1. Düztəsirli çeviricilər.....	428
1.10.2. Fırlanma hərəkətli çeviricilər.....	434
1.11. Hidravlik akkumulyatorlar	436
1.11.1. Hidravlik akkumulyatorlar haqqında ümumi	

məlumat.....	436
1.11.2. Hidravlik akkumulyatorların əsas növləri və konstruksiyaları.....	438
1.11.3. Hidravlik akkumulyatorların hidravliki hesabı.....	444
1.11.4. Qaz-maye akkumulyatorların tutumunun hesabı.....	448
1.12. Mayeli yaylar və amortizatorlar.....	453
1.12.1. Mayeli yayların iş prinsipi.....	453
1.12.2. Sıxılan mayenin enerjisi.....	456
1.12.3. Mayeli amortizatorlar	458
1.13. Kipləşdiricilər.....	462
1.13.1. Kipləşdiricilərin təyinatı, təsnifatı və onlara olan tələbatlar.....	462
1.13.2. Hərəkətsiz birləşmələr üçün kipləşdiricilər.....	465
1.13.3. Hərəkətli birləşmələr üçün kipləşdiricilər.....	467
1.13.3.1. Hərəkətli kontaktsiz kipləşdiricilər.....	467
1.13.3.2. Hərəkətli kontaktlı kipləşdiricilər.....	469
1.13.3.3. Metal həlqələrlə kipləşdirmə.....	470
1.13.4. Elastik kipləşdirici həlqələrlə hermetikləşdirmə.....	471
1.13.4.1. Düzbucaqlı en kəsikli həlqələr.....	472
1.13.4.2. Dairəvi en kəsikli həlqələr.....	473
1.13.4.3. Doldurma tipli kipləşdiricilər.....	474
1.13.4.4. Manjetli kippəclər.....	475
1.13.5. Fırlanan valların kipləşdirilməsi.....	478
1.13.5.1. Radial tipli kippəclər.....	478
1.13.5.2. Yan kippəclər.....	479
İŞARƏLƏR VƏ İNDEKSLƏR.....	482
ƏDƏBİYYAT.....	484
ƏLAVƏLƏR.....	494

MÜQƏDDİMƏ

Dərslikdə həcmi hidravlik və pnevmatik intiqalların quruluşu, iş prinsipi, hesabı və konstruksiya edilməsi, tənzimlənməsi, idarə olunması, onların mexanikləşdirilmiş və avtomatlaşdırılmış sənaye qurğularında tətbiqinə aid məsələlərə geniş baxılmışdır

Dərsliyin I-ci cildində ***həcmi hidravlik intiqal*** haqqında əsas məlumat, iş prinsipi, onu təşkil edən həcmi hidravlik maşınlarının konstruksiyaları və xüsusiyyətləri, işçi mayelərin hidravlik intiqallarda yerinə yetirən funksiyaları və seçilməsi, həcmi hidravlik intiqalların çıxış bəndinin işinin tənzimlənməsi, köməkçi avadanlıqlarının iş prinsipi, onların konstruksiyaları və seçilməsi, hidravlik intiqalların istilik rejimi və s. məsələlərə baxılmışdır.

Dərsliyin II-ci cildində həcmi hidravlik intiqalların qoruyucu, tənzimləyici və köməkçi ***hidravlik aparatlarının*** iş prinsipi, onların əsas konstruksiyaları və işçi parametrləri verilmişdir. Bununla yanaşı II-ci cildə ***izləyici və gücləndirici hidravlik intiqallar***, onların elektro-hidravlik və əks əlaqəli növlü gücləndirici qurğuların iş prinsipi və onların idarə olunması, tipik həcmi hidravlik intiqalların sxemləri və sənaye avadanlıqlarında onların tətbiq olunma nümunələri göstərilmişdir. Bu cildə, həcmi hidravlik intiqalların bir növü olan, ***həcmi pnevmatik intiqallar***, onları təşkil edən pnevmatik maşınlar və aparatlar, işçi çisim kimi qazların xüsusiyyətləri, pnevmatik intiqallar sxemlərin nümunələri haqqında qısa məlumat verilmişdir.

Təqdim olunan «Həcmi hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika» dərsliyi bakalavr pilləsinin «Enerji maşınqayırması mühəndisliyi» (050610) ixtisasının «Hidravlik maşınlar, hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika» və «Neft-mədən qurğuların hidravlik sistemləri» ixtisaslaşmaları, magistr pilləsinin «Enerji maşınqayırması mühəndisliyi» (060610) ixtisasının «Neft-mədən qurğularının hidravlik sistemləri» ixtisaslaşması və «Mexanika mühəndisliyi» (060630) magistr

ixtisasının «Hidravlik maşınlar, hidrintiqallar və hidropnevmoavtomatika» ixtisaslaşması tələbələri üçün nəzərdə tutulmuşdur.

«Həcmi hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika» dərsləri Azərbaycan Təhsil Nazirliyinin 14 iyun 2011-ci il tarixli 1120 nömrəli əmri ilə təsdiq edilmiş «Enerji maşınqayırması mühəndisliyi» (050610) ixtisasının bakalavr pilləsində tədris olunan «Həcmi hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika» fənni üzrə proqram əsasında tərtib olunmuşdur.

Dərslər ADNA-ın “Hidravlik maşınlar və hidravlik intiqallar” (keçmiş) və “Maşınqayırma və material emalı” kafedralarda aparılan müəhazirələr əsasında tərtib olunmuşdur.

«Həcmi hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika» kursunun öyrənilməsindən əvvəl tələbələr «Maye və qaz mexanikası», «Hidravlika və hidravlik maşınlar» və «Həcmi hidravlik maşınlar» kurslarını keçdiklərinə görə bu dərslərdə o fənlərdə baxılan məsələlərə yalnız aydınlaşdırma məqsədilə toxunulur. Kursu daha dərinlən mənimsəmək üçün kafedranın əməkdaşları tərəfindən tərtib olunan həmin kurs üçün laboratoriya (Əzizov Ə.H., Əhmədov Ə.S., Heydərov H.Ə, Əzizov V.H. «Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika» kursundan laboratoriya işləri. ADNA, 2009, 230 s.) və məşğələlər (Əzizov Ə.H., Hacıyeva İ.Y., Əzizov V.H. “Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika” kursundan məşğələlər. ADNA, Bakı, 2008, 157 s.) üzrə dərslər vəsaitlərdən istifadə olunması tövsiyə olunur.

Dərslərdə əsas diqqət həcmi hidravlik intiqalların və onların hissələrinin hesabına, hidravlik intiqalların işinin tənzim və idarə olunmasına, onların tətbiqinə yönəlib. İlk növbədə irəli-geri və fırlanma hərəkətli həcmi hidravlik intiqalların, onların işçi parametrlərinə və xarakteristikalarına geniş şəkildə baxılmışdır. Bu həcmi hidravlik intiqalların əsas parametrlərini, müxtəlif hidravlik aparatların hesablamalar nümunə kimi misallarla verilmişdir.

Həcmi hidravlik intiqalların elektrohidravlik üsullarla idarə

olunması məsələlərin yüksək əhəmiyyətli olduğunu nəzərə alaraq dərslərdə ona xüsusi bir fəsil ayrılmışdır.

Bu dərslər qeyd olunan ixtisaslardan əlavə ADNA-ın Neft-mexanika və Neft-mədən fakültələrin ixtisaslarında təhsil alan və onların tədris proqramlarında «Hidravlik maşınlar və hidravlik inteqallar» kursu olan tələbələr və magistrantlar, eyni zamanda maşınqayırma və mexanika istiqamətli istehsalatda həcmi hidravlik inteqalların layihələndirilməsi, tədqiqi və istismarı ilə məşğul olan mütəxəssislər üçün də faydalı ola bilər.

Dərslərdə bütün hesablamalar və düsturlar Beynəlxalq ölçülər (SI) sistemində aparılmış və istifadə olunan düsturlar bu sistemdə yenidən işlənmişdir.

Müəlliflər bu dərslərin tərtibində iştirakına görə kafedranın dosenti, t.e.n. X.Ə.Əhmədova, assistenti, t.ü.f.d. S.Ə.Ağammədovaya, mühəndis H.Ə.Heydərova və magistr F.E. Səbzəyevə minnətdarlıqlarını bildirirlər.

İlk dəfə nəşr olunan bu dərslərə oxucular tərəfindən verilən təklif və rəylərə müəlliflər öncədən onlara öz təşəkkürünü bildirir.

Müəlliflər

GİRİŞ

Həcmi hidravlik intiqal dedikdə maşın və mexanizmlərin təzyiq altında işçi maye vasitəsilə hərəkətə gətirilməsi üçün nəzərdə tutulmuş (bir və ya bir neçə həcmi hidravlik mühərriklər daxil olmaqla) qurğuların məcmusu başa düşülür.

Həcmi hidravlik intiqallar hazırda sənayenin, demək olar, bütün sahələrində geniş tətbiq olunur və müasir sənaye qurğularının hidravlik sistemlərinin ayrılmaz tərkib hissəsidir. Texniki cəhətdən inkişaf etmiş ölkələrdə hidravlik intiqalsız böyük güclü avadanlıq və maşınlarla rast gəlmək demək olar ki, mümkün deyil.

Hidravlik intiqal avadanlığın kinematikasını əhəmiyyətli dərəcədə sadələşdirməyə, metal tutumluğunu azaltmağa, dəqiqliyi, işin etibarlılığını, həmçinin avtomatlaşdırma dərəcəsini artırmağa imkan verir. Sənaye cəhətdən inkişaf etmiş ölkələrdə hidravlik intiqalların istehsalı genişlənməkdədir. 1961-ci ildən hazırkı dövrə qədər hidravlik avadanlığın dünya istehsalı 10...15 dəfədən çox artmışdır.

Həcmi hidravlik intiqalların belə yayılmasının səbəbi ilk öncə mexaniki enerjinin ilkin mənbəyinin “fırlanan” momentinin sadə çevrilməsi (motorun – elektrik mühərrik, daxili yanma mühərriki, turbinlər və s.) və hidravlik qüvvənin maye mühərriklərinə ötürülməsidir.

Hidravlik mühərriklər, yəni hidravlik silindrlər və hidravlik motorlar işçi maye axını enerjisini çıxış bəndinin enerjisinə çevirir və onu icraçı mexanizmlərə ötürür. Hidravlik silindrlər ştokların “irəli-geri” hərəkətləri zamanı gücün yaranmasına, hidravlik motorlar isə “val” üzərində dövrətmə hərəkətləri zamanı fırlanan momentin yaranmasına xidmət edir.

Hidravlik intiqal ötürücü mühərrikin hərəkət sürətini və fırlanma tezliyini pilləsiz tənzimləməyə, gücündən maksimum istifadə etməyə, istifadə əmsalını, maşının istifadə keyfiyyətlərini

artırmağa imkan verir. Az ətalətliliyi ötürücünün yaxşı dinamik keyfiyyətlərini təmin edir, iş dövrünün müddətini qısaltmağa və maşının məhsuldarlığını artırmağa imkan verir. Yüksək momentli hidravlik mühərrikli hidravlik intiqallarda ötürmə əmsalı 1000 və daha yüksək ola bilər, yəni yüksək ötürmə əmsallarını həyata keçirmə imkanı var.

İdarəetmə dəstəklərində cüzi qüvvə ilə xarakterizə olunan işçi orqanlarla idarənin asanlıq və rahatlığı texniki heyət idarəçisi üçün komfort iş şəraiti yaradır. İcraçı mexanizmlərin proporsional elektrohıdravlik idarəli istiqamətləndirici paylayıcılar və təzyiqi və sərfi idarə edən proporsional elektromaqnitli tənzimləyici hidravlik aparatların tətbiqi maşınlar tərəfindən icra olunan prosesləri avtomatlaşdırmağa imkan verir.

Hıdravlik intiqallar sistemində mikroprosessorların quraşdırılması və onların proporsional elektrmaqnitli komponentlərə qoşulması zamanı maşın tərəfindən yerinə yetirilən işçi dövrü və ya bütöv texnoloji prosesi avtomatlaşdırmaq mümkündür. Məsələn, avtomat idarəetməyə keçmədən əvvəl operator “yaddaş” düyməsini basır və zəruri texnoloji əməliyyatı əl vasitəsilə yerinə yetirir. Sonra o, “avtomatik rejim” düyməsini basır və prosessor hidravlik intiqalın bu iş rejimini verilmiş alqoritm üzrə lazımı qədər təkrar edəcək. Belə vəziyyətdə maşın maksimal məhsuldarlıqla işləyir, operatorun rolu isə müşahidə ilə məhdudlaşır.

Hıdravlik intiqalın yığım vahidlərinin sərbəst vəziyyətdə yerləşdirilməsinin mümkünlüyünə görə onları qurğuda optimal quraşdırmasına və yığcam konstruksiyasını yaratmağa imkan verir. Hidravlik intiqallar qurğularda hərəkətverici maşınları, işçi orqanları, metal konstruksiyaları qoruyucu, axıdıcı, tormozlama və s. klapanlarla ifrat yüklərdən etibarlı qorunurlar. Hesab etmək olar ki, bu, həcmi hidravlik intiqalın ən əhəmiyyətli xüsusiyyətidir.

Hıdravlik intiqalın komponentləri yığcamdır, hidravlik intiqallı maşında ənənəvi tətbiq olunan – dişli çarxlı və zəncirvari

reduktorlar, muftalar, əyləclər, bucurqad barabanları, polispast bloklar, kanat və digər müntəzəm texniki baxış tələb edən tez köhnələn detalların olmaması sayəsində onların kütləsi çox deyil.

Müasir “pnevmoçarxlı” maşınların hidravlik intiqalları “hidravlik diferensial” funksiyası daxil olan elektrik sinxronlaşdırma sistemi ilə təchiz olunur. Nasosdan aparıcı çarxlara ötürülən maksimal fırlanan moment çarxların qrunla ilişmə dərəcəsi ilə təyin olunur. Zəif ilişmə olma nəticəsində idarənin itirilməsi baş verir ki, şinlər vaxtından əvvəl yeyilir, artıq yanacaq sərf olunur. Hidravlik intiqalın sinxronlaşdırıcı elektron sistemi çarxın qrunla ilişməsini izləyir və aparıcı çarxlar arasında fırladıcı momenti yenidən bölüşdürür. Hidravlik intiqalın sinxronlaşdırma əməliyyatını bort kompüterı həyata keçirir. Hər bir hərəkətə gətirilən çarxın fırlanma tezliyi hidravlik motorların arxa qapaqlarında quraşdırılmış rəqəmsal sensorlar vasitəsilə fasiləsiz ölçülür. Bort kompüterı alınan göstəriciləri müqayisə edir və lazım gəldikdə tənzimləyici klapan vasitəsilə yüksək sürətlə fırlanmağa başlayan sürüşən çarxa işçi mayenin verilməsini məhdudlaşdırır.

I. Hidravlik intiqalların qısa tarixi

Hidravlik və pnevmatik maşınlar müasir dövrdə də bəşər cəmiyyətinin fəaliyyəti üçün zəruri şəraiti təmin edən energetik maşınların ən qədim nümayəndələridir.

Rotor nasosları ilk dəfə Aqostino Ramellinin kitabında (1588-ci il) təsvir olunmuşdu. Mərkəzəqaçma nasosunun yaradılması Deni Papenanın (1689-cu il) adı ilə bağlıdır. Pərli nasosların konstruksiyası çoxlu mühəndis nəslı ilə təkmilləşmişdir. Belə, ən böyük hidravlik mexaniklərdən biri Osborn Reynolds pərli istiqamətləndirici aparatlı çoxpilləli mərkəzəqaçma nasosunun patentini aldı. Su çarxının ilk təsviri Yuli Sezar və imperator Avqustun dövründə yaşamış Qədim Dünyanın memar və mühəndisi Vitruviyə məxsusdur. X əsrdən sonra su çarxları XVIII

əsrin sonlarına kimi universal mühərrik kimi qalaraq geniş istifadə olunurdu.

“Turbin” termini 1826-cı ildə fransız professoru Burden ilk mərkəzəqaçma su mühərriki yaratması ilə meydana gəldi. Onun şagirdi Fuyneyron 1827-ci ildə sənaye üçün ilk su turbinini hazırladı.

Bununla belə hidravlik intiqal özündə nasos, hidravlik mühərrik və maye paylayıcı qurğusunu birləşdirən bütöv bir sistem kimi son 200...250 ildə inkişaf etməyə başladı.

İlk dəfə hidravlik intiqal 1742-ci ildə İngiltərədə Derbi çuqunəritmə zavodunda şaxta kömürqaldırının intiqalı üçün yaradılmışdı. Yalnız bir neçə ildən sonra orta əsrlərdən bəri məlum olan Nyukomenin çarxqol-sürgüqolu mexanizmlı maşını patentləşdirildi (Pikar, 1780).

XVIII əsrin sonlarında ilk dəfə olaraq hidravlik intiqallı yükqaldıran qurğular meydana çıxdı ki, orada işçi maye kimi su istifadə olunurdu. Hidravlik intiqallı ilk qaldırıcı kran İngiltərədə 1846...1847-ci illərdə istismara verildi və XIX əsrin ikinci yarısından hidravlik intiqal yükqaldırma maşınlarında geniş tətbiq tapdı.

Hidravlik intiqalın timsalı olan ilk qurğulardan biri hidravlik presdir (məngənədir). 1795-ci ildə belə qurğuya patenti Jozef Brama (Joseph Bramah) aldı ki, ona Henri Model kömək edirdi və 1797-ci ildə tarixdə ilk hidravlik press düzəldildi.

Jozef Brama müasir hidravlik və pnevmatik intiqalların yaradılmasına böyük töhfə verdi, o, ilk dünya dəzgahqayırma məktəbinin banilərindən və maşınqayırmada qarşılıqlı əvəz olunma prinsipinin müəlliflərindən idi. Amma o, daha çox hidravlik presin – nəticədə belə universal tətbiq tapmış enerjinin maye vasitəsilə ötürülməsi prinsipini, hidravlik intiqal ideyasını birləşdirən maşının ixtiraçısı kimi tanınır. Jozef Bramın patenti (1795) onun həyatının başlıca nailiyyəti oldu “.. Kəşfin mahiyyəti – işçi güvənin nəhəng artırılması məqsədilə, yaxud da hərəkət və gücün bir

qurğudan digərinə ötürülməsinə məlum başqa üsullarla nail ola bilmədikdə müxtəlif maşın və mexaniki aparatların intiqalı üçün su və digər mayelərin yeni istifadə metodundadır. 30 aprel 1795. Jozef Brama". Təsvirdən alınırdı ki, Brama faktiki olaraq təkcə hidravlik pressı deyil, həmçinin bütün növ hidravlik və pnevmatik ötürücüləri patentləşdirmişdi. Presin özünü o, "yalnız bir-birinə təsir göstərən müxtəlif ölçülü iki nasos" adlandırırdı, məsələn, diametri $\frac{1}{4}$ və 12 düyümlü silindrlər. Bu münasibət 10^3 N tətbiq etməklə $2,3 \cdot 10^6$ N qədər güc almağa imkan verirdi. Bu patentdə tarixdə məsafədən, su borusu ilə birləşdirilmiş eyni nasosun hidravlik ilk idarəetmə sisteminin adı çəkilir. Bir nasosun porşenini hərəkətə gətirməklə ikincinin porşenini hərəkətə gəlməyə məcbur etmək olardı ki, "məsələn, zəng qülləsində və zənglərlə əlaqələndirilə bilərdi".

Bramanın kəşfinin əhəmiyyəti böyükdür, belə ki, həmin dövrdə nə dirsəkli vallar, nə lingli maşın yox idi, yalnız kağız və parça fabriklərində işləyən vintli preslər var idi. Onlardan ən böyüklərinin gücü nadir hallarda $5 \cdot 10^5$ N-a (50 t) çatırdı. Tezliklə $5 \cdot 10^6$ N (500 t) və daha böyük qüvvəli hidravlik preslər sənayedə öz yerini möhkəm tutdu. Brama müxtəlif növ pıvələrin zirzəmidə duran çəlləklərdən ötürülməsi üçün mürəkkəb hidravlik sistemi layihələndirib patentləşdirdi. "Pıvəötürücüsü" üçün enerji mənbəyi mayeyə təzyiq göstərən yük idi – müasir hidravlik akkumulyatorların nümunəsi.

Nəqliyyat vasitələrinin komfortluğunun artırılması üçün "hidravlik press vasitəsilə yaxşılaşdırılmış karet (araba) təkərlərinin konstruksiyası və hazırlanma üsulu"nın patenti yaradıldı. Sonra yağla doldurulmuş sürüşmə yastıqların çox progressiv konstruksiyalı pnevmohidravlik asqı təklif olundu. O, mərkəzindən boru keçən və yarısına qədər yağla doldurulmuş qabdan ibarət idi. Boruda nasosda olduğu kimi porşen şaquli hərəkət edə bilərdi ki, ekipajın oxu ona arxalanmalı idi. Bundan əlavə aşağıda əks klapanı var idi – onun vasitəsilə sərtliyin

tənzimlənməsi və ya itkinin bərpası üçün yağ doldurulurdu. Təkanlarda porşen ideal hava yayların rolunu oynayan havanı sıxaraq yuxarı və aşağı tullanırdı. Bramanın bu asqısı yalnız indi, bir əsr yarım keçdikdən sonra yalnız indi avtomobilqayırmada amortizatorlar kimi tətbiq olunmağa başlandı.

Bu illərdə ilk hidravlik intiqal masalı yonma dəzgahı tikildi, həmçinin məşhur teleskopik hidravlik silindrlər kimi çoxlu sayda “ağıllı” hidravlik qurğular konstruksiyalaşdırıldı və patentləşdirildi. Hazırda texnikada geniş məlum olan hidravlik domkratlar bu prinsip əsasında işləyir.

Yük-porşenli akkumulyatoru bu baza əsasında müxtəlif hidravlik intiqallar yaratmış məşhur ingilis hərbi mühəndisi Armstrong işlərindən sonra əhəmiyyətli dərəcədə təkmilləşdirildi. İlk növbədə gəmi mexanizmlərinin intiqalları üçün tətbiq olunmağa başlandı: sükan idarəsinin və top qüllələrinin dönməsi intiqalı.

1882-ci ildə “Armstrong Uitrors” şirkəti ilk dəfə olaraq hidravlik intiqallı ekskavatoru təqdim etdi. İlk hidravlikləşdirilmiş ekskavatorlardan biri 1951-ci ildə fransız “Poclain” şirkəti tərəfindən istehsal olundu. Amma bu maşın qülləsini 360 dərəcə çevirə bilmirdi. İlk hidravlik intiqallı tam dönməyə malik ekskavator elə bu firma tərəfindən 1960-cı ildə təqdim olundu. 1970-ci illərin əvvəllərində yüksək məhsuldarlığa və sadə idarəetməyə malik hidravlikləşdirilmiş ekskavatorlar demək olar ki, bazarda öz sələflərini – dartı qüvvəli kanatlı ekskavatorları sıxışdırıb çıxardı.

19-cu əsrin sonunda maşın konstruktorları yaxşı bilirdilər ki, kifayət qədər böyük məsafəyə enerjinin ötürülməsi üçün adi sərt mexaniki mexanizmlər elektrik, hidravlik, pnevmatik qurğulardan geri qalır və belə qurğuların istifadəsi zamanı əks əlaqəli qapalı idarəetmə sistemindən istifadə etmək daha məqsədəuyğundur. 1900-cü ildə italyan Bontempi köçürmə-frezer dəzgahı üçün çıxış signalı ilə müqayisədə idrəetmə signalının gücünü minlərlə dəfə

azaltmağa imkan verən hidravlik mexanizmlı idarəetmə sxemini tətbiq etdi. Şablon və tədarük bir masada quraşdırılır və bərabər sürətli fırlanma hərəkətləri alır. Rolik şablon səthinin profili ilə hərəkət edərək oradan frezin hərəkətinə nəzarət üçün zəruri məlumatı verir. Bu üsulla qurğunun aparıcı və idarə edilən hissələri əks əlaqəli vahid nəzarət sistem kimi işə başlayır.

Nəzarət və gücləndirmənin yerinə yetirməsi üçün mexanizm və qurğuları latın mənşəli “servo” (qul mənasını verən) sözündən yaranmış servomexanizmlər adlanmağa başladı.

Hidravlik gücləndirmə ilə bağlı ilk patent 1902-ci ildə Böyük Britaniyada Frederik Lançester tərəfindən alınmışdı. Onun kəşfi “hidravlik enerji ilə hərəkətə gətirilən gücləndirici mexanizm” idi. 1926-cı ildə Pirs Errou (ing. *Pierce Arrow*) yük maşınları bölməsinin mühəndisi “General Motors” şirkətində yaxşı xarakteristikalara malik hidravlik sükan gücləndiricisini nümayiş etdirdi, lakin avtomobil istehsalçısı hesab etdi ki, bu qurğular bazara buraxılmaq üçün çox bahalı olacaq. İlk kommersiya istifadəsi üçün nəzərdə tutulan sükan gücləndiricisi 1951-ci ildə “Kraysler” şirkəti tərəfindən yaradıldı və hazırda da yeni avtomobillərin əksəriyyəti bu cür qurğularla komplektləşdirilir.

20-ci illərdə hidravlik və pnevmatik intiqallar metalkəsən dəzgahlarda geniş tətbiq olunmağa başladı.

İlk dəfə təyyarənin idarəsi üçün istifadə olunan hidravlik intiqal 30-cu illərdə pilotun güc səyini azaltmaq və bütüvlükdə manevr etmə qabiliyyətini artırmaq üçün tətbiq olunmağa başladı. 50-ci illərdə uçma aparatları avtomatik idarəetməyə keçdi: elektrik idarəli izləyici hidravlik intiqallar yaradıldı.

Tikinti və yol maşınlarında hidravlik intiqal 50-ci illərdən tətbiq olunmağa başlayıb.

Hidravlikləşdirilmiş dağ maşınları 1960-cı ildən sonra daha intensiv istehsal olunmağa başladı. Traktor aqreqatlarının hidravlikləşdirilməsi əsasən 1979-cu ildə yüksək hərəkət qüvvəsi və qənaətcilliyi nümayiş etdirmiş K-701 (keçmiş SSRİ) və

Nebraskada T-150 (ABŞ) traktorlarının uğurla sınaqdan keçirilməsi ilə müəyyən olundu. İndi, demək olar ki, bütün traktorlarda asma alətlərin qaldırılması və endirilməsi üçün hidravlik intiqallar istifadə olunur.

1958-ci ildə keçmiş SSRİ-də bioelektrik manipulyatorun maketi təqdim olundu. Güc hissəsi – mühərriklər, nasos, klapanlar və solenoidlər proqramlaşdırılmış idarəli dəzgahlar üçün olan qovşaqlardan götürülmüşdür. Klapanlar xüsusi qolbaq vasitəsilə operatorun bilərzik hissəsindən ötürülən biotoklar vasitəsilə idarə olunur. Əzələləri azca gərginləşdirərək operator süni insan əlini hərəkətə gətirən maye axınlarını idarə edir. Süni insan əli 27 sərbəstlik dərəcəsinə malik universal mexanizmdir. Görünür, növbəti addım insan fikirlərini başa düşən idarəetmə sistemli hidravlik və ya pnevmatik intiqal ola bilər.

II. Hidravlik intiqalların gələcək inkişafı haqqında

Hidravlik intiqalın inkişafının əsas istiqamətləri hidravlik avadanlıqların energetik və istismar xarakteristikalarının yaxşılaşdırılması, onun iş sürətinin artırılması, müasir elektron sistemlərin hidravlik intiqal qovşaqları ilə əlaqəni təmin edən izləyici və proporsional idarəetmənin tətbiqinin genişləndirilməsini özündə birləşdirir.

Hidravlik intiqalların inkişaf perspektivləri elektronikanın inkişafı ilə çox bağlıdır. Belə ki, elektron sistemlərin təkmilləşdirilməsi hidravlik intiqalların çıxış bəndlərinin hərəkətinə nəzarəti asanlaşdırır. Məsələn, 10...15 il öncə işləməsi joystik prinsipinə əsaslanan buldozerlərin yaradılmasına başlandı.

Hidravlik intiqalların diaqnostikası sahəsində tərəqqi, elektronika və hesablayıcı vasitələrin inkişafı ilə bağlıdır. Bəzi müasir maşınların diaqnostika prosesi sadə sözlərlə aşağıdakı kimi təsvir oluna bilər. Mütəxəssis daşınan kompüterə maşında xüsusi

birləşdirici çıxışa birləşdirir. Bu birləşdirici çıxış vasitəsilə hidravlik sistemə quraşdırılmış çoxlu sayda sensorlardan diaqnostik parametrlərin qiymətləri haqqında məlumat almaq olur. Program və ya mütəxəssis alınmış məlumatları təhlil edir və maşının texniki vəziyyəti, nasazlığın olub olmaması və onların yerləşməsi (lokalizasiya) barədə nəticəni əldə edir. Bu sxemlə, məsələn, bəzi müasir maşınların hidravlik intiqalların (ekskavatorlar, minik avtomobilləri, təyyarələr və s.) diaqnostikası həyata keçirilir. Hesablama sistemlərinin inkişafı hidravlik intiqalların və bütövlükdə maşınların diaqnostika prosesini təkmilləşdirməyə imkan verəcək.

Hidravlik aparatlar və idarəetmənin inteqrasiya olunmuş elektrohidravlik qurğularının növbəti təkmilləşdirilməsi davam edir, hidravlik mühərriklərə qoşulan və hidravlik sistemləri ifrat yükləmədən qoruyan, icraçı mexanizmlərin hərəkəti və fırlanması zamanı effektiv tormozlanmanı təmin edən klapaların növləri genişlənməkdədir.

Yeni konstruksiya materiallarının yaradılması və tətbiqi hidravlik intiqalların inkişafında mühüm rol oynaya bilər. Xüsusilə, nanotexnologiyanın inkişafı materialların davamlılığını artıracaq ki, bu da öz növbəsində hidravlik qurğuların kütləsini və həndəsi ölçülərini azaltmağa, etibarlılığını yüksəltməyə imkan verəcək. Digər tərəfdən möhkəm və eyni zamanda elastik materialların yaradılması, məsələn, əksər hidravlik maşınların çatışmamazlıqlarını azaltmağa, xüsusilə diafraqmalı nasosların yaratdığı təzyiqi yüksəltməyə imkan verəcək.

Son illərdə kipləşdirici qurğuların istehsalında əhəmiyyətli irəliləyiş müşahidə olunur. Yeni materiallar 80 MP-a qədər təzyiqdə hermetikliyi, aşağı sürtünmə əmsalı və yüksək etibarlılığı təmin edir.

Hazırkı dövrdə hidravlik intiqalların ənənəvi nəhəng istifadəediciləri kənd təsərrüfatı, tikinti-nəqliyyat maşınqayırması, həmçinin dəzgahqayırma müəssisələridir.

Mütəxəssislərin qiymətləndirməsinə görə xüsusilə istehsalın genişləndirilməsi ilə bağlı son inkişaf proqramlarının yerinə yetirməsi ilə bağlı olaraq kənd təsərrüfatı maşınqayırması iri istifadəedici olaraq qalacaqdır. Bu həm traktorların asma qurğularının xidməti üçün nəzərdə tutulmuş hidravlik sistemlərə, eləcə də orta güclü hidravlik sistemlərə (daxili yanma mühərriklərin gücünün 50...60%) aiddir.

Tikinti-nəqliyyat maşınqayırmasının istehsalında (ekskavatorlar, yükləyicilər, skreperlər, buldozerlər, avtoqreyderlər, səyyar yükqaldırıcı kranlar) hidravlik intiqalların tətbiqi ilə perspektivləri var.

Dəzgahqayırmada hidravlik sistemlərin tətbiq perspektivləri bağlıdır: reduktorsuz veriş və şpindellərdə intiqalların istifadəsi; konturlu emal üçün rəqəmsal proqram idarəetməsinə malik dəzgahların istehsalı; özündə elektrik və pnevmatik elementləri birləşdirən qarışıq diskret idarəetmə sistemlərinin yaradılması; izləyici hidravlik intiqallı, yüksək dəqiqlikli və qüvvəli çoxəməliyyatlı dəzgahların etibarlılıq və dəqiqliyin artırılması və s.

Plastmas istehsalı üçün, ağac emalı və istehsalın digər sahələrində tətbiq olunan hidravlik intiqallara tələb artır.

Beton işləri və qrunun bərkitməsi üçün, yol bünövrəsi və örtükləri üçün, baza təkər dartıcıları və s. üçün yerqazma-planlaşdırıcı, qaldırıcı-nəqliyyat da daxil olmaqla müasir xarici mobil maşınların inkişafının analizi irəli-geri və fırlanma hərəkətləri edən işçi orqan və icraçı mexanizmlərin həcmi hidravlik intiqalların daha geniş yayılma tendensiyasını aşkara çıxardır.

III. Neft-qaz sənayesinin neft-qaz hasilat və emal istehsalatlarında hidravlik və pnevmatik intiqalların tətbiqinin perspektivləri

Hidravlik intiqallar neft-qaz hasilatı və neft-qaz istehsalatının emal sahələrində xüsusi yer tutur.

Hazırkı dövrdə müasir mərhələdə neft-qaz mədən quyularının geofiziki tədqiqatı üçün kompleks qurğuların tərkibində izləyici, tənzimləyici hidravlik intiqalın layihələndirilməsi və tətbiqi, onların işlənməsi və istismarı kifayət qədər böyük perspektiv və aktuallığa malikdir. Bu, hidravlik intiqalın rəqəmsal proqram idarəetmə və tənzimləmə elementlərindən istifadə etməyə imkan verəcək ki, o da öz növbəsində bir sıra əməkətutumlu neft-qaz mədən işlərini tam avtomatlaşdırmağa kömək edəcək.

Son illərdə hidravlik intiqalın tətbiqi ilə neft quyularının istismar üsulunun inkişafı hidravlik intiqalın əlavə keyfiyyətlərinin aşkarına və tətbiqinə imkan verdi. Perspektivdə quyulardan mayələrin qaldırılma işlərində həcmi hidravlik intiqalların tətbiqinin gələcək genişləndirilməsi məsələləri nəzərdən keçirilir ki, onlardan aşağıdakı istiqamətlər üzrə perspektiv işləmələri qeyd etmək olar:

- dərinlik nasosunun yerüstü mühərriklə uzun mexaniki əlaqəsindən imtina;
- hidravlik intiqallı nasos aqreqatının dəyişməsi ilə bağlı əməliyyatların mexanikləşdirilməsi üçün işçi mayenin istifadəsi imkanı, bu da öz növbəsində yüksək dərəcədə quyuların yeraltı təmiri briqadasının ağır işini asanlaşdıracaq, bu işlərin qiymətini azaldacaq və quyuların durğunluğunu qısaldacaq;
- maili istiqamətlənmiş və diametri kiçildilmiş böyük dərinlikli quyuların effektiv istismarının mümkünlüyü;
- avadanlığın istifadəsinin texnoloji imkanlarını kifayət qədər genişləndirən orta dərinlikli quyuların istismarından böyük dərinlikli quyuların istismarına keçdikdə qurğularının FİƏ-nin yüksək qiymətlərinin saxlanması imkanı;
- normal və kiçildilmiş diametrli dərin quyular üçün ən güclü və yüksək məhsuldarlıqlı nasos aqreqatlarının yaradılması imkanı;
- avadanlığın texnoloji imkanlarını, etibarlığını və

davamlılığını yüksəltməyə, quyuların istismar əmsalını kifayət qədər artırmağa, eləcə də xidmət personalının, xüsusilə şimal-şərq neft rayonlarında ağır iqlim şəraitində olanların iş şəraitini əhəmiyyətli dərəcədə asanlaşdırmağa imkan verən quyuya salınmış dərinlik nasos aqreqatlarının qrup intiqallaşdırılmasının həyata keçirilməsi;

- quyu hasilatında abraziv və aqressiv qarışıqların mövcudluğu halında dərinlik nasosunun yeyilməsinə qarşı hidravlik müdafiənin yaradılması imkanı;

- quyu dibinə kimyəvi reaktiv və istiliyin ötürülməsi üçün işçi maye axınının istifadəsi imkanı;

- mexaniki qarışıqdan ibarət olan quyu məhsullarının üzərinə qalxan axının sürətinin artırılması üçün işlənmiş mayenin istifadə imkanı;

- qazla doymuş mayenin təzyiqinin (bu, parafinin yığılması ilə mübarizəni asanlaşdırır), həmçinin qatılığının azaldılması məqsədilə quyu məhsullarının durulaşdırılması üçün işlənmiş mayenin istifadə imkanı;

- sürət və yüklənmənin dəyişməsi zamanı hidravlik intiqallı nasos aqreqatının iş rejiminin və onun iş şəraitinin avtomatik tənzimlənməsi imkanı;

- iki layın bir quyu ilə ayrılıqda istismarının tətbiqinin rahatlığı;

- quyuağzı avadanlıqların yığcamlığı böyük olmayan ərazilərdə yerləşmiş quyu qrupunun ümumi istismarı üçün bir hidravlik intiqallı nasos aqreqatının istifadəsinə imkan yaradır.

IV. Hidravlik intiqal və hidravlik avadanlıqların dünyada əsas istehsalçıları

Bu gün hidravlik avadanlıqların dünya bazarında “Denison Hydraulics”, “Ponar-Wadowice”, “YDAC”, “Vickers” və s.

firmalar möhkəmlənib. “Bosch Rexroth” şirkətlər qrupuna gəldikdə o, hidravlika və intiqal texnologiyası sahəsində dünya lideridir. Bu şirkətlər qrupunun məhsul payı ən müxtəlif təyinatlı sənaye hidravlik avadanlığının dünya istehsalının 20%-ə qədərini təşkil edir. Buraxılış strukturunda metallurgiya, hidravlik texniki qurğular, energetika, tökmə istehsalı, press avadanlıqları, termoplast avtomatları, gəmiqayırma, neftçıxarma, metal emalı, qaldırma-nəqliyyat avadanlıqları üçün hidravlik intiqallar üstünlük təşkil edir. Qrupun tərkibinə daxil olan “Bosch AT İHY” və “Rexroth Hydraulics” sənaye hidravlikasını istehsal və təchiz edir, hidravlik texniki qurğular və maşınqayırma avadanlıqları üçün hidravlikanı isə “Rexroth Hydraudyne” təchiz edir. Mobil hidravlika üçün qurğuların digər təchizatçısı isə “Bosch AT İMY”-dir. Dəzgahqayırma üçün idarəetmənin kompleks sistemləri və ümumi avtomatlaşdırma ilə “Rexroth İndramat və Bosch” və s. məşğul olur. Hidravlik intiqallar üçün komplektləşdirici məmulatlar istehsal edən digər sərbəst şirkətlərin rolu da genişlənməkdədir.

Həmçinin MDB ölkələrinin müəssisələri hidravlik intiqal avadanlıqlarının təchizatını davam etdirir. Məsələn, Xarkov "Гидропривод"» zavodu istehlakçıya kifayət qədər hidravlik intiqallar üçün geniş nasos qamması təqdim edir:

– 632-dən 1110 $\text{dm}^3/\text{dəq}$ məhsuldarlıqlı HP2 tipli tənzimlənməyən aksial-porşenli nasoslar. Onlar addımlayan ekskavatorlar, atom elektrostansiyalarının turbinləri, döymə preslər və güclü hidravliklədirilmiş maşınların hidravlik sistemlərində tətbiq olunur;

– 50 HP tipli və 5,5-dən 423 $\text{dm}^3/\text{dəq}$ -ə qədər məhsuldarlığına malik 50 HC tipli seksiyalı tənzimlənməyən radial-porşenli nasoslar. Onların tətbiq sahələri – hidravlik preslər, termoplast avtomatlar, atom elektrostansiyaları;

– 159-dan 423 $\text{dm}^3/\text{dəq}$ -ə qədər məhsuldarlıqlı 50 HPP tipli tənzimlənən radial-porşenli nasoslar – hidravlik preslər, dağ-mədən

sanayesində və ağac emal edən avadanlıqlar, metallurgiya sənayesi üçün;

- 57-dən 200 dm³/dəq-ə qədər məhsuldarlıqlı HA74M tipli tənzimlənən aksial-poşenli nasoslar, yayma dəzgahlarında, termoplast avtomatlar, hidravlik preslər, metallurgiya sənayesində və s. tətbiq olunur.

Hazırda xaricdən artıq quraşdırılmış intiqallı texnikanın təchizatı artır. Bu ilk növbədə yol-tikinti və qaldırıcı-nəqliyyat maşınları, metalkəsənlər, tökmə və press avadanlıqlarına aiddir..

Perspektivdə istismar xərclərinin ucuzlaşdırılması üçün bələd olmaq lazımdır:

- hazırda istismar olunan avadanlıq üçün ehtiyat hissələrin buraxılışı;
- xarici avadanlığın ehtiyat hissələri və komplektləşdirici məmulatlarının buraxılışı;
- hidravlik intiqalların modernləşdirilməsi;
- nüfuzlu xarici şirkətlərin, məsələn, “Bosch Rexroth”, “Loglift” və s. kimi şirkətlərin lisenziyaları əsasında məmulatların istehsalı.

1. HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR

1.1. HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALLAR HAQQINDA ÜMUMİ MƏLUMAT VƏ ONLARIN ƏSAS GÖSTƏRİCİLƏRİ

1.1.1. Hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

Hidravlik intiqal – mayenin hidravlik enerjisinin köməyi ilə maşın və mexanizmləri hərəkətə gətirmək üçün nəzərdə tutulan müxtəlif qurğuların toplusudur.

Hidravlik ötürmə hidravlik intiqalının əsas hissəsi olub onun tərkibinə aşağıdakı vacib elementlər daxildir:

1) *nasos (N)* – hərəkətverici maşınının (*HVM*) mexaniki enerjisini işçi mayenin mexaniki (hidravliki) enerjisinə çevrilən hidravlik maşındır;

2) *hidravlik mühərrik (HM)* – işçi mayenin hidravlik enerjisini hərəkətə gətirilən maşın və mexanizmin (*HGM*) mexaniki enerjisinə çevirən hidravlik maşındır;

3) *işçi maye* – nasosdan hidravlik mühərrikə mexaniki (hidravliki) enerjini ötürən cisim.

Ümumiyyətlə hidravlik ötürücülər tətbiq olunan nasosların və hidravlik mühərriklərin növündən asılı olaraq aşağıdakılara bölünür:

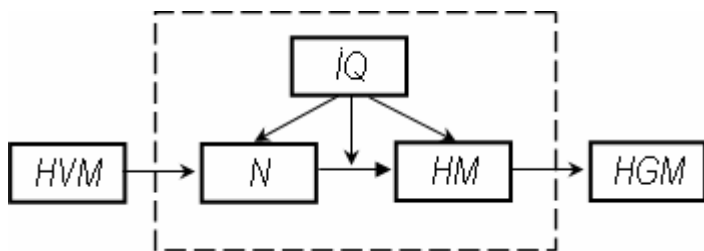
– **həcmi hidravlik ötürücülər** və ya həcmi hidravlik intiqallar – nasos və hidravlik mühərriklər – həcmi hidravlik maşınlardır;

– **hidrodinamik ötürücülər** və ya hidrodinamik ötürmələr – nasos və hidravlik mühərrik – kürəkli hidravlik maşınlardır;

– **qarışıq tipli hidravlik ötürücülər**: intiqalın nasosu – həcmi hidravlik maşın və hidravlik mühərriki – kürəkli maşındır və ya əksinə: nasosu – kürəkli maşın və hidravlik mühərriki – həcmi hidravlik maşındır).

Bu kursda əsas etibarilə *həcmi hidravlik intiqal* adlandırılan həcmi hidravlik ötürücülər nəzərdən keçirilir.

Hidravlik intiqalın blok-sxemi şəkil. 1.1.1-də göstərilmişdir.



Şəkil 1.1.1. Hidravlik intiqalın blok-sxemi

HVM – hərəkətverici maşın; *N* – nasos; *HM* – hidravlik mühərrik;
IQ – idarəetmə qurğusu; *HGM* – hərəkətə gətirilən maşın

Hidravlik intiqalın hidravlik ötürməsi (şəkil 1.1.1-də qırıq-qırıq (punktir) xətlə düzbucaqlıya salınmışdır) hərəkətverici mühərrik (*HVM*) ilə hərəkətə gətirilən maşın (*HGM*) arasında mexaniki ötürmə (məsələn, reduktor, qayış ötürməsi, variator, çarxqolu-sürgüqolu mexanizmi və s.) analoqudur. Bu halda hidravlik intiqal bir sıra funksiyaları yerinə yetirə bilər:

- hərəkət növünün çevrilməsi;
- dövrlər sayının tənzim edilməsi;
- valda olan burucu momentin tənzim edilməsi;
- hərəkətverici mühərrikin artıq yüklənmədən qorunması və

s.

İdarəetmə qurğusu (*IQ*) hidravlik intiqalın işçi maye axınının parametrlərini idarə etmək üçün nəzərdə tutulmuşdur.

1.1.2. Həcmi hidravlik intiqalın iş prinsipi və onun prinsiplial hidravlik sxemi

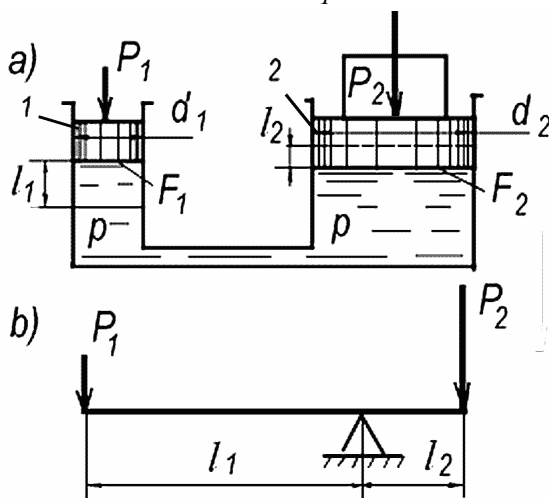
Həcmi hidravlik intiqalın iş prinsipi Paskal qanuna əsaslanır. Paskal qanuna görə qapalı həcmdə olan mayenin sərbəst səthinə təsir edən xarici təzyiq p onun bütün nöqtələrinə bərabər ötürülür. Bu təzyiqin qiyməti porşenin səthinə perpendikulyar istiqamətində

təsir edən qüvvədən P asılıdır;

$$p = \frac{P}{F}. \quad (1.1.1)$$

Əgər həmin qapalı həcmli tutuma boru vasitəsilə digər qapalı tutumu birləşdirsək, onda Paskal qanuna görə bu ikinci tutuma təzyiq p ötürülüb, onun divarlarına təsir edən qüvvələr yaranacaqdır. Beləliklə hidravlik intiqalda qüvvə boru vasitəsilə məsafəyə ötürülür. Məsəl üçün şəkil 1.1.2-də göstərilən porşenlə 1 və 2 qapaqlanmış iki tutum boru 3 vasitəsilə birləşdirilmişdirlər. F_1 sahəli porşenə 1 təsir edən qüvvə P_1 hidravlik sistemdə təzyiq p yaradır:

$$p = \frac{P_1}{F_1}. \quad (1.1.2)$$



Şəkil 1.1.2. Həcmi hidravlik intiqalının iş prinsipi

P_1 qüvvəni müvazinətləşdirmək üçün F_2 sahəli porşenə 2 elə qüvvə tətbiq olunmalıdır ki, porşenin altında həmin təzyiq p yaransın:

$$p = \frac{P_2}{F_2}. \quad (1.1.3)$$

(1.1.2) və (1.1.3) tənlikləri nəzərə alıb, tapırıq:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1}{F_2}. \quad (1.1.4)$$

Axırıncı tənlikdən görünür ki, porşenlərə təsir edən qüvvələr onların sahələri ilə düz mütənasibdirlər.

Porşenlər hərəkət etdikdə maye həcmnin bir hissəsi bir silindrdən digərinə axıb keçəcək, və bu zaman porşenlərinin yerdəyişmələri l_1 və l_2 onların sahələri ilə tərs mütənasibdirlər. Yəni burada “qollar qanunu” yerinə yetirilir: qüvvədə udaraq, həmin nisbətdə məsafədə uduzuruq.

Bu hadisə həcmi hidravlik intiqalın mühüm üstünlüyünü izah edir: kiçik ölçülərə malik hidravlik intiqalın yüksək güclü ötürməyə malik olması qabiliyyəti.

Porşen 1 -in yerdəyişməsi l_1 olduqda silindri tərk edən mayenin həcmi olacaqdır:

$$\Delta V = F_1 l_1. \quad (1.1.5)$$

İşçi mayenin praktiki olaraq sıxılmamağını nəzərə alaraq həmin həcmdə maye digər silindrə daxil olub onun porşenin l_2 məsafəyə yerdəyişməsini təmin edir:

$$l_2 = \frac{\Delta V}{F_2}. \quad (1.1.6)$$

(1.1.5) və (1.1.6) tənliklərdən aşağıdakı ifadə alınır:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F_2}{F_1}.$$

Alınan ifadəni (1.1.4) tənlikdə nəzərə alınsa tapırıq ki:

$$P_1 l_1 = P_2 l_2. \quad (1.1.7)$$

Bu tənlik birinci növ linglər qanuna oxşar tənlikdir. Bu 1.1.2, *b* şəkində daha aydın göstərilib. Hidravlik tipli lingin vasitəsilə alınan ötürmə əmsalı mexanik tipli linglə yaradıla bilən ötürmə əmsalından 10...50 dəfə artıq ola bilər.

Bu tipli hidravlik sistemin ən sadə nümunəsi hidravlik domkrat və ya hidravlik məngənədir (presdir). Hidravlik domkratla P_2 yükü porşen 2 ilə qaldırmaq üçün sistemdə $p = \frac{P_2}{F_2}$ təzyiq

olmalıdır, hansı ki P_1 qüvvə ilə porşen 1-də yaradılır.

Adətən porşenlər dairəvi olduğundan (1.1.3) tənliyə görə qüvvələr arasında asılılığı belə yazmaq olar:

$$P_1 = P_2 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2, \quad (1.1.8)$$

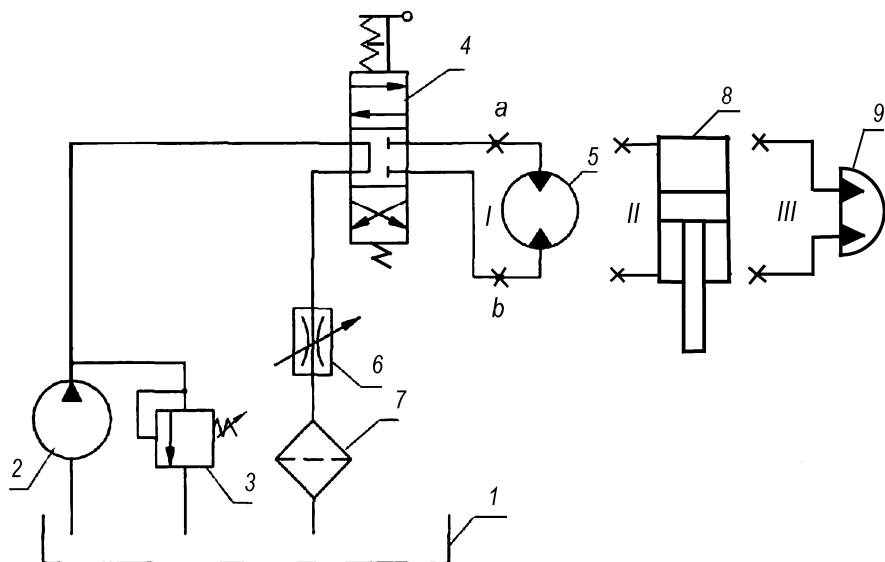
burada d_1 və d_2 – müvafiq porşenlərinin diametrləridir.

Tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi şəkil 1.1.3-də verilmişdir.

Onun iş prinsipi aşağıdakı kimidir. Elektrik mühərriki ilə hərəkətə gətirilən tənzimlənməyən nasos 2 tutumundan 1 hidravlik paylayıcı 4 ilə işçi mayeni hidravlik mühərrikə – hidravlik motora 5 (ya silindrə 8, və ya döndərici silindrə 9) verir. Bu sxemdə axının hərəkətinin istiqamətini dəyişmək üçün üç vəziyyətli dörd xətlə əl ilə idarə olunan hidravlik paylayıcıdan 4 istifadə edilir.

1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

Paylayıcının dəstəyinin orta vəziyyətində işçi maye nasosdan sonra yenidən çənə qayıdır, aşağı vəziyyətdə – hidravlik motor hansı bir istiqamətdə, məsələn, saat əqrəbi istiqamətində (silindr olduqda onun ştoku aşağıya doğru) hərəkət edir, yuxarı vəziyyətdə – hidravlik motor əks istiqamətdə (silindrin ştoku yuxarı doğru) hərəkət edir.



Şəkil 1.1.3. Həcmi hidravlik intiqalların prinsipial sxemləri:

I – hidravlik tutum; 2 – nasos; 3 – qoruyucu klapən; 4 – hidravliki paylayıcı; 5 – hidravlik mühərrik – hidravlik motor; 6 – tənzimləyici hidravliki drossel; 7 – süzgəc (filtr); 8 – hidravlik güc silindri; 9 – döndərici momentli silindr; *a* və *b* – boru birləşdirici düyünlər; *I* – fırlanma; *II* – irəli-geri; *III* – dönmə hərəkətli intiqal

Hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürətini (dövrələr sayını, bucaq sürətini) tənzimləmək üçün tənzimləyici hidravliki drosseldən 6 istifadə olunur

Hidravlik intiqalın hidravlik sistemini artıq yüklənmədən qorumaq məqsədilə (hidravlik motorunun valında ifrat momentdən, stokda müəyyən qüvvə təmin etmək, eləcə də paylayıcıda çevirmə aparən anlarda (onun kanalları bağlı olduqda)) və mayeni kənara axıtmaq üçün qoruyucu klapan 3 yerləşdirilmişdir.

Əgər hidravlik intiqalın a və b çıxışlarına hidravlik silindr əvəzinə hidravlik motor və ya döndərici hidravlik mühərrik birləşdirilərsə bu halda hidravlik intiqalın çıxış bəndində daimi fırlanma və ya dönmə hərəkət almaq olar.

1.1.3. Həcmi hidravlik intiqalın üstünlükləri və çatışmamazlıqları

Mexaniki və elektrik intiqallarla müqayisədə hidravlik intiqallarının əsas üstünlüklərinin biri onların ***kiçik ətalətliliyidir***, yəni onların çıxış bəndində maksimal yaradan qüvvənin (momentin) hərəkətdə olan hissələrin (hidravlik mühərrikin və yükün) kütləsinə (və ya ətalət momentinə) olan nisbəti ən yüksək qiymətlərə malik olmasıdır. Bu nisbət artdıqca intiqalın iş tezliyi əhəmiyyətli dərəcədə artır. Qeyd etmək lazımdır ki, elektrik intiqallarla müqayisədə bu üstünlük yalnız intiqalın çıxışında böyük güclər tələb olunanda baş verir. Təcrübə göstərir ki, yüksək iş tezliyi tələb olunan sistemlərdə yalnız çıxış gücü 100...300 Vt-a qədər olduqda elektrik intiqalın tətbiqi sərfəlidir. Çıxış gücü 10...1000 kVt sistemlərdə hidravlik intiqalların üstünlükləri aşkardır.

Hidravlik intiqalların digər üstünlüyü onların ***kiçik metal tutumluğudur*** – yəni onların çəkisinin çıxış gücünə olan nisbəti mexaniki və elektrik intiqallarla müqayisədə ən kiçik qiymətlərə malikdirlər. Məsələn, aviasiyada tətbiq olunan hidravlik mühərriklərdə bu nisbət 0,006 N/Vt təşkil edir. Hidravlik sistemlərin çəkisi əhəmiyyətli dərəcədə təzyiqdən asılıdır. Müasir hidravlik intiqallarda sistemdə nominal təzyiq 25...35 MPa

olduqda minimal metal tutumluğuna nail olmaq olar. Nominal təzyiq qeyd olunan qiymətlərdən kiçik olduqda sistemi təşkil edən avadanlığının (nasosun, hidravlik mühərrikin, boruların, hidravlik aparatların) nisbi ölçülərin artması, böyük olduqda isə bütün avadanlığın divarlarının qalınlığının artması ilə hidravlik qurğunun çəkisi xeyli artır. Hidravlik intiqalının elementlərinin kütlələrin azalmasına işçi mayenin güc itkilər nəticəsində əmələ gələn istiliyini elementlərdən özünə aparılmasıdır. Bu isə hidravlik intiqalın elementlərinin kütlələrini xeyli azaltmağa və intiqalının həcmnin vahidinə düşən gücün artırmağına imkan verir.

Bunlardan əlavə hidravlik intiqallar elektrik intiqallara nisbətən daha bir mühüm üstünlüyə malikdirlər – buda yüklənmiş gücə görə onların xarakteristikalarının **yüksək mexaniki sərt** olmasıdır, hansı ki işçi mayenin elastik modulun böyük qiymətlərlə izah olunur.

Hidravlik intiqallar demək olar ki bütün istehsalat sahələrində geniş tətbiq olunur. Hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika vasitələrlə yüksək zəhmətli istehsalatlarının **mexanikləşdirmə və avtomatlaşdırma** ilə əlaqədə olan sahələrində geniş bir qrup məsələlərin həll etməsinə imkan verir.

Sadalan hidravlik intiqalların xüsusiyyətləri və üstünlükləri göstərir ki, onların əsas təyinatı müxtəlif maşınları, mexanizmləri və obyektləri hərəkətə gətirmək üçün təxsis olunublar.

Beləliklə, həcmi hidravlik intiqalın əsas üstünlüklərinə aiddir:

- hərəkətverici mühərrikin mexaniki xarakteristikasının tələb olunan xarakteristikaya çevrilməsi mümkünlüyü;
- idarəetmənin və avtomatlaşdırmanın sadəliyi;
- hərəkətverici mühərrikin və hərəkətə gətirilən maşınların icraedici orqanlarının artıq yüklənmədən qorunmasının sadəliyi;
- çıxış bəndinin sürətinin tənzim edilməsinin geniş diapazonu;
- intiqalın vahid kütləsinə düşən ötürülən gücün böyük

qiyməti;

- işçi maye kimi mineral yağlardan istifadə etdikdə sürtünən səthlərin etibarlı yağlanması.

Bu ümumi üstünlüklərlə bərabər həcmi hidravlik intiqal aşağıdakı müsbət xüsusiyyətlərə də malikdir;

- fəzada ayrı-ayrı bəndlərinin yerləşməsinin asılı olmaması;
- fırlanma hərəkətinin irəliləmə hərəkətinə və əksinə çevrilməsinin sadəliliyi;
- icraedici mexanizmin hərəkətinin reversivləşdirilmə xassəsi (istiqamətinin əksləşdirilməsi);
- yüksək iti hərəkətlilik və kiçik ətalətlilik;
- hidravlik intiqalın elementlərini unifikasiya və standartlaşdırılmasının mümkünlüyü;

Hidravlik intiqalın çatışmamazlıqlarına aiddir;

- birləşmələrdən, kipkəclərdən və ara məsafələrindən, xüsusilə, yüksək təzyiqlərdə və özlülüyün kiçik qiymətlərində, işçi mayenin sızması halları;

- işçi mayenin qızması xüsusi soyuducu qurğuların quraşdırılmasını tələb edir;

- mexaniki intiqala nisbətən kiçik FİƏ-nin olması;
- işçi mayenin təmizliyinə yüksək tələblər və ona havanın düşməsindən qorunmanın vacibliyi və s. (cədvəl 1.1.1).

Hidravlik sxemi və hidravlik bəndlərin növlərini düzgün qəbul etdikdə yuxarıdakı qeyd olunan çatışmamazlıqlardan bəzilərini maşınların işinə təsirini yox etmək və ya xeyli azaltmaq mümkündür. Onda adi mexaniki ötürmələrə nisbətən hidravlik intiqalın üstünlükləri daha əsaslı olur. Hidravlik intiqal indiki zamanda sənayenin bir çox sahələrində geniş yayılmışdır. Böyük texniki imkanları onu müxtəlif texnoloji proseslərin avtomatlaşdırılması və mexanikləşdirilməsində universal istifadəyə çevirir.

Cədvəl 1.1.1

Müxtəlif meyarlara görə elektrik, hidravlik və pnevmatik növü intiqalların müqayisəsi

<i>Meyarlar</i>	<i>Elektrik intiqal</i>	<i>Hidravlik intiqal</i>	<i>Pnevmatik intiqal</i>
Elektrik enerjisində məsrəflər	Kiçikdir	Yüksəkdir	Çox yüksəkdir
Enerjinin ötürülməsi	Məhdudlaşdırılmış məsafəyə təxmini 300 000 km/san sürətlə	100 m məsafəyə qədər, ötürmə sürəti – 6 m/san qədər; siqnalların ötürmə sürəti – 100 m/san qədər	1000 m məsafəyə qədər, ötürmə sürəti – 40 m/san qədər; siqnalların ötürmə sürəti – 40 m/san qədər
Enerjinin yığılması	Müşküldür	Məhduddur	Asandır
Xətti hərəkətin yaradılması	Çətindir, bahadır və güvələr kiçikdir	Sadədir, güvələr yüksəkdir, çıxış sürətinin tənzimlənməsi asandır	Asandır, güvələr kiçikdir, çıxış sürəti yüklən asılıdır

1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

<i>Meyarlar</i>	<i>Elektrik intiqal</i>	<i>Hidravlik intiqal</i>	<i>Pnevmatik intiqal</i>
Fırlanma hərəkətin yaradılması	Sadədir, yüksək moment və güclər yaradıla bilər	Sadədir, kiçik dövrlər sayında yüksək moment yaradıla bilər, çıxış sürətinin tənzimlənməsi geniş diapazona malikdir	Sadədir, alçaq moment yaradıla bilər, çıxışda fırlanma tezliyi yüksək ola bilər sürətinin tənzimlənməsi geniş diapazona malikdir
Çıxış bəndinin işçi sürəti	Konkret şəraitlərdən asılıdır	1 ,5 m/san qədər	1 ,5 m/san və artıq
Yaradılan qüvvələr	Qüvvələr böyükdür, ifrat yükləmələr yol verilməzdir	Qüvvələr 3 000 kN qədər və artıq, ifrat yükləmələr qorunurlar	Qüvvələr 30 kN qədər, ifrat yükləmələr qorunurlar
Çıxış bəndinin yerdəyişmənin dəqiqliyi	± 1 mkm və daha dəqiq	± 1 mkm qədər	± 1 mm qədər
Sərtlilik	Yüksəkdir, (aralıq mexanik elementlərdən istifadə etməklə)	Yüksəkdir, (istifadə olunan işçi hidravliki yağlar praktiki olaraq sıxılmaz)	Alçaqdır, (istifadə olunan işçi mühit – hava sıxılır)

1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

<i>Meyarlar</i>	<i>Elektrik intiqal</i>	<i>Hidravlik intiqal</i>	<i>Pnevmatik intiqal</i>
Sızmalar	Yoxdur	Çıxılma yaranır	Enerji itkilərdən savayı, ziyanı yoxdur
Ətraf mühitin təsiri	Temperaturun dəyişməsinin təsiri yoxdur	Temperaturun dəyişməsinə həssasdırlar, sızmalar olarsa yanma təhlükəlidirlər	Temperaturun dəyişməsinə praktiki olaraq həssasdırlar, partlama görə təhlükəsizdirlər

1.1.4. Həcmi hidravlik intiqalların tətbiq sahələri

Əgər 10...12 il bundan əvvəl *neft mədənlərində* həcmi hidravlik intiqalın işlədilməsi əsas olaraq neft və qaz istehsalı prosesində texniki-iqtisadi göstəricilərin artırılması ilə bağlı idisə, hazırda texnoloji proseslər həcmi hidravlik intiqalın istifadəsi olmadan tətbiqi mümkün deyildir.

Sonrakı dənizin şelf zonalarında neft-qaz yataqlarının inkişaf etdirilməsi mürəkkəb texniki növlü, həmçinin həcmi hidravlik intiqala əsaslanan avadanlığın istifadə edilməsini tələb edir. Onun istifadə edilməsi ilə böyük məsafədən quyuların sualtı avadanlığın idarə edilməsinin məsələsi həll olunur, suüstü üzən xidmətçi qurğuların və sualtı avadanlıq arasında kommunikasiya xətlərinin kompensasiya imkanını təmin edir və s.

Həcmi hidravlik intiqalın neft istehsalı avadanlığının müxtəlif funksiyaların təyinatına görə bu qədər geniş istifadə edilməsi onun üstünlükləri ilə izah edilir:

– icra orqanı hərəkətinin sürətinin pilləsiz nizama salınması və fırlanma momentinin sərbəst ötürülməsi;

- hidravlik transmissiyanı tərtib etmə;
- quraşdırma hissələrinin sadəliyi və asılı olmaması;
- tez bir zamanda yeyilən qoşulma qurğuları istifadə edilmədən əyləc və işə salma imkanının yerinə yetirilməsi;
- qurğularının həddindən artıq yüklənmədən qorunmasının sadəliyi və etibarlılığı;
- dinamik yüklənmələrin aşağı salınması, azaldılması hesabına qurğuların uzun müddətli və etibarlı işləmə qabiliyyəti;
- quyu ağızları üçün hermetikləşdirmə avadanlıqlarında;
- intiqalların idarə mexanizmlərinin avtomatlaşdırılmasının mümkünlüyünə nail olunması və s.

Hidravlik intiqal ***neft-mədən işində*** aşağıdakı avadanlıqlarda və əməliyyatlarda tətbiq olunur:

- quyuların qazıma əməliyyatında;
- quyu ştanqlı nasoslarının intiqalında;
- neftin hasilatında tətbiq olunan hidravlik porşenli nasosların intiqalında;
- neft quyularının istismarında tətbiq olunan vintli nasosların intiqalında;
- təmir işləri üçün neft-mədən aqreqatlarının qüllələrin (vişkaların) qaldırılması və endirilməsində;
- qazıma rotorun (güc fırlatdırıcının) intiqalında;
- buruğun daxili bölməsinin xaric edən hidravlik motorun qidalandırılmasında;
- quyu borularını və nasos kompressor borularını açıb-bağlayan hidravlik açarın hidravlik motorunun qidalandırılmasında;
- buruğun arxa dayaq ayaqlarının qaldırılmasında və s.

Dağ-mədən sənayesində hidravlik intiqal geniş istifadə edilir:

- yeraltı dağ qazmalarının möhkəmləndirilməsində;
- dağ qazmalarının qovuşma birləşmələrində;
- təmizləyici və kəsici işlərin aparılması üçün kombayn-

larda;

- şaxta konveyerlərinin intiqallarında;
- müxtəlif köməkçi işlərin yerinə yetirilməsi üçün istifadə olunan mexanizmlərdə.

Müasir zamanda **maşınqayırmada** kütləvi məmulatların işlənməsi və hazırlanması, onların bərkidilməsi, işlənən hissələrin hərəkəti və yerdəyişməsi, alət və köməkçi mexanizmlərin yerdəyişməsi üçün hidravlik intiqalı olan avtomatik xətlərdə və aqreqat dəzgahlarda həyata keçirilir.

Dəzgahqayırmada hidravlik intiqallar avtomatik xətlərin və sürətləndirici dəzgahların əksəriyyətində tətbiq olunur. Buda aqreqat dəzgahlarında və avtomatik xətlərində istifadə olunması zavod şəraitində uzun müddətli istismarında onların nisbətən yüksək etibarlılığı, yüksək tez işə düşməsi, xətti yerdəyişməsinin yaradılmasının, icraedici mexanizmlərin lazımi yerdə saxlanmasının, məntiq sxemlərinin sadəliyi, qüvvələrin və sürətlərinin geniş diapazonun olması ilə izah olunur.

Təcrübə göstərdi ki, **ağır maşınqayırmada** metal yayma stanlarda (qurğularda) metal külçələrindən dəqiq ölçülü yastı vərəqlər yaymaq üçün avtomatik idarə olunma sistemlərinin yaradılmasında ən münasib və çox vaxt yeganə hidravlik intiqalının tətbiq olunmasıdır. Burada hidravlik intiqalının vasitəsilə vərdenə sisteminin dəqiq yer tutmasında üstünlüyü özün büruzə verir.

Hidravlik intiqal aviasiyada, dəmir yolu, dəniz və avtomobil nəqliyyatında, kənd təsərrüfatı maşınlarında geniş tətbiq olunur.

Kənd təsərrüfat maşınlarında hidravlik intiqallar traktorların sükan idarəetmənin və müxtəlif asqı vasitələrinin avtomatik idarəetmə sistemlərində geniş istifadə olunur.

Tikinti, yol və məişət texnikasında hidravlik intiqal traktorlarda, tırtıllı və pnevmoçarxlı bir çox tikinti ekskavatorlarında, yükləyici, daşıyıcı, yol-yığışdırıcı maşınlarda, özügedən kranlarda, skreperlərdə,

qreyderlərdə, buldozerlərdə, yolbasanlarda, asfaltdöşəyən və b. maşınlarda tətbiq olunur. Buda onların idarəetmənin sadəliyi və asanlıqı, standart düyünlərinin istifadənin və sürətin pilləsiz tənzim edilməsinin geniş diapazonda mümkünlüyü ilə əlaqədərdir. Məsələn, ilkin əllə yüksək qiymətli geodeziya əməliyyatlarının aparılmamağına görə ***izləyici hidravlik intiqallarının*** ekskavatorlarda tətbiqi avtomatik planlaşdırma və qazıntı işlərinin səmərəliliyini qat-qat artırmaq olur.

Hidravlik intiqallarda hidroavtomatikanın vasitələrinin tətbiqi adətən avtomatlaşdırılmada digər növlü enerjini (məsələn, sıxılmış qaz və ya elektrik enerjini) tələb edən avadanlıqların istifadə olunmasına üstünlük verilir. Bunun səbəbi enerjinin bir növündən digər növünə dəyişdirilməsi qurğunun idarəetmə sisteminin etibarlılığını aşağı salır. Məsələn, vulkanizasiya press-avtomatlarda hidravlik intiqalın hidravlik aparatlarının elektrik idarəetmənin hidravlik idarəetmə ilə əvəzləndə qurğu ilə tutulan sahə xeyli azaldı, press-avtomatların etibarlıq xarakteristikaları və səmərəliliyi artdı, istismar və təmir işlərinin aparılması asanlaşdı.

Hal hazırda hidravlik intiqallar və hidropnevmoavtomatika ***aviasiyada*** təyyarələrin və raketlərin idarə olunma sistemlərində geniş yer tuturlar. Onların burada tətbiqi yüksək işə düşmə tezlikliyə, yüksək ötürülən güclərdə, kiçik əndazə ölçülərə və kiçik kütlərə malik olması ilə doğrulur. Onlar təyyarələrin və raketlərin sükan səthlərin idarə olunma və qanadlarının döndərmə sistemlərində, hava qəbul edicilərin avtomatik hidravlik intiqal qurğularında, radiolokasiya antenalarının və hədəfə yönəltmə qurğularda, elektrik generatorun fırlanma tezliyin stabilləşdirilməsi sistemində və digər uçuş aparatların mexanikləşdirilmiş və avtomatlaşdırılmış vasitələrində istifadə olunur.

Son illərdə ***tibbi texnikada*** hidravlik intiqalların tətbiqinin genişlənməsi müşahidə olunur. Hidravlik intiqallarla müxtəlif əməliyyat masaları, əməliyyat kresloları, palata arası arabacıqlar təchiz olunurlar. Bu işə hidravlik intiqalların yüksək ayrı-ayrı

elementlərdən kip quraşdırılma qabiliyyətinə (komponovkaya) və icraçı orqanlarının səlislik hərəkətinə malik olmasıdır.

Hidravlik intiqallar yeni sahələrdə – yüksək güclü **manipulyatorlarda və robotlarda** geniş tətbiqi başlanmışdır, bu işə istehsalat proseslərinin əsas və köməkçi texnoloji proseslərində görülən işlərin tam avtomatlaşdırılmasına imkan verir.

Hidravlik tənzimləyicilərdə istifadə olunan hidroavtomatika vasitələrin **partlama təhlükəli** olan kimya texnoloji proseslərdə: kükürd turşusunun, ammiakın, süni gübrələrin və s. istehsalatlarında istifadəsi genişlənir. Hidravlik tənzimləyiciləri neftdaşıyan tankerlərin, dəniz və çay gəmilərinin, daxili-yanacaqli mühərriklə işləyən lokomotivlərin (teplovozların) turbinlərin və daxili-yanacaqli mühərriklərin işinin idarə olunmasında geniş yer tuturlar. Onlar, o cümlədən koks-kimya istehsalın qaz-generator məntəqələrində, tozvarı yanacaqli işləyən istixanalarda, reduksiya-soyuducu, deaerator (hava ayıran) qurğularında və buxar qazanların barabanlarında maye səviyyəsinin tənzimlənməsində də istifadə olunur.

Axırıncı illərdə hidravlik intiqalların və hidroavtomatika vasitələrin traktorlarının və nəqliyyat maşınların sürücülərin aktiv **vibro-müdafiə** (rəqslərə, titrəmələrə qarşı) sistemlərdə istifadəsinin tendensiyası yaranıb. Aktiv vibro-müdafiə sistemlərin tətbiqi passiv vibro-müdafiə sistemlərə nisbətən sürücülərin 3...100 1/san tezliklər diapazonunda olan vibrasiya ilə əlaqədar yaranan professional xəstəliklərinin əhəmiyyətli dərəcədə azalması baş verir.

1.1.5. Həcmi hidravlik intiqalın əsas hissələri

Ümumi halda hidravlik intiqalın tərkibinə daxil olan hidravlik ötürmədən əlavə olaraq aşağıdakılar daxildir:

- hidravlik aparatlar (hidravlik aparatlar);
- köməkçi avadanlıq;

- hidravlik xətlər;
- hidravlik tutumlar və s.

1. *Hidravlik ötürmə* – hidravlik intiqalın əsas hissəsi olub intiqal mühərrikindən (*HVM*) mexaniki hərəkətin maşın və mexanizmlərə (*HGM*) ötürülməsi prosesində onun çevrilməsini həyata keçirir (şəkil 1.1.1). Hidravlik ötürmənin tərkibinə daxildir: hidravlik maşınlar – nasos, hidravlik mühərrik və onları birləşdirən hidravlik xətlər.

2. *Hidravlik aparatlar* işçi mayenin parametrlərini (təzyiqi və sərfi) tənzim etmək üçün tətbiq olunur. Hidravlik aparatların əsas növləri aşağıdakılardır:

- *istiqlamətləndirici hidravlik aparatlar* bir və ya bir neçə xətdə tam açılmaqda və ya bağlamaqda işçi maye axınının işə salınması, saxlanması və istiqamətinin dəyişdirilməsi üçün nəzərdə tutulmuşdur (hidravlik paylayıcılar, klapınlar).

- *tənzimləyici hidravlik aparatlar* işçi keçid kəsiyinin qismən dəyişdirilməsi yolu ilə təzyiqin, sərfin və işçi maye axınının istiqamətinin dəyişdirilməsi və ya saxlanması üçün nəzərdə tutulmuşdur (drossellər, tənzimləyicilər, drosseləşdirici paylayıcılar, hidravlik bölüşdürücülər, klapınlar).

Hidravlik aparatların hidroavtomatikanın tərkib elementləridir və bu kursun ikinci hissəsində ətraflı öyrənilir.

3. *Köməkçi avadanlıqlarına* hidravlik sistemlərin fəaliyyətinin tələb olunan şərtlərini təmin edən bir qrup qurğu və aparatlar daxildir:

- mayenin təmizlənməsi üçün süzgeclər;
- akkumulyatorlar – təzyiq altında olan işçi mayenin yığılması və lazımı zaman sərf edilməsi üçün qurğular;
- işçi mayenin temperatur rejimini saxlamaq üçün nəzərdə tutulan soyuducular və qızdırıcılar (kondisionerlər):
- təzyiqə, sərfə nəzarət etmək üçün aparatlar və cihazlar (monometrələr, təzyiq releli və b.).

4. *Hidravlik xətlər* (hidravlik intiqalın hidravlik şəbəkəsi) – boru kəmərləri, hidravlik panellərin plitələrindəki kanallar, qollar, dirsəklər, üçbucaqlar və b. təşkil edən hidravlik sistemin bir elementindən digərinə işçi mayenin yerdəyişməsi üçün istifadə olunur.

5. *Hidravlik tutumlar* (hidravlik çənlər, hidravlik baklar) hidravlik intiqalın iş prosesində istifadə etmək üçün onlarda işçi mayeni saxlamaq məqsədilə nəzərdə tutulmuşdur.

Müəyyən dərəcədə hidravlik akkumulyatorlar da hidravlik tutumlara aid edilə bilər.

Hidravlik intiqalın tərkibinə eləcə də bir maye axınının təzyiq enerjisinin başqa maye axınının digər təzyiqli enerjisinə çevirici rolunu yerinə yetirən *hidravlik çeviricilər* də daxil edilə bilər.

Hidravlik intiqal elementlərinin hidravlik sistemlərinin sxemlərdə şərti qrafik işarələri əlavə Ə.I.1-də verilir.

1.1.6. Həcmi hidravlik intiqalların təsnifatı

Həcmi hidravlik intiqalların təsnifatı əsasən aşağıdakı amillərə görə aparılır:

1. Çıxış bəndinin hərəkət növünə görə həcmi hidravlik intiqal fərqlənir:

- *irəli-geri hərəkətli* (şəkil 1.1.3, I);
- *fırlanma hərəkətli* (şəkil 1.1.3, II);
- *dönmə hərəkətli* (şəkil 1.1.3, III).

Bu hərəkətlərə uyğun olaraq həcmi hidravlik intiqallarda çıxış bəndləri kimi aşağıdakı hidravlik mühərriklər tətbiq olunur:

- hidravlik motorlar (şəkil 1.1.3, 5);
- hidravlik silindrlər (şəkil 1.1.3, 8);
- döndərici (momentli) hidravlik mühərriklər (şəkil 1.1.3, 9);

2. Tənzimlənmənin mümkünlüyünə görə:

- *tənzimlənmən hidravlik intiqal* – istismar zamanı hidravlik

intiqalın çıxış bəndinin sürətinin lazımı qanuna uyğun dəyişməsinin mümkünlüyü (şəkil 1.1.3);

– *tənzimlənməyən hidravlik intiqal* – istismar zamanı hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürətini dəyişmək mümkün olmur;

3. Hidravlik sistemdə işçi mayenin dövr etməsi növünə görə:

– *açıq dövrəli hidravlik intiqal*;

– *qapalı dövrəli hidravlik intiqal*.

Şəkil 1.1.3-də *açıq dövrəli* hidravlik intiqalın sxemi verilmişdir. Bu halda işçi maye hidravlik mühərriklərdən sonra təmizləyici süzgəci (filtri) keçərək hidravlik çənə (tutuma) qayıdır, oradan isə yenidən bir neçə hidravlik mühərriki işçi maye ilə təmin edə bilən nasosun qəbuluna verilir. Hidravlik çəndə hidravlik sistemə düşən və maye axını ilə aparılan hava ayrılır.

Açıq dövrəli hidravlik intiqalların üstünlükləri:

– işçi mayenin soyutması üçün yaxşı şəraitlər;

– işçi mayenin təmizlənməsi üçün yaxşı şəraitlər.

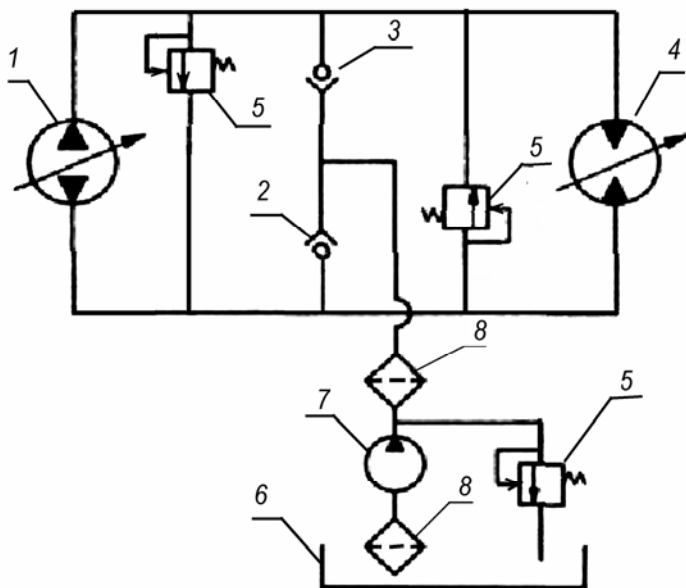
Lakin bu tipli hidravlik intiqallar çox yer tutan və böyük kütləyə malik olurlar, nasosun girişində və sorma borusunda kavitasiya hadisəsi baş verməmək üçün onun dövrlər sayı məhduddur,

Qapalı dövrəli hidravlik intiqalın sxemi şəkil 1.1.4-də verilmişdir.

Bu sxemə görə işçi maye hidravlik mühərrikdən 4 sonra yenidən nasosun 1 qəbuluna daxil olur. Mayenin hərəkət istiqaməti dəyişdikdə hidravlik mühərrikin (hidravlik motorun) da hərəkət istiqaməti (fırlanması) dəyişir. Verilən hidravlik sistemin bütün elementləri axının kəsilməzliyini təmin etmək üçün maye ilə dolu olmalıdır.

Bununla belə iş prosesində işçi mayenin hidravlik sistemi təşkil edən avadanlıqlardan sızmalar labüddür. Ona görə də sxemdə mayeni çəndən 6 alaraq onu əks klapanlardan 2 və ya 3

keçirərək hidravlik xətlərə verən, kiçik verimli xüsusi (köməkçi) nasos 7 vasitəsilə mayenin yığılması və geriye, hidravlik sistemə qaytarılması sistemi nəzərdə tutulmuşdur. Mayenin artıq hissəsi axıdıcı klapan 5 vasitəsilə hidravlik tutuma tökülür.



Şəkil 1.1.4. Qapalı dövrəli həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi:

- 1 – tənzimlənən iki istiqamətli nasos; 2, 3 – əks klapanlar;
4 – tənzimlənən iki istiqamətli hidravlik mühərrik – hidravlik motor;
5 – qoruyucu klapan; 6 – hidravlik tutum; 7 – köməkçi nasos;
8 – süzgəc (filtr).

Verilən sxem əvvəlki ilə müqayisədə işçi mayenin kiçik həcmdə olmasını tələb edir. Lakin, qapalı dövrəli hidravlik sistemlərin istifadə olunmasını məhdudlaşdıran bir sıra çatışmamazlıqları vardır. Xüsusən maye həcmnin azlığına görə

istiliyin kənara ötürülməsi prosesi çətinləşir, daha güclü süzgəc yüksən kiplik dərəcəsi tələb olunur.

Qapalı dövrəli həcmi hidravlik intiqalın üstünlükləri:

- qapalı dövrəli həcmi hidravlik intiqal daha yığcamdır;

- kiçik kütləyə malikdir;

- əhəmiyyətli dərəcədə işçi mayenin kiçik həcmi tələb olunur (hidravlik cənin hidravlik mühərriklərinin işçi həcmi dolması və nasosda və hidravlik mühərriklərdə baş verən sızmaları kompensasiya edən köməkçi qidalandıran nasosun verimi ilə müəyyən olunur);

- qidalandırıcı əsas nasosun girişində izafi təzyiq onun maksimum dövrlər sayında işləməsinə imkan yaradır və bununla minimal işçi həcmli nasosdan istifadəsi mümkünliyünü yaradır (yəni daha kiçik ölçülü, kütləli və qiymətli nasosdan). Bundan əlavə əsas nasosun girişində izafi təzyiq olduqda – 40°C-də qızdırılmamış işçi maye – mineral yağı ilə qurğunu işə salmaq olur;

- işçi mayenin ətraf mühiti ilə təmasda olmaması hidravlik sistemin və ətraf mühitin çirklənməsinə imkan vermir, hidravlik intiqalının iş resursunu artırır, işçi mayenin dəyişmə dövriliyini artırır;

- açıq dövrəli hidravlik intiqalından fərqli olaraq qapalı dövrəli intiqalın tənzimlənən aksial-porşenli nasosun fırlanma istiqamətinin dəyişməsi hidravlik paylayıcı olmadan yerinə yetirilə bilər, bu isə hidravlik intiqalın FİƏ artmasına gətirir.

Qapalı dövrəli həcmi hidravlik intiqalın fırlanma hərəkətli intiqallarda tətbiqi genişlənir. Onlar, məsələn, betonqarısdıran maşının barabanını hərəkətə gətirmək üçün, avtokranın hidravlik intiqalında, neft quyularının turşu ilə yuyulmasında, quyuların istismarında və təmir işləri üçün aqreqatlarda, borudöşəyən qurğularda, qaldırıcıların intiqalında və s. avadanlıqlarda istifadə olunur.

Səyyar maşınlarda qapalı dövrəli həcmi hidravlik intiqalların tətbiqi ənənəvi istifadə olunan bir neçə düyünləri və aqreqatlarını istisna edir, o cümlədən – birləşdirmə muftalardan, ötürücü qutulardan, kardan vallardan, əyləclərdən (dayanacaq əyləclər istisna olmaqla). Bu onunla izah olunur ki həcmi hidravlik intiqallar əyləc, paylayıcı qutunun və hidravlik “diferensialın” funksiyalarını yerinə yetirir

Qapalı dövrəli həcmi hidravlik intiqalın əsas nöqsanları:

- qapalı dövrəli həcmi hidravlik intiqalların tətbiqinin məhdudiyyətliyi (bu tipli həcmi hidravlik intiqallar əsasən fırlanma hərəkətli mexanizmlərdə, nadir hallarda ikitərəfli ştoklu hidravlik silindrlə irəli-geri hərəkətli hidravlik intiqallarda istifadə olunur) Açıq dövrəli həcmi hidravlik intiqallarda bu məhdudiyyət yoxdur;

- hidravlik avadanlığın, o cümlədən hidravlik aparatların təmiri zamanı hidravlik sistem işçi mayedən tam boşalmalıdır;

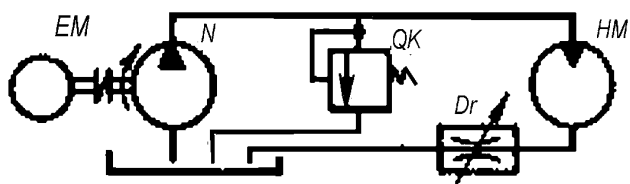
- hidravlik sistemindən ətraf mühitə istiliyin ötürməsinin məhdud olduğu üçün çox vaxt bu tipli hidravlik intiqallarda işçi mayenin soyudulması üçün hava-yağ istidəyişdiricilərin tətbiqi zəruridir.

4. Hidravlik sisteminin işçi maye ilə qidalanma mənbəyinin növünə görə.

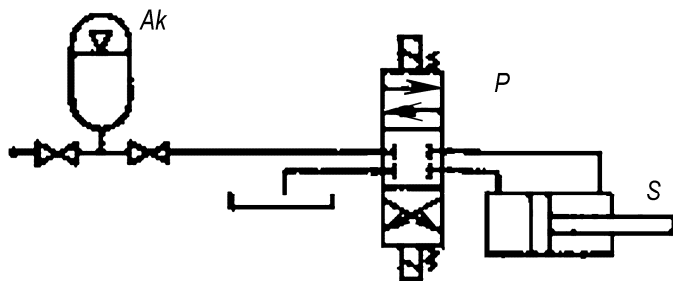
Bütün hidravlik intiqalların hidravlik sistemində təzyiq nasos vasitəsilə yaradılır. Təzyiq altında işçi mayenin alınmasının növündən asılı olaraq hidravlik intiqallar fərqlənilir (şəkil 1.1.5):

- *nasoslu hidravlik intiqal* – hidravlik mühərrikə işçi maye hidravlik intiqalın *tərkibinə* daxil olan həcmi nasosla verilir (şəkil 1.1.5, a);

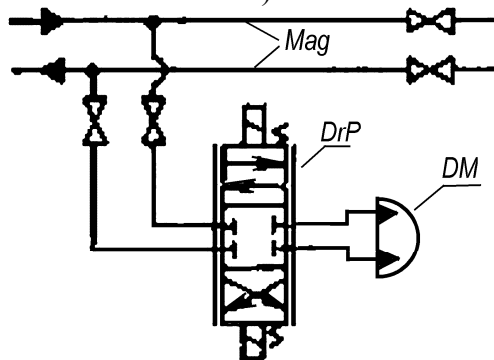
- *akkumulyatorlu hidravlik intiqal* – burada hidravlik mühərrikə işçi maye qabaqcadan doldurulan hidravlik akkumulyatordan verilir (qısa müddətli iş tsikli olan sistemlərlə tətbiq olunur) (şəkil 1.1.5, b);



a)



b)



c)

Şəkil 1.1.5. Hidravlik mənbələrindən asılı olaraq həcmi hidravlik intiqalların növləri:

- a* – nasoslu; *b* – hidro-pnevmo akkumulyatorlu;
c – hidravlik şəbəkəli (magistrallı)

– *magistrallı hidravlik intiqal* – burada hidravlik mühərrikə işçi maye təzyiq altında olan ümumi hidravlik magistraldan daxil olur (şəkil 1.1.5, c).

5. Hidravlik ötürməni hərəkətə gətirən (hərəkətverici) maşının növünə görə:

- elektrik mühərrikli;
- daxili yanma mühərrikli;
- turbinli və s.

1.1.7. Həcmi hidravlik intiqalın əsas parametrləri

1.1.7.1. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkət tənliyi

Həcmi hidravlik intiqalın xarakteristikaları statik və dinamik olur.

Statik xarakteristikalar analitik və ya qrafiki olaraq aşağıdakı asılılıqlar şəklində ifadə olunur:

$$\omega = f(x); \quad M = \varphi(x); \quad M = \psi(\omega),$$

burada ω , M – ümumiləşdirilməmiş sürət və yük; x – idarəetmə mexanizminin ümumiləşdirilməmiş yerdəyişmə koordinatıdır.

Bu xarakteristikalar sabit yüklənmədə təcrübi yolla və ya analitik üsulla alınır.

Dinamik xarakteristikalar yüklənmə, ətalət qüvvələri və ya mayenin sıxılması ilə şərtlənən idarəedici təsirin tez dəyişməsi rejimlərini ifadə edir.

Ümumiyyətlə həcmi hidravlik intiqallar sabit və dayanıb içə düşmə tezliyindən, dəyişən yükləmədən asılı olaraq, dəyişən rejimlərdə işləyir və bu səbəbdən onlar mürəkkəb dinamik sistem olub, tələb olan təzyiq xarici təsir edən yükədən və sistemə daxil olan hidravlik maşınların xarakteristikalarından asılı olur.

Həcmi hidravlik intiqalın hərəkəti ümumi şəkildə sərf və

yükləmə tənliklərlə təsvir oluna bilər.

Həcmi hidravlik intiqalın qidalandırıcı nasosun ümumi verimi Q_n :

$$Q_n = Q_m + \Delta Q_{it} + \Delta Q_s, \quad (1.1.9)$$

burada Q_m – hidravlik mühərrikin sərfi; ΔQ_{it} – hidravlik sistemdə ümumi sızmalar; ΔQ_s – işçi mayenin sıxılmasına istifadə olunan sərfdir.

ΔQ_{it} – həcmi itkilərin qiyməti hidravlik intiqalın “kinematik sərtliyini” xarakterizə edir. Hidravlik sistemin sərtliyi azaldıqca (həcmi itkilər artdıqca) hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürəti rəqs edir (titrəməyə malik olur), və dəyişən yükləmədə hərəkət qeyri müntəzəm olur.

Hidravlik sistemin həcmnin elastiki qüvvələrin (o cümlədən mayenin təzyiq altında sıxılması və genişlənməsi nəticəsində – ΔQ_s) təsiri ilə dəyişməsi hidravlik intiqalın “dinamik sərtliyini” xarakterizə edir, hansı ki deformasiya azaldıqca artır.

Hidravlik intiqalda işçi təzyiqlə mütənasib olan həcmi sızmalar ΔQ_{it} əsas hidravlik maşınlarda baş verir:

$$\Delta Q_{it} = a_n p_n + a_m p_m, \quad (1.1.10)$$

burada p_n və p_m – nasosun və hidravlik mühərrikin işçi təzyiqləri; a_n və a_m – nasosun və hidravlik mühərrikin mütənasiblik əmsallarıdır.

İşçi mayenin sıxılmasına sərf olunan nasosun verimi ΔQ_s :

$$\Delta Q_s = \frac{Q_n}{E_m} p_n, \quad (1.1.11)$$

harada ki E_m – hidravlik sisteminin gətirilmiş elastiki moduludur.

Beləliklə, qidalandırıcı nasosun verimi olmalıdır:

$$Q_n = Q_m + a_n p_n + a_m p_m + \frac{Q_n}{E_m} p_n \quad (1.1.12)$$

Fırlanma hərəkətli hidravlik intiqalında nasosun çıxışındakı təzyiq hidravlik motorun valındakı momentindən M_m və boru kəmərinə baş verən təzyiq itkilərindən Δp asılıdır:

$$p_n = p_m + \Delta p = \frac{M_m}{q_m} + \Delta p, \quad (1.1.13)$$

burada q_m – hidravlik motorun işçi həcmidir.

Hidravlik motorun yükləmə tənliyi:

$$M_m = J \frac{d\omega}{dt} + M_{ms}, \quad (1.1.14)$$

haradakı J – hidravlik motorun valına gətirilmiş fırlanma və iriləmə hərəkətdə olan hidravlik intiqalın hissələrin ətalət momentidir:

$$J = J_o + \sum J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_m} \right)^2 + m \left(\frac{v}{\omega_m} \right)^2, \quad (1.1.15)$$

burada J_o – hidravlik motorun rotorun və ona birləşdirilən mexanizmlərin ətalət momenti; J_i – ötürücü əmsalı i olan hidravlik motorun valına birləşdirilən fırlanan kütləsinin ətalət momenti; ω_i və ω_m – birləşdirilən mexanizmlərin və hidravlik motorun rotorunun bucaq sürəti, m – v sürətlə hərəkət edən kütlə; M_{ms} – statik yükün momentidir.

Hidravlik itkiləri Δp nəzərə almamaq şərti ilə nasosun verimi Q_n olmalıdır:

$$Q_n = \frac{\omega_m q_m}{2\pi} + \frac{1}{q_m} \left(a_n + a_m + \frac{Q_n}{E_m} \right) \left(J \frac{d\omega}{dt} + M_{ms} \right). \quad (1.1.16)$$

İşçi mayenin nasosda sıxılmasını nəzərə almamaqla (iş gördüyü halda işçi maye hidravlik mühərrikdə genişlənir) hidravlik motorun dövrlər sayını aşağıdakı kimi tapmaq olar:

$$\omega_m = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{Q_n}{q_m} - \frac{a_n + a_m}{q_m} \left(J \frac{d\omega}{dt} + M_{ms} \right) \right]. \quad (1.1.17)$$

Hidravlik intiqalın qərarlaşmış hərəkət rejimi üçün $\left(\frac{d\omega}{dt} = 0 \right)$

alınan tənliyi belə yazmaq olar:

$$\omega_m = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{Q_n}{q_m} - \frac{a_n + a_m}{q_m} M_m \right). \quad (1.1.18)$$

və ya

$$n_m = \frac{Q_n}{q_m} - \frac{a_n + a_m}{q_m} M_m. \quad (1.1.19)$$

Burada $a = a_n + a_m$ – hidravlik sistemdə baş verən ümumi itkilərin sızmalar əmsalı; $\frac{a}{q_m} M_m$ – sızmalara görə hidravlik motorun dövrlər sayının düşməsidir.

Alınan tənlik qərarlaşmış rejim üçün fırlanma hərəkətli hidravlik intiqalın mexaniki xarakteristikasının tənliyidir.

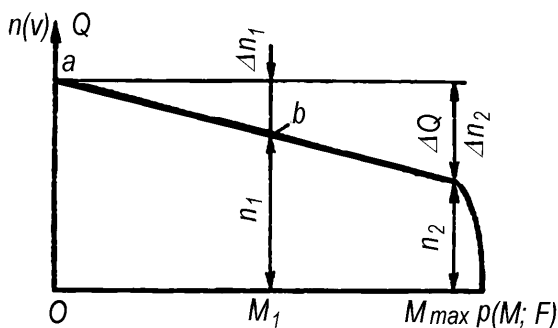
Bu xarakteristikanın qrafikasını qurmaq üçün (şəkil 1.1.6) onun iki nöqtəsini tapmaq lazımdır: $M = 0$ olduqda a nöqtəsini və $M = M_l$ olduqda b nöqtəsini. Xarakteristikanın işçi hissəsinin meyilini hidravlik intiqalda baş verən sızmalardan asılıdır. Tormozlanma sahədə xarakteristikanın dönüş nöqtəsində birdən-birə əyilməsi qoruyucu klapanın iş düşməsi ilə izah olunur.

1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

Həmin səpkidə irəliləmə hərəkətli hidravlik intiqalın mexaniki xarakteristikasının tənliyini tapmaq olar:

$$v = \frac{Q_n}{F} - \frac{a_s p}{F^2} \approx \frac{Q_n}{F}. \quad (1.1.20)$$

Adətən hidravlik silindrlərdə sızmalar kiçik olduğundan ($a_s \approx 0$) onlar nəzərə alınmırlar.



Şəkil 1.1.6. Həcmi hidravlik intiqalın mexaniki xarakteristikası

Ötürmələrin vacib xassəsi – hidravlik intiqalın xarakteristikasının «şəffaflığıdır», yəni aparılan bəndin yüklənməsindən asılı olaraq aparıcı bəndi hərəkətə gətirən mühərriki ötürmənin yükləyə bilməsi qabiliyyətidir. Əgər ötürmə «qeyri-şəffafdırsa», onda çıxış bəndində nə qədər yüklənmə olursa olsun, aparıcı bənddə yüklənmə sabit olacaqdır.

1.1.7.2. Hidravlik intiqalları xarakterizə edən əsas parametrlər

Hidravlik intiqalları xarakterizə edən bir neçə əsas parametrlər var. Bunlar aşağıdakı kimi bölünürlər:

– xarici parametrlər:

– hidravlik motorun valında yaradıla bilən moment M_{mv} və ya hidravlik silindr ştokdakı yaradılan qüvvə R ;

– hidravlik motor valının dövrlər sayı n_m və ya hidravlik silindr ştokunun sürəti v ;

– tənzimlənən hidravlik intiqalın tənzimlənmə diapazonu;

– nasosun valında maksimal gücü N_{nv} ;

– hidravlik intiqalın tam FİƏ və s.;

– daxili parametrlər:

– nasosun verimi Q_n və onun çıxışında təzyiq p_n ;

– hidravlik mühərrikin girişində maye axının sərfi Q_m və təzyiqi p_m .

Hidravlik intiqalın **nominal sərfi** Q_{nom} – nasosun vahid zamanda vurduğu mayenin miqdarıdır.

Hidravlik intiqalın **nominal təzyiqi** p_{nom} – hidravlik intiqalın bütün elementlərinin işlədiyi halda nasosun xəttində olan ən böyük işçi təzyiqidir.

Beləliklə, hidravlik intiqalın nominal sərfi Q_{nom} və nominal təzyiqi p_{nom} nasosun çıxışında təmin olunur və onların qiymətləri xüsusi hidravlik intiqallar üçün nominal qiymətlər cədvəllərdən qəbul olunmalıdır. Hidravlik intiqalların hesabı yalnız onların qəbul olunmuş nominal sərfi Q_{nom} və nominal təzyiqi p_{nom} üçün aparılır və hidravlik intiqalın parametrlərin çarə qiymətləri nominal qiymətlərindən artıq olmamalıdır.

1.1.8. Həcmi hidravlik intiqalın güc balansı

Hidravlik intiqalda hərəkət mexaniki enerjinin çevrilməsi prosesi onun bəndlərində, yəni nasosda, hidravlik mühərrikdə, hidravlik aparatlarda və xətlərdə həcmi, hidravlik və mexaniki güc

itkiləri ilə yanaşı baş verir. Həcmi hidravlik ötürmənin güc dəyişməsinin sxemi şəkil 1.1.7-də verilmişdir.

Ümumi halda hidravlik intiqalının güc balansını belə göstərmək olar:

$$N_{in} = N_{inf} + \Delta N_{in} : \quad (1.1.21)$$

burada N_{in} – hidravlik intiqalda istifadə olunan güc – qidalandırıcı nasosun valındakı gücdür: $N_{in} = N_{nv} = N_n$; N_{inf} – hidravlik intiqalının faydalı güc – çıxış bəndindəki gücdür: $N_{inf} = N_{mf} = N_{mv}$; ΔN_{in} – hidravlik intiqalda baş verən tam güc itkiləri və ya:

$$N_{nv} = N_{mv} + \Delta N_{in} = N_{mv} + (\Delta N_n + \Delta N_m + \Delta N_x), \quad (1.1.22)$$

Burada ΔN_n ; ΔN_m ; ΔN_x – müvafiq olaraq, nasosda, hidravlik mühərrikdə və hidravlik xətlərdə güc itkiləridir (şəkil 1.1.8).

Nasosun güc balansı:

$$N_{nv} = N_n = N_{nf} + \Delta N_n . \quad (1.1.23)$$

Burada $N_{nv} = N_n$ – nasosun gücü (nasosun valında istifadə olunan güc); N_{nf} – nasosun faydalı gücü (nasosun mayeyə verdiyi güc); ΔN_n nasosdakı ümumi güc itkiləridir:

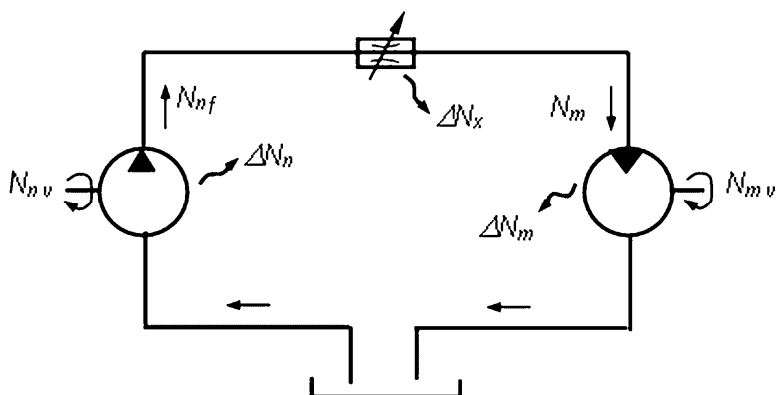
$$\Delta N_{nv} = \Delta N_{nhac} + \Delta N_{nmex} + \Delta N_{nh} . \quad (1.1.24)$$

Burada ΔN_{nhac} həcmi güc itkiləri; ΔN_{nh} – hidravliki güc itkiləri; ΔN_{nmex} – mexaniki güc itkiləridir.

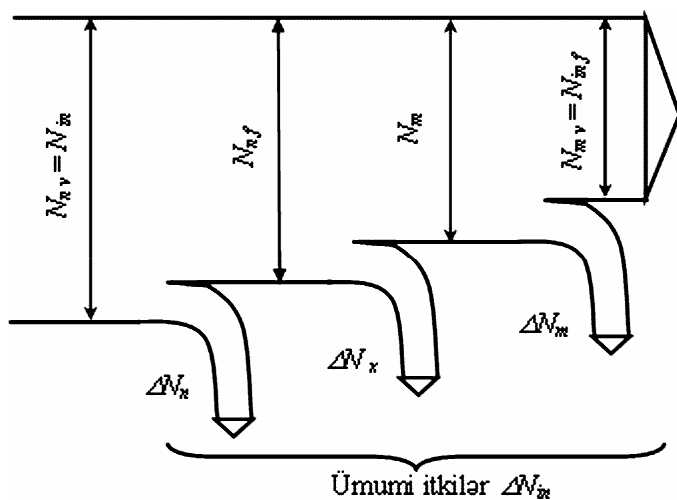
Analoji olaraq, hidravlik mühərrik üçün güc balansını tərtib etmək olar:

$$N_{mv} = N_m - \Delta N_m = N_m - (\Delta N_{mhac} + \Delta N_{mmex} + \Delta N_{mh}) . \quad (1.1.25)$$

Burada N_m – hidravlik mühərrikin tələb etdiyi güc; N_{mv} – hidravlik mühərrikin faydalı gücüdür.



Şəkil 1.1.7. Hidravlik intiqalının güc balansının sxemi



Şəkil 1.1.8. Hidravlik intiqalı təşkil edən avadanlıqlarda güc itkilərinə görə güc balansı

Hidravlik xətlərdəki güc itkiləri ΔN_x aşağıdakı ifadə ilə hesablanır:

$$\Delta N_x = \Sigma \Delta N_{xi} + \Delta N_{id}, \quad (1.1.26)$$

1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

ΔN_{id} – idarəedici hidravlik aparatda güc itkisi. Hidravlik xətdə mexaniki güc itkiləri olmur.

Nasosun güc balansı:

$$N_{nv} = N_n + \Delta N_n, \quad (1.1.27)$$

burada N_{nv} – nasosun gücü (nasosun valında istifadə olunan güc); N_n – nasosun faydalı gücü (nasosun mayeyə verdiyi güc); ΔN_n – nasosdakı ümumi güc itkiləridir.

Nasosdakı ümumi güc itkiləri:

$$\Delta N_n = \Delta N_{nh\alpha c} + \Delta N_{nh} + \Delta N_{nmex}. \quad (1.1.28)$$

Burada $\Delta N_{nh\alpha c}$ – nasosdakı həcmi güc itkiləri; N_{nh} – hidravliki güc itkiləri; N_{nmex} – mexaniki güc itkiləridir.

Analoji olaraq hidravlik mühərrik üçün güc balansını tərtib etmək olar:

$$\begin{aligned} N_m &= N_{mv} + \Delta N_n = \\ &= N_{mv} + (\Delta N_{mh\alpha c} + \Delta N_{mh} + \Delta N_{mmex}). \end{aligned} \quad (1.1.29)$$

Burada N_m – hidravlik mühərrikin tələb etdiyi güc; N_{mv} – hidravlik mühərrikin faydalı gücüdür; $\Delta N_{mh\alpha c}$ – hidravlik mühərrikdə həcmi güc itkiləri; N_{mh} – hidravliki güc itkiləri; N_{mmex} – mexaniki güc itkiləridir.

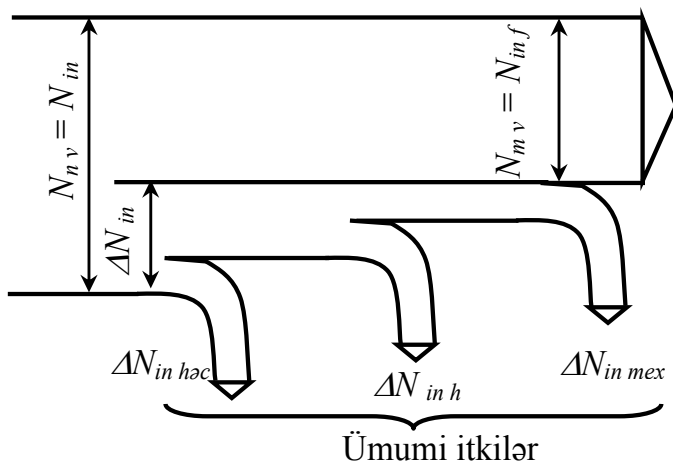
Hidravlik xətdə güc itkisi ΔN_x aşağıdakı ifadə ilə hesablanır:

$$\Delta N_x = \Delta N_{xh\alpha c} + \Delta N_{mh}. \quad (1.1.30)$$

Hidravlik xətdə, adətən, mexaniki güc itkiləri olmur.

Ümumi halda həcmi hidravlik intiqalın güc balansı (şəkil 1.1.9):

$$N_{nv} = N_{mv} + \Delta N_n + \Delta N_x + \Delta N_m \quad (1.1.31)$$



Şəkil 1.1.9. Hidravlik intiqalın itkilərin növünə görə güc balansı

1.1.9. Həcmi hidravlik intiqalın FİƏ

Hidravlik ötürmənin əsas hidravlik energetik göstəricisi onun FİƏ-dır η . Giriş və çıxış bəndlərində fırlanma hərəkəti olan ötürmələr üçün, eləcə də ötürmə ədədi və momentin transformasiyası əmsalı əsas hesab edilir.

Həcmi hidravlik intiqalların ümumi (tam) FİƏ hidravlik intiqalının faydalı gücünün N_{inf} (hidravlik intiqalın çıxış bəndinin gücünün $N_{mv} = N_{mf}$) hidravlik intiqalda ümumi sərf olunan gücünə N_{in} (nasosun valındakı gücünə $N_{nv} = N_n$) olan nisbətində bərabərdir:

$$\eta_{in} = \frac{N_{inf}}{N_{in}} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}}. \quad (1.1.32)$$

1.1. Həcmi hidravlik intiqallar haqqında ümumi məlumat

Maşın üsulu ilə idarə olunan hidravlik intiqalın FİƏ hidravlik maşınlardakı həcmi, hidromexaniki itkiləri və hidravliki xətlərdəki (borulardakı, süzgəclərdə, paylayıcılarda) hidravlik itkiləri nəzərə alır

$$\eta_{in} = \eta_{in\ h\acute{a}c} \cdot \eta_{in\ mex} \cdot \eta_{in\ h}, \quad (1.1.33)$$

burada:

– $\eta_{in\ h\acute{a}c}$ – hidravlik intiqalın həcmi FİƏ olub, nasosun həcmi FİƏ-ilə mühərrikin həcmi FİƏ-nin hasilinə bərabər olur (hidravlik aparatlarda və idarəetmə qurğusunda həcmi itkilər olmadıqda):

$$\eta_{in\ h\acute{a}c} = \eta_{n\ h\acute{a}c} \cdot \eta_{m\ h\acute{a}c}; \quad (1.1.34)$$

– $\eta_{in\ mex}$ – hidravlik intiqalın mexaniki FİƏ olub, nasosun mexaniki FİƏ-ilə mühərrikin FİƏ-nin hasilinə bərabər olur:

$$\eta_{in\ mex} = \eta_{n\ mex} \cdot \eta_{m\ mex}; \quad (1.1.35)$$

– $\eta_{in\ h}$ – hidravliki FİƏ olub, hidravlik boru xətlərindəki təzyiq itkilərinin nasosun çıxışındakı təzyiqə nisbətində bərabər olur və aşağıdakı hasilə bərabərdir:

$$\eta_{in\ h} = \eta_{n\ h} \cdot \eta_{m\ h} \cdot \eta_x. \quad (1.1.36)$$

Drossellə idarə olunan hidravlik intiqalın FİƏ, adları yuxarıda çəkilən itkilərdən əlavə olaraq, *idarəetmə* sisteminin FİƏ-ni η_{id} da nəzərə alır:

$$\eta_{in\ h} = \eta_{n\ h} \cdot \eta_{m\ h} \cdot \eta_x \cdot \eta_{id}. \quad (1.1.37)$$

İrəliləmə hərəkətli həcmi hidravlik intiqal üçün tam FİƏ :

$$\eta_{in} = \frac{P \cdot v}{M_{nv} \cdot \omega_n}; \quad (1.1.38)$$

fırlanma hərəkətli hidravlik intiqal üçün isə:

$$\eta_{in} = \frac{M_{mv} \cdot \omega_m}{M_{nv} \cdot \omega_n} = k \cdot i. \quad (1.1.39)$$

Burada M_{nv} və M_{mv} – uyğun olaraq nasosun və hidravlik motorun vallardakı momentlər; P – hidravlik silindrin ştokundakı qüvvə, v – hidravlik silindrin çıxış bəndinin sürəti; ω_n və ω_m – nasos və mühərrik vallarının bucaq sürətləri; k – hidravlik intiqalında momentin transformasiyası əmsalı və ya güc ötürmə ədədi:

$$k = \frac{M_{mv}}{M_{nv}}; \quad (1.1.40)$$

i – hidravlik intiqalının ötürmə ədədisidir:

$$i = \frac{\omega_m}{\omega_n} = \frac{n_m}{n_n}. \quad (1.1.41)$$

Hidrodinamik ötürmələrdə çox vaxt hidravlik mühərrikin valının nasosun valından nisbi geri qalmasını (sürüşməsinə) müəyyən edən sürüşmə əmsalı s anlayışından da istifadə olunur:

$$s = \frac{n_n - n_m}{n_m} = 1 - i. \quad (1.1.42)$$

Nasosun FİƏ:

$$\eta_n = \frac{N_{nf}}{N_{nv}} = \frac{N_{nf}}{N_n} . \quad (1.1.43)$$

Hidravlik mühərrikin FİƏ:

$$\eta_m = \frac{N_{mv}}{N_m} . \quad (1.1.44)$$

Hidravlik xəttin FİƏ:

$$\eta_x = \frac{N_m}{N_n} . \quad (1.1.45)$$

Hidravlik intiqalın ümumi FİƏ aşağıdakı kimi göstərsək və (1.1.40)...(1.1.42) tənliklərini nəzərə alsaq, alınır:

$$\eta_{in} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}} = \frac{N_n}{N_{nv}} \frac{N_m}{N_n} \frac{N_{mv}}{N_m} = \eta_n \eta_x \eta_m . \quad (1.1.46)$$

Beləliklə, idarə olunmayan və ya maşın üsulu ilə idarə olunan həcmi hidravlik intiqalın tam FİƏ onu təşkil edən avadanlıqlarının FİƏ-ın hasilinə bərabərdir:

$$\eta_{in} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}} = \eta_n \cdot \eta_m \cdot \eta_x , \quad (1.1.47)$$

Drosselə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın tam FİƏ-da idarə etmənin FİƏ η_{id} nəzərə alınmalıdır:

$$\eta_{in} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}} = \eta_n \cdot \eta_m \cdot \eta_x \cdot \eta_{id} , \quad (1.1.48)$$

1.2. İŞÇİ MAYELƏR

Hidravlik intiqalın işçi mayesinin əsas məqsədi onun aparıcı bəndindən (nasosdan) aparılan bəndinə (hidravlik mühərrikə) mexaniki enerjinin ötürülməsidir. Bununla yanaşı işçi maye bir neçə digər funksiyalarını yerinə yetirir:

- hidravlik sistemin sürtünən cütlərini (hisslərini) yağlayır;
- hidravlik sistemdə əmələ gələn işlənmə məhsulların

çıxarılıb aparılmasını təmin edir;

- daxili səthləri korroziyadan qoruyur;
- iş zamanı əmələ gələn istiliyi kənara ötürür.

İşçi maye hidravlik intiqalın iş prosesində yüksək təzyiq və böyük təzyiq düşkürlərinə, zərbə yüklənmələrinə, yüksək sürətlərə və bəzən də yüksək yerli temperaturlara məruz qalır.

İstismar prosesi zamanı işçi maye öz fiziki-kimyəvi xassələrini dəyişir:

- molekullar quruluşunun pozulması (dağılması, parçalanması və polimerləşməsi) baş verir;
- yağlama qabiliyyəti düşür;
- korroziyaya qarşı xassələri pisləşir;
- yüksək molekul qatranlar əmələ gəlir və hidravlik sistemin daxili səthlərinə çökür.

İşçi mayenin işləmə müddətini artırmaq məqsədilə aşağıdakı tədbirlər həyata keçirilir:

- işçi mayələrə xüsusən əlavələr daxil olunur;
- hidravlik sistemdəki işçi temperaturu 50...70°C qədər məhdudlaşdırılır;
- sistemə xaricdən (ətraf mühətdən) toz, su, havanın (o cümlədən, oksigenin) düşməsindən qorunur;
- əmələ gələn çirklənmələr sistemdən xaric olunur.

Hidravlik intiqalların işçi mayələrinə qoyulan əsas tələblər aşağıdakılardır:

1.2. İşçi mayelər

- hidravlik sistemin sürtünən cütlərinin yaxşı yağlanma qabiliyyəti;
- işçi temperatur və təzyiqlərin bütün diapazonunda özlülüynün kiçik hədlər arasında dəyişməsi (yəni, yüksək özlülük indeksinə (Öİ) malik olması);
- korroziyaya qarşı xassəsi və hidravlik sistemin materiallarına qarşı kimyəvi fəaliyyətsiz (təsirsiz) olması;
- istismarın uzun müddəti ərzində oksidləşməyə qarşı sabitliyi;
- böyük elastiklik modulu;
- yüksək filtrlənmə qabiliyyəti;
- havadan və sudan yüksək ayrılma qabiliyyəti,
- özündə qazları çox az miqdarda həlletmə qabiliyyəti və su ilə qarşılıqlı surətdə həll olmaması;
- yaxşı istilik keçirməsi və xeyli xüsusi istilik tutumu;
- işçi temperaturalarda kiçik buxar təzyiqi, yüksək qaynama və kiçik donma və kiçik alovlanma temperaturları;
- zəhərli və kəskin iyə malik olmaması;
- tərkibində çöküntüyə çevrilən və ya qatran maddələrini yaradan maddələrin olmaması.

Bütün sayılan tələblərə eyni zamanda əməl etmək mümkün deyil, ona görə işçi maye seçilərkən ikinci dərəcəli xassələri nəzərdən atır, müxtəlif əlavələrin köməyi ilə işçi mayələrin əsas xassələrini yaxşılaşdırırlar.

1.2.1. İşçi mayələrin xassələri

1.2.1.1. Mayələrin sıxlığı

Bircinsli mayenin vahid həcmnin kütləsinə bu mayenin xüsusi sıxlığı və ya mayenin *sıxlığı* deyilir:

$$\rho = \frac{m}{V} = \lim_{V \rightarrow 0} \frac{dm}{dV}, \text{ kq/m}^3. \quad (1.2.1)$$

Burada $m - V$ həcmində mayenin kütləsidir.

Əgər mayenin sıxlığı onun həcmnin bütün nöqtələrində eyni olarsa, belə maye həmcinsli maye adlanır.

Maye sıxlığının tərs qiymətinə mayenin *xüsusi həcmi* deyilir:

$$v = \frac{1}{\rho}, \text{ m}^3/\text{kq}. \quad (1.2.2)$$

Mayenin *xüsusi çəkisi* γ və sıxlığı ρ arasında asılılıq aşağıdakı kimidir:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{m}{V} \cdot g = \rho \cdot g \quad (1.2.3)$$

və ya

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad (1.2.4)$$

Burada $G - V$ həcmdəki mayenin çəkisi, N; g – sərbəst düşmə təcilidir, m/san².

Mineral yağların sıxlığı adətən markasından asılı olaraq $\rho = 810...950 \text{ kq/m}^3$ intervalındadır, praktiki hesabatlarda $\rho = 900 \text{ kq/m}^3$ qəbul etmək olar. Hidravlik sistemində təzyiq 0-dan 20 MPa qədər artıqda, neft əsaslı işçi mayelərin sıxlığı təxmini 1% artır və hidravlik intiqalların hesablarında qeyd olunan təzyiqlər intervalında bu nəzərə alınmır.

İşçi mayelərin sıxlığı onların yerli müqavimətlərdən keçdikdə axma rejimlərinin və təzyiq düşküünün Δp hesablamasında böyük əhəmiyyəti vardır:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} u^2, \quad (1.2.5)$$

burada u – mayenin yerli sürətidir.

1.2.1.2. Mayələrin temperatur genişlənməsi

Mayenin sıxlığı temperaturdan asılıdır. Bu asılılıq mayenin həcmi genişlənmə temperatur əmsalı β_t [$1/^\circ\text{C}$] ilə xarakterizə olunur. Mayenin temperatur genişlənməsi β_t – mayenin temperaturun 1°C dəyişilməsi nəticəsində onun həcmnin nisbi dəyişilməsidir, yəni

$$\beta_t = \frac{1}{V_o} \cdot \frac{\partial V}{\partial t}. \quad (1.2.6)$$

Həcmnin dəyişilməsini $\Delta V = V - V_o$, $\Delta t = t - t_o$ və $\beta_t = \text{const}$ qəbul etsək, alırıq:

$$V = V_o (1 + \beta_t \Delta t). \quad (1.2.7)$$

Burada V_o və V – mayenin ilkin və dəyişilmiş həcmi; t_o və t – ilkin və sonrakı temperaturdur.

(1.2.1) ifadəni nəzərə alsaq, onda mayenin sıxlığının temperaturdan asılılığı üçün aşağıdakı təqribi düsturu alırıq:

$$\rho = \frac{\rho_o}{1 + \beta_t \Delta t}. \quad (1.2.8)$$

Burada ρ_o və ρ – mayenin t_o və t temperaturlara uyğun sıxlıqlarıdır.

Tam qapalı hidravlik sistemdə (məsələn hidravlik tutumlarda, hidravlik silindrlərdə) işçi mayenin temperaturu t_o -dan t qədər artanda təzyiqin qalxması baş verir:

$$\Delta p = E(\beta_t - \beta_{t_s})(t - t_o) = E\Delta\beta_t \Delta t, \quad (1.2.9)$$

burada E – mayenin elastiklik modulu; β_t və β_{t_s} – mayenin və silindrin materialının həcmi genişlənmə temperatur əmsalı; t_o , t – mayenin ilkin və sonuncu temperaturu.

0...20 MPa təzyiqlər intervalında АМГ-10 markalı hidravlik maye üçün $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4} 1/^{\circ}\text{C}$, yəni bu mayenin temperaturu 1°C artıqda onun həcmi 0,08% genişlənir. Daha özlüklü mineral yağlar üçün $\beta_t \approx 7 \cdot 10^{-4} 1/^{\circ}\text{C}$.

1.2.1.3. Mayelərin sıxılma qabiliyyəti

Təzyiq dəyişməsinin nəticəsində maye sıxlığının ρ dəyişməsi xassəsinə mayenin *sıxılma qabiliyyəti* deyilir. Damcılı mayelər elastik maddələr olmasına görə müəyyən şərtlərlə Huk qanuna tabedirlər. Mayenin sıxılma qabiliyyəti β_s – ***həcmi sıxılma əmsalı*** ilə xarakterizə olunur:

$$\beta_s = \frac{\frac{\Delta V}{V}}{\Delta p} = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V}, \text{ m}^2/\text{N} \quad (1.2.10)$$

və ya $\beta_s = \text{const}$ qəbul etsək, alırıq:

$$\Delta V = \beta_s \Delta p V_o \quad \text{və} \quad V = V_o (1 - \beta_s \Delta p). \quad (1.2.11)$$

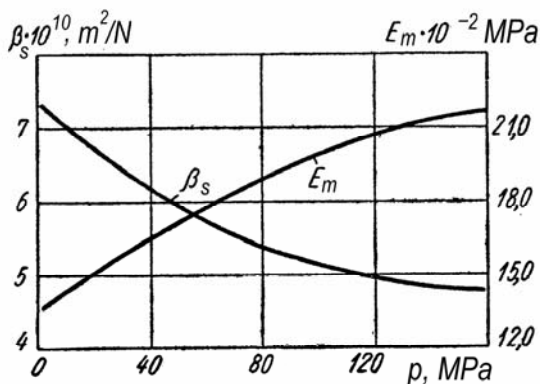
Burada V_o – mayenin atmosfer təzyiqindəki ilkin həcmi, ΔV – təzyiqin Δp qədər artması nəticəsində həcmnin kiçilməsidir. Həcmi sıxlıq əmsalının tərsinə bərabər olan kəmiyyətə mayenin ***həcmi elastiklik modulu*** deyilir və

$$E_m = \frac{1}{\beta_s} = V_o \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (1.2.12)$$

1.2. İşçi mayelər

şəklində göstərmək olar (mayelər üçün K işarəsi də istifadə olunur).

Damcılı mayelərin sıxılma qabiliyyəti ümumiyyətlə təzyiqdən və temperaturdan asılıdır. Təzyiq artdıqca mayelərin həcmi sıxılma əmsalı β_s azalır (elastikliyi modulu E_m isə artır) (şəkil 1.2.1), mayelərin temperaturu artdıqda, əksinə – onların həcmi sıxılma əmsalı β_s artır (elastikliyi modulu E_m isə azalır) (şəkil 1.2.2).



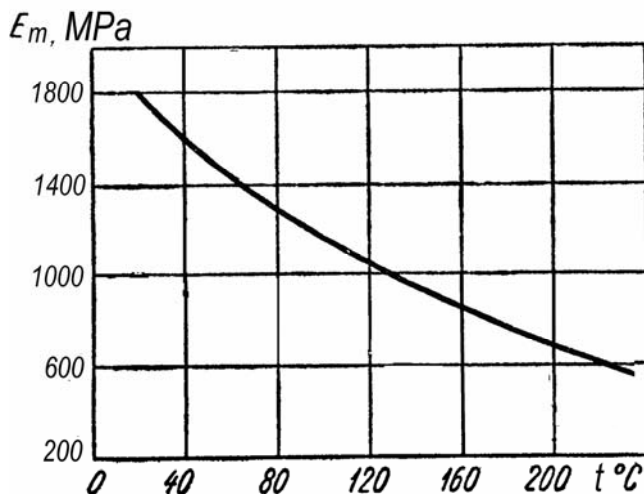
Şəkil 1.2.1. Mineral yağlarının həcmi sıxılma əmsalının β_s və həcmi elastiklik modulunun E_m təzyiqdən asılılıqları

Adi halda mayeni sıxılmayan və həcmi elastiklik modulunu isə sabit kəmiyyət kimi qəbul etmək olar ($E_m = \text{const}$): 20°C temperaturda su üçün elastiklik modulu $E_m = 20,6 \cdot 10^8$ Pa, neft məhsulları üçün isə $E_m \approx 17 \cdot 10^8$ Pa.

Suyun 0°C -dən 20°C qədər qızdırdıqda həcmi elastiklik modulu təqribən 10%-ə qədər artır (həcmi sıxılma əmsalı β_s isə azalır).

Sıxılma (həcmi elastiklik) – işçi mayenin təzyiqin təsiri altında öz həcmi dəyişməsi qabiliyyətidir. İşçi mayenin sıxılması hidravlik sistemlərdə, o cümlədən, hidravlik intiqallarda, böyük təzyiqlər və sistemdə işçi mayenin böyük həcmi olduqda

əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərir və bütün hallarda mayeli yay effektini yaradır. Bunun nəticəsində:



Şəkil 1.2.2. Mineral yağın həcmi elastiklik modulunun E_m temperaturdan asılılığı

– hidravlik intiqalın çıxış bəndinin və mexanizmlərin hərəkətinin gecikməsinə, təkanlara, energetik və dinamik göstəricilərin pisləşməsinə gətirib çıxarır;

– mayenin sıxılması və sonra genişlənməsinə görə hidravlik sistemdə gücün bir qismi istiliyə çevrilib sistem üçün qaytarılmaz şəkildə itir;

– işçi mayelərin elastikliyi hidravlik intiqalın iş rejimini xeyli pisləşdirir, xüsusən yüksək ətalətli və yerindən tərpənmə yüksək müqavimətinə malik olan hidravlik intiqallarda (məsələn, metalkəsən dəsgahların masalarında intiqalında).

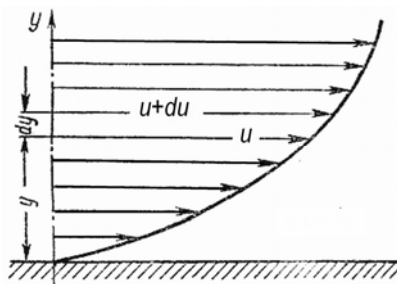
1.2.1.4. Mayelərin özlülüyü

Mayenin bir qatının qonşu qat nəzəri yerdəyişməsi qatlar arasında sürtünmə qüvvəsinin əmələ gələn xassəsi mayenin

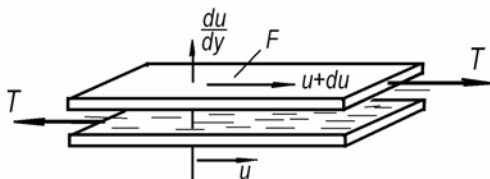
özlülüyünü xarakterizə edir. Sürtünmə nəticəsində daha böyük sürətlə hərəkət edən qat nisbətən yavaş hərəkət edən qatı öz arxasınca aparmağa və, əksinə, yavaş hərəkət edən qat sürətlə hərəkət edən qatı saxlamağa çalışır (şəkil 1.2.3).

Nyutonun maye sürtünmə hipotezasına (fərziyyəsinə) görə mayelərdə daxili sürtünmə qüvvələri T təzyiqdən asılı olmayaraq, toxunan layların sahələrinə F və hərəkətlərinin perpendikulyar istiqamətində sürətin qradientinə $\frac{du}{dy}$ mütənasibdir və mayenin növündən asılıdır (şəkil 1.2.4):

$$T = \tau F = \mu F \frac{du}{dy}. \quad (1.2.13)$$



Şəkil 1.2.3. Maye axının divar boyu hərəkətində sürətlərinin paylamanın qrafiki



Şəkil 1.2.4. Mayenin daxilində hərəkət zamanı təbəqələr arasında yaranan sürtünmə qüvvələri

1.2. İşçi mayelər

Mayenin laminar hərəkəti üçün toxunan gərginliyin τ aşağıdakı asılılığı verilmişdir:

$$\tau = \pm \mu \frac{\Delta u}{\Delta y}. \quad (1.2.14)$$

Onda mayenin **dinamik özlülüüyü** adlanan mütənasiblik əmsalı μ -ə bərabərdir:

$$\mu = \pm \frac{T}{F} \frac{1}{\Delta u / \Delta y}. \quad (1.2.15)$$

Burada T – daxili sürtünmə qüvvəsi; F – toxunan iki qonşu layların sahələri; μ – verilmiş mayeni xarakterizə edən dinamik özlülük; Δu – toxunan iki qonşu layların sürətlərinin fərqi; Δy – bu laylar arasındakı məsafə; $\frac{\Delta u}{\Delta y}$ – sürətin qradiyenti, yəni sürətin perpendikulyar istiqamətində vahid uzunluğunda olan artımıdır.

Dinamik özlüyünün ölçü vahidi

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{\Delta u}{\Delta y}} = \frac{\frac{[N/m^2]}{[m/san]}}{[m]} = \frac{N \cdot san}{m^2} = [Pa \cdot san] \quad (1.2.16)$$

düsturundan görünür ki, onun ölçü vahidi Pa·san-dir. 0,1 Pa·san bərabər olan dinamik özlülüüyü vahidinə, silindrik borularda özlü mayelərin sabitləşmiş laminar axınlar məsələsinin həll etmiş fransız alimi Puazeyl şərəfinə **Puaz** (Pz) adı verilmişdir:

$$1 \text{ Pz} = 0,1 \text{ Pa} \cdot \text{san}$$

Az özlü mayelər üçün daha kiçik vahiddən – santipuazdan (sPz) istifadə olunur, hansı ki $1 \text{ sPz} = 0,01 \text{ Pz}$.

1.2. İşçi mayelər

Suyun 20°C-də dinamik özlülüüyü $\mu \approx 1 \text{ sPz}$ -dır.

Hidravlik hesablamalarda adətən mayenin dinamik özlülüünün sıxlığına olan nisbəti – mayenin **kinematik özlülüüyü** adlanan kəmiyyətdən istifadə olunur:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.2.17)$$

Kinematik özlülüünün ölçü vahidi – m^2/san -dir:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = [\text{N}/\text{m}^2] \frac{[\text{san}]}{\left[\frac{\text{kq}}{\text{m}^3}\right]} = \frac{\text{kq} \cdot \text{m}}{\text{san}^2} \frac{\text{san}}{\text{m}^2 \frac{\text{kq}}{\text{m}^3}} = \left[\frac{\text{m}^2}{\text{san}}\right]. \quad (1.2.18)$$

Bu ölçü vahidi böyük olduğundan Stoks alimin şərafinə *stoks* (St) adlanan və *santistoks* (sSt) vahidlər də tətbiq olunur, hansı ki:

$$1 \text{ St} = 100 \text{ sSt} = 1 \text{ sm}^2/\text{san} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{san} = 10^{-2} \text{ mm}^2/\text{san}$$

və ya

$$1 \text{ sSt} = 10^{-2} \text{ sm}^2/\text{san} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{san} = 1 \text{ mm}^2/\text{san}.$$

Mayelərin özlülüüyünü təyin etmək üçün xüsusi *viskozimetr* adlanan cihazdan istifadə olunur.

Atmosfer təzyiqində suyun kinematik özlülüüyü Puazeylin empirik düsturu əsasında tapıla bilər:

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,0900221t^2}, \text{ St.} \quad (1.2.19)$$

Burada t – suyun temperaturudur, °C.

Əksər mayelər üçün dinamik özlülüüyü μ sürətin qradientindən və təzyiqindən asılı deyildir. μ temperaturdan asılı olaraq, o kafi qədər çox dəyişir. Belə ki, suyun temperaturunu 0°C-

1.2. İşçi mayelər

dən 30 °C-yə qədər qaldırıqda onun dinamik özlülüüyü 2,25 dəfə azalır.

Təcrübi hesablamalarda şərti özlülük vahid ölçülülərdən də istifadə olunur. Mayenin şərti özlülük dərəcəsi (°ŞÖ) və ya Engler dərəcəsi (°E) nisbi qiymət olaraq Engler viskozimetri vasitəsilə tapılır və aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$^{\circ}\text{ŞÖ} = \frac{\tau}{\tau_o}, \quad (1.2.20)$$

burada τ və τ_o – müvafiq olaraq 200 sm³ ölçülən mayenin və 200 sm³ distillə suyun 20 °C temperaturda 2,8 mm diametrli dəlikdən axma müddətidir.

Sorğu cədvəllərində adətən işçi mayenin xarakteristikasından ötrü onun kinematik özlülüüyün 50 və yaxud 100°C-də qiyməti göstərilir.

Mayenin temperaturu Kelvin dərəcəsindən (K) əlavə bir neçə ölkədə digər ölçü vahidləri tətbiq olunur. Kelvin dərəcəsi ilə onların arasındakı əlaqələr aşağıdakı kimidir:

– Selsi dərəcəsi (°C) ilə:

$$T \text{ [K]} = t[\text{°C}] + 273,15; \quad (1.2.21)$$

– Renkin dərəcəsi (°R) ilə:

$$T \text{ [K]} = (9/5) t[\text{°R}]; \quad (1.2.22)$$

– Farenqeyt dərəcəsi (°F) ilə:

$$T \text{ [K]} = 9/5 (t[\text{°F}] - 32) + 273,15; \quad (1.2.23)$$

– Reomür dərəcəsi (°Rm) ilə:

$$T \text{ [K]} = (5/4) t[\text{° Rm}] + 273,15. \quad (1.2.24)$$

İngiltərədə və ABŞ-da mayelərin Redvud (R) və Seybolt (S) özlülük vahidləri tətbiq olunur. Redvud (R), Seybolt (S) və şərti özlülük dərəcəsinə ($^{\circ}\text{ŞÖ}$) bir birinə çevirmək üçün düsturlar və ya xüsusi cədvəllərdən istifadə olunur (cədvəl 1.2.1). Məsələn, mayenin özlülüynün Engler dərəcəsiindən sSt ölçü vahidinə çevirmək üçün Fogel düsturu tətbiq oluna bilər:

$$\nu = \frac{7,6^{\circ}\text{E}}{1 - \frac{1}{^{\circ}\text{E}^3}} 10^{-6} \text{ m}^2/\text{san}. \quad (1.2.25)$$

İşçi mayenin özlülüynünün temperaturdan asılılığı dərəcəsinə onun *özlülük indeksi* (Öİ) xarakterizə edir. Bu göstərici işçi mayenin iki etalon mayelərin özlülüklərinin temperaturdan asılılıqları ilə müqayisə edir. Temperaturdan daha yüksək asılılığı olan mayenin özlülük indeksi $\text{Öİ} = 0$, asılılığı kiçik olan mayenin özlülük indeksi isə $\text{Öİ} = 100$ qəbul olunur. Onda sınanan işçi mayenin özlülük indeksi aşağıdakı düsturdan təyin edilir:

$$\text{Öİ} = \frac{\nu_1 - \nu}{\nu_1 - \nu_2}, \quad (1.2.26)$$

burada ν_1 , ν_2 və $\nu - \text{Öİ} = 0$ və $\text{Öİ} = 100$ olan etalon mayelərin və sınanan mayenin $37,8^{\circ}\text{C}$ kinematik özlülükləridir.

ABŞ-da yağların özlülük indeksi yoxlanılan yağın Pensilvaniya neftindən alınan yağların fərqiinə görə təyin edirlər. Yoxlanılan yağ nə qədər çox şərti yağa yaxınlaşarsa, o, bir o qədər yaxşı hesab edilir.

Maye özlülüynünün temperaturdan asılılığı. Məlum olduğu kimi, işçi mayenin özlülüynü temperaturdan, təzyiqdən, kimyəvi tərkibindən, onun karbohidrogenlərinin quruluşundan, eləcə də istismar vaxtının davamiyyətindən asılı olaraq dəyişir.

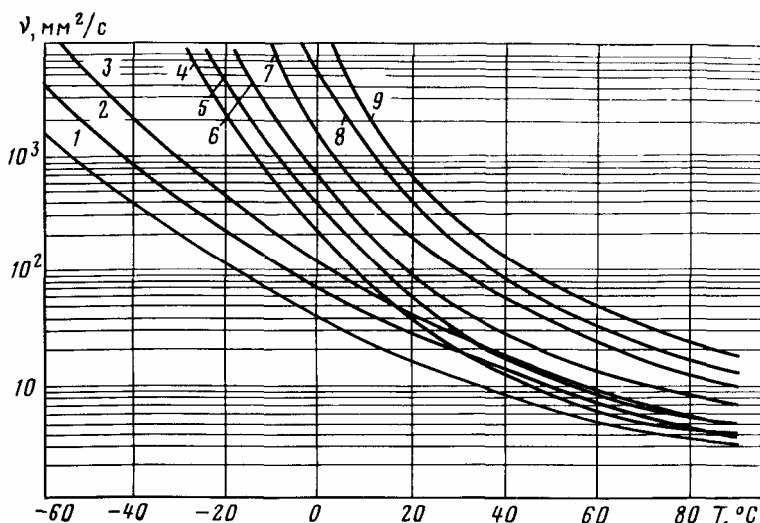
1.2. İşçi mayələr

Cədvəl 1.2.1.

Müxtəlif özlülük ölçü vahidlərini bir birinə çevirmək üçün cədvəl

sSt	°E (°ŞÖ)	°S	°R	sSt	°E (°ŞÖ)	°S	°R
1,00	1,00	30,0	26,2	29,3	4,00	142,5	113,9
1,40	1,10	34,0	29,2	30,9	4,20	150,0	120,9
2,80	1,20	37,5	32,0	32,5	4,40	157,6	125,9
3,90	1,30	41,1	35,0	34,1	4,60	165,6	132,0
5,00	1,40	45,0	38,0	35,7	4,80	172,0	137,9
6,25	1,50	49,0	40,9	37,3	5,00	180,0	144,0
7,45	1,60	52,6	43,8	41,2	5,50	195,0	156,0
8,50	1,70	56,5	46,8	45,1	6,00	216,5	172,3
9,00	1,80	60,0	49,7	49,0	6,50	230,0	184,0
10,70	1,90	64,0	52,6	52,9	7,00	253,0	201,5
11,80	2,00	67,9	55,5	56,8	7,50	272,0	216,2
12,80	2,10	71,5	58,5	60,6	8,00	290,0	230,5
13,80	2,20	75,1	61,4	64,5	8,50	308,0	245,0
14,80	2,30	79,1	64,3	68,4	9,00	326,5	259,0
15,70	2,40	83,0	67,3	76,0	10,00	363,0	288,0
16,60	2,50	86,8	70,2	80	10,54	365,0	325,0
17,50	2,60	90,8	73,2	85	11,20	388,0	345,0
18,40	2,70	94,2	76,1	90	11,86	411,0	365,0
19,30	2,80	98,0	79,1	95	12,51	433,0	385,0
20,20	2,90	102,0	82,1	100	13,70	456,0	405,0
21,20	3,00	105,0	85,0	110	14,48	501,0	446,0
22,80	3,20	113,2	90,9	120	15,80	547,0	486,0
24,50	3,40	120,0	96,7	130	17,11	592,0	527,0
26,10	3,60	128,0	102,1	140	18,43	637,0	567,0
27,70	3,80	135,0	107,0	150	19,74	683,0	608,0

Temperatur artdıqca damcılı mayələrin və onların qarışıqlarının özlülüüyü azalır. Şəkil 1.2.5-də bir neçə mineral yağların özlülüünün temperaturdan asılılıqları göstərilmişdir.



Şəkil 1.2.5. Mineral yağların özlülüyünün temperaturdan asılılığı

1 – ГМ 50; 2 – АМГ 10; 3 – АИ; 4 – трансформатор yağı;
5 – И 12; 6 – И 20; 7 – И 30; 8 – И 50; 9 – автотрактор yağı.

Mineral yağların xarakteristikası üçün kinematik özlülük (mm^2/san) 50 və ya 100 °C-də göstərilir. Adətən həcmi hidravlik intiqalda tətbiq edilən yağların özlülüyü 50 °C-də 10...35 mm^2/san təşkil edir.

Mayenin özlülüyünün temperaturdan asılılıq qanununu təcrübi istifadəyə yararlı olan riyazi bərabərliklərlə ifadə etmək mümkün deyil. Ona görə də praktikada empirik asılılıqlardan istifadə olunur.

Temperaturdan asılı olaraq özlülük adətən eksponent qanunu üzrə dəyişir:

$$v_t = v_{50} \exp (A/T^a), \quad (1.2.27)$$

burada A və a – empirik əmsallardır.

50 °C-də kinematik özlülüğü 80 mm²/san artıq olmayan mineral yağların 30...150 °C temperatur intervalında özlülüğünü hesablamaq üçün digər empirik düsturdan istifadə olunur:

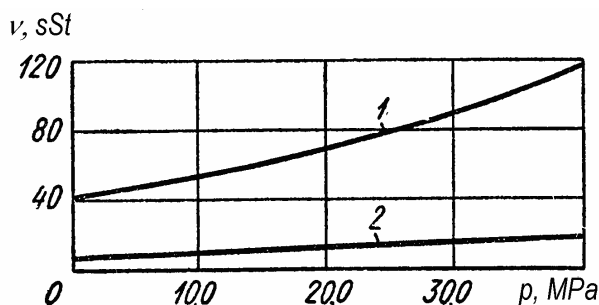
$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n, \quad (1.2.28)$$

haradakı ν_t və ν_{50} – verilən və 50 °C kinematik özlülüğü; n – 50 °C kinematik özlülüğün qiymətindən asılı qüvvət dərəcəsidir:

$$n = 1,41 + 0,03\nu_{50} - 0,0002 (\nu_{50})^2. \quad (1.2.29)$$

Qeyd edək ki, qazlar üçün temperatur artdıqca onların kinematik özlülüğü də artır.

Maye özlülüğünün təzyiqdən asılılığı. Qeyd olunduğu kimi damcılı mayelərin özlülüğü təzyiqdən də asılıdır – mayedəki təzyiq artdıqca onun özlülüğü də artır. $p_{nom} \leq 20$ MPa işçi təzyiqlərdə mineral yağların özlülüğünün təzyiqindən asılılığı daha az əhəmiyyətlidir. Lakin təzyiq 0-dan 40...50 MPa qədər artıqda mineral yağın özlülüğü 3 dəfə artır (şəkil 1.2.6).



Şəkil 1.2.6. Mineral yağların özlülüğünün təzyiqdən asılılığı

Əyrilər: 1 – 40°C; 2 – 80°C.

1.2. İşçi mayelər

Maye özlülüyünün təzyiqdən asılılığı (0...50 MPa intervalında) empirik ifadə ilə müəyyən olunur:

$$\nu = \nu_o(1 + kp). \quad (1.2.30)$$

Burada ν_o – atmosfer təzyiqində kinematik özlülük, mm^2/s ; p – işçi təzyiqi, MPa; k – mütənasiblik əmsalıdır: yüngül yağlar ($\nu_{50} \leq 15 \text{ sSt}$) üçün $k = 0.02$; ağır yağlar ($\nu_{50} > 15 \text{ sSt}$) üçün $k = 0.03$.

İşçi mayelərin seçilməsində qeyd olunan xassələrdən başqa aşağıdakı parametrlər də nəzərə alınmalıdır:

Alışma temperaturu – açıq tiqəldə (xüsusi formalı keramikdən qab) sınaq zamanı mayenin buxarlarının alovlanması baş verməsin ən kiçik temperatura deyilir. Alışma temperaturu işçi mayenin yanma və partlama təhlükəsizliyini xarakterizə edir. Hidravlik intiqalının neft əsaslı mayenin işçi temperaturu alışma temperaturdan 10...15 °C aşağı olmalıdır.

Donma temperaturu – sınaq zamanı işçi mayenin hərəkətiliyini itirmə temperaturudur. Neft əsaslı mayenin donma temperaturu hidravlik intiqalın işçi temperaturundan 10...17 °C aşağı olmalıdır.

İşçi mayenin *oksidləşməsi* – hansı ki turşuluq ədədi ilə xarakterizə olunur və 1 qr mayenin neytrallaşdırması üçün tələb olunan KOH mqr-la miqdarını göstərir (məsələn, AMГ-10 markalı işçi mayenin KOH turşuluq ədədi 0,05 mgr-dan artıq olmamalıdır).

İşçi mayelərin xassələrini yaxşılaşdırmaq məqsədilə onlara müxtəlif aşkarlar əlavə olunurlar. Hidravlik sistemlər üçün işçi mayelərin tərkibində 0,05%-dan 20% kimi aşkarlar ola bilər. Hidravlik intiqalların işçi mayələrində istifadə olunan aşkarlar təsirinə görə iki yerə bölünürlər:

– işçi mayenin əsas təşkil edici (baza) komponentinin kimyəvi xassələrini dəyişən aşkarlar (oksidləşməyə qarşı, korroziya inhibitorları və s. aşkarlar):

1.2. İşçi mayelər

– işçi mayenin əsas komponentinin fiziki xassələrini dəyişən aşkarlar (donma temperaturunu azaldan, yağlama qabiliyyətini yaxşılaşdıran, özlülük indeksini artıran, köpüklənməyə qarşı və s.).

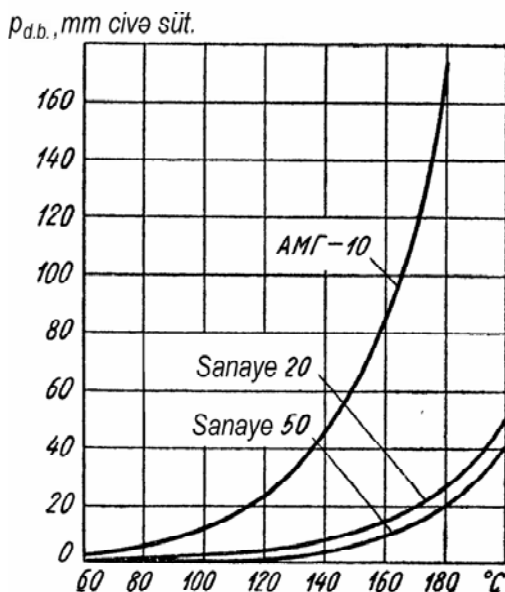
Hidravlik mayelərdə ən geniş tətbiq olunan aşkarlar növləri aşağıdakılardır:

- yeyilməyə qarşı;
 - siyrintiya qarşı (sink dialkilditio-fosfat məhlulu);
 - oksidləşməyə qarşı ("İonol" aşkarı – 0,2...5%);
 - qatılaşdırıcı;
 - korroziyaya qarşı (iqibitorlar);
 - köpüklənməyə qarşı (polimetilsiloksan – 0,003...0,005%)
- və s. aşkarlar

1.2.1.5. Mayələrin doymuş buxarlarının təzyiqi

Mayələrin doymuş buxarlarının təzyiqi onların uçuculuqlarını və kavitasiya xassələrini xarakterizə edir. Mayelərdəki təzyiq onların doymuş buxarlarının təzyiqlərinə yaxınlaşanda və bərabər olduqda *qaynama prosesi* başlayır – mayenin buxarlanması mayenin sərbəst səthindən və daxili həcmindən buxar qabarcıqları əmələ gəlməklə baş verir.

50 °C temperaturda mineral yağlar üçün doymuş buxarların təzyiqini $p_{d.b} = 0,002$ MPa, su üçün 40 °C temperaturda $p_{d.b} = 0,008$ MPa qəbul etmək olar. Bir neçə işçi mayelər üçün doymuş buxarlarının təzyiqlərin temperaturdan asılılıqları şəkil 1.2.7-də verilmişdir.



Şəkil 1.2.7. Mineral yağların doymuş buxarlarının təzyiqlərinin temperaturdan asılılıqları

1.2.2. Qeyri-nyuton mayelər

Əksər mayelərin özlülüyü yalnız mayenin hərəkəti zamanı özünü göstərir. Lakin, bəzi homogen və heterogen çoxkomponentli mayelərin daxilində olan müxtəlif komponentlərin təsirinə görə onların daxili sürtünmənin təbiəti xeyli dəyişə bilər. Məsələn, neft məhsullarında, aşağı temperaturlarda sürtgü yağlarında və s. sükutlu (hərəkətsizlik) halında da sürtünmə qüvvəsi olur. Belə mayələrə, Nyuton hipotezasına tabe olan mayelərdən (**Nyuton mayeləri**) fərqli olaraq, anomal və ya **qeyri-nyuton mayelər** deyilir. Bu mayələr Nyuton hipotezasına (toxunma gərginliyinin nisbi sürətin qradientinə mütənəsibliyi) tabe olmurlar və adətən üç yerə bölünürlər:

- özlüplastik mayelər;
- psevdoplastik mayelər;

– dilatant mayələr.

Özlüplastik mayələrin xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, daxili kritik gərginliyinə qədər ($\tau \leq \tau_o$) onlar özlərini sərt maddələr kimi göstərirlər. Yalnız, kritik gərginliyini τ_o aşandan sonra ($\tau > \tau_o$) bu mayələr adi – nyuton mayələr kimi hərəkətə başlayırlar. Bu mayələr üçün Binqam düsturu belə yazmaq olar:

– $\tau \leq \tau_o$ olduqda

$$\frac{du}{dy} = 0 ; \quad (1.2.31)$$

– $\tau > \tau_o$ olduqda

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{\mu}(\tau - \tau_o) \quad (1.2.32)$$

və ya ümumi şəkildə:

$$\tau = \tau_o + \mu \frac{du}{dy}, \quad (1.2.33)$$

burada τ_o – statik və ya ilkin yerindən tərpənmə gərginliyidir

Psevdoplastik mayələr üçün daxili ilkin yerdəyişməsi gərginliyi və maye təbəqələrin nisbi sürət qradienti ilə asılılığın müəyyən hissəsi loqarifmik koordinatlarda düz xətt şəkilində olur. Bu xəttin mailliyinin bucaq əmsalı 0-dan 1 arasındadır. Buna görə gərginlik və sürət qradienti ilə asılılığı belə yazıla bilər:

$$\tau = k \left(\frac{du}{dy} \right)^n, \quad (1.2.34)$$

haradakı k – mayenin qatılığın meyarı; n – psevdoplastik mayenin xassələrin nyuton tipli mayesindən fərqləndirici əmsaldır, $n < 1$.

Psevdoplastik mayələr üçün mayenin zahiri özlülüyü anlayışı istifadə olunur

$$\mu_z = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}}; \quad (1.2.35)$$

Onda

$$\mu_z = \lambda \left(\frac{du}{dy} \right)^{n-1}, \quad (1.2.36)$$

yəni psevdoplastik mayelərin təbəqələrin nisbi sürət qradienti artdıqca onların zahiri özlülüyü əmsalı azalır.

Dilatant mayelərin gərginlik və sürət qradienti ilə asılılığı psevdoplastik mayelər üçün tətbiq olunan tənlikdən istifadə olunur, lakin onlar üçün $n > 1$. Bu tipli mayələrdə sürət qradienti artdıqca onların zahiri özlülüyü də artır. Bu model suspenziyaların hərəkətinin izah etmək üçün tətbiq olunur.

Qeyri-nyuton mayelərin bir xüsusiyyəti vardır, o da ondan ibarətdir ki, onların özlülüyü əhəmiyyətli dərəcədə zamandan asılıdır. Bu səbəbdən onlar (məsələn, özlüplastik mayelər) üçün statik yerdəyişmə gərginliyinin τ_0 qiyməti hərəkətə gətirmə vaxtına qədər tərpənməz halında saxlama müddətindən asılıdır. Hərəkətsiz zaman artdıqca qeyri-nyuton mayelərin statik yerdəyişmə gərginliyinin qiyməti də çoxalır. Əgər başlanğıc hərəkəti (yerindən tərpənməni) saxlayıb yenidən hərəkətə gətirmək vəziyyətində bu mayelərin statik yerdəyişmə gərginliyi τ_0 ilkin qiymətindən kiçik olur. Bu səbəbdən ilkin statik yerdəyişmə gərginliyini dinamik yerdəyişmə gərginliyindən fərqlənməlidir.

1.2.3. Hidravlik intiqalların işçi mayələrinin növləri

Hidravlik intiqallarda tətbiq olunan işçi mayələrinin növləri əsasən dörd qrupa bölünür:

- neft məhsullarının əsasında hazırlanan işçi mayələr;
- süni mayələr;
- su-polimer məhlullar;

1.2. İşçi mayelər

– emulsiyalı işçi mayelər, hansılar ki öz növbəsində iki yerə bölünürlər:

- su-yağ emulsiyalar;
- yağ-su emulsiyalar.

Neft məhsullarının əsasında hazırlanan işçi mayelər nisbətən aşağı işçi temperatur diapazona malikdirlər. Hidravlik intiqallarda bu tipli işçi mayelərdən əsasən istifadə olunurlar:

- hidravliki yağ МГЕ-10А;
- aviasiya hidravliki yağı АМГ-10;
- ümumi mövsümlü hidravliki yağ ВМГЗ və s.

Neft mədən və yol-tikinti hidravlik intiqallarında aşağıdakı yağlardan istifadə olunur:

– ВМГЗ hidravlik yağı, mülayim iqlim rayonlarında qış vaxtı istifadə olunur (onun temperaturun işçi intervalı -58°C -dən $+70^{\circ}\text{C}$ qədər dəyişir). İstismar müddəti 3500...4000 saatdır;

– МГ-30 hidravlik yağı, mülayim iqlimli, rayonlarda yay aylarında və il ərzində ölkənin cənub rayonlarında istifadə olunur (temperaturun işçi intervalı -20°C -dən $+75^{\circ}\text{C}$ -yə qədər dəyişir). Bu yağların yaxşı yağlama xassəsi var, qatranlı çöküntülər olmur və onlar köpüklənmirlər;

– И 12, ИС 12 sənaye yağları, toxuculuq üçün olan АУ və АУПІ yağları, transformator və başqa yağlar, hansılar ki ВМГЗ hidravlik və И-30, ИС 30 yağları əvəz edir və turbin 22, 20 və АСІІ-6, motor yağları МС-14, МС-20 motor yağları hidravlik ИГ-30 və başqa yağlarıdır.

Bir neçə neft əsaslı mineral yağlarının xassələri cədvəl 1.2.2-də verilmişdir.

Süni mayelər – kimyəvi proseslərin nəticəsində alınan məhsullar (diefirlər, silikonlar, fosfatlar və s.) əsasında hazırlanan mayelərdir. Əsas etibarilə onlar aşağı donma temperaturuna, uzun müddətdə geniş iş temperatur diapazonunda stabil üzlülük, yanmaya və oksidləşməyə davamlı xassələrinə malikdirlər. Lakin,

1.2. İşçi mayelər

ayrılıqda onlar müxtəlif nöqsanlara malikdirlər, məsələn rezin kipləşdirici materiallarla uyuşmazlığı, kiçik yağlama qabiliyyəti, zəhərləmə qabiliyyəti, yüksək qiyməti və s.)

Cədvəl 1.2.2

Neft əsaslı mineral yağlarının xassələri

Yağın markası	50 °C özlülük, sSt	Donma temperaturu °C	Alovlanma temperaturu °C	İşçi temperaturların intervalları, °C	Sıxlığı, kg/m ³
Sənaye yağı 12 (И 12)	10...14	– 30	165	–30... +40	876...891
Sənaye yağı 20 (И 20)	17...23	– 20	170	0... +90	881...901
Sənaye yağı 30 (И 30)	27...33	– 15	180	+10... +50	886...916
MC-22	22	– 14	230	–	905
MC-20	20	– 18	225	–	895
Sənaye yağı 45 (И 35)	38...52	– 10	190	+10... +60	890...930
Sənaye yağı 50 (И 50)	42...58	– 20	200	10...70	890...930
Turbin yağı 22	20...23	– 15	180	5...50	901
Turbin yağı 30	28... 32	– 10	180	10...50	901
Turbin yağı 46	44...48	– 10	195	10 ...50	920
Turbin yağı 57	55...59	–	195	10...70	930
Velosit yağı Л	4...5,1	– 25	112	– 10... +30	–
Vazelin yağı T	5,1...8,5	– 20	125	–	860... 890
Mil yağı AY	12...14	– 45	163	– 40... +60	888...896
Transformator yağı	9,6	– 45	135	–30 ...+90	886
MK-8	8,3	– 55	135	–	885

Su-polimer məhlullar – müxtəlif polimerlərin su məhlullarının (35%-a qədər su ola bilər) əsasında hazırlanmış işçi mayelərdir. Məsələn, ПГВ işçi mayesi – tərkibində 32 kütlə % su olan müxtəlif aşkarlarla hazırlanan qliserin və polietilen qlikol məhluludur. Bu tipli işçi mayelər qeyri-alışqanlıdırlar, qeyri-zəhərlidirlər və əsasən konstruksiya materiallara (o cümlədən rezinlərə) görə fəaliyyətsizdirlər.

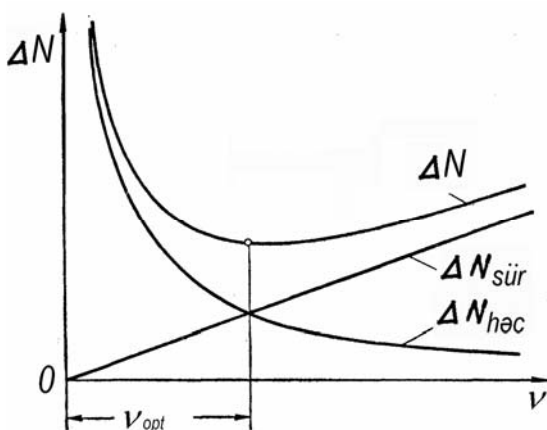
Su-yağ emulsiyalar – “yağ suyun daxilində” su və neft mayələrinin (20%-dan artıq olmamaqla) qarışığıdır. Bu tipli işçi mayelər yanma təhlükəli şəraitdə işləyən və işçi mayenin böyük həcmdə tələb olunan hidravlik intiqallarda tətbiq olunur (məsələn, kömür şaxtalarında). Su-yağ emulsiyaların nöqsanı – pis yağlama qabiliyyəti və işçi temperaturun diapazonu (+5-dən +55 °C qədərdir) kiçik olmasıdır

Yağ-su emulsiyalar – “su yağın daxilində” neft mayenin və suyun (40%-dan artıq olmamaqla) qarışığıdır. Bu tipli işçi mayelər.

1.2.4. İşçi mayenin özlüyünün həcmi hidravlik maşınların işinə təsiri

Həcmi hidravlik maşınların tam FİƏ xeyli dərəcədə işçi mayenin özlüyünün qiymətləri təsir göstərir. Özlüyün optimal hədlərə qədər artırılması ilə hidravlik maşınların həcmi itkilərinə sərf olunan gücü $\Delta N_{h\acute{e}c}$ azalır və həcmi FİƏ $\eta_{h\acute{e}c}$ artır. Eyni zamanda mexaniki FİƏ η_{mex} artmasına görə mexaniki və hidravliki itkilərinə sərf olunan güc $\Delta N_{sür}$ də müəyyən qədər artır. Lakin, nəticədə hidravlik maşınlardakı güc itkilərinin ΔN_m ümumilikdə azalmasına görə hidravlik motorun tam FİƏ η_m artır. Özlüyün sonrakı artması ilə mayenin özünün sürtünməsindən alınan hidravliki itkilər $\Delta N_{sür}$ xeyli artır, yağların yağlayıcılıq qabiliyyəti pisləşir və güc itkiləri də ΔN artır. Ona görə də hidravlik maşınlar üçün FİƏ-nın maksimal qiymətinə uyğun gələn özlüyün optimal qiyməti güc itkilərinin minimal qiymətinə uyğun v_{opt} mövcuddur

(şəkil 1.2.8). Misal üçün, dişli çarxlı hidravlik maşınlar üçün özlüyün qiyməti $\nu = 16...18$ sSt, lövhəli maşınlar üçün $\nu = 10...12$ sSt, porşenli hidravlik maşınlar üçün 6...10 sSt-dan kiçik olmamalıdır. Özlüyün maksimal qiyməti işçi mayenin lazımı sərfələrindəki hidravlik itkilərin qiymətinə və hidravlik sistemdəki təzyiqə görə müəyyən edilir.



Şəkil 1.2.8. Hidravlik motorda güc itkilərinin işçi mayenin özlülüyündən asılılığı

Hidravlik maşınlardakı enerji itkilər istiliyə çevrilir. Bu da işçi mayenin qızmasına gətirib çıxarır, habelə qızma detal üzərində olan mayeni qaynatmağa başlayır, bu isə daxili detalların mexaniki və kimyəvi yeyilməsini artırır. Belə halların qarşısını almaq üçün sistemlərdə soyuduculardan istifadə olunur.

Təcrübəyə əsaslanaraq 20 MPa və yüksək təzyiqdə, həmçinin stabil temperatur şəraitində işləyən radial-porşen tipli nasoslar üçün $\nu = 60...150$ sSt bərabər yağın işlədilməsi məsləhət görülür, 50...60 MPa təzyiqdə işləyən preslərin hidravlik sistemlərində mayenin özlülüyü 110...175 sSt bərabər olur. 10 MPa təzyiqə qədər isə $\nu = 20...60$ sSt, Temperatur intervalın kənar hədlərində

1.2. İşçi mayələr

işçi mayenin tövsiyə edilən özlülüyün qiymətləri cədvəl 1.2.3-də verilmişdir.

Cədvəl 1.2.3

Temperatur intervalın kənar hədlərində işçi mayenin
tövsiyə edilən özlülüyün qiymətləri

Nasosun növü	İşçi mayenin özlülüyün (sSt) temperaturun		
	aşağı həddində		yuxarı həddində
	Nasosun vurma prosesini təmininə görə	Nasosun işçi kameralarının tam dolma şərtinə görə	Nasosun tam FİƏ $\eta_n = 0,80 \dots 0,85$ və yağlayıcı təbəqənin yaranmasının təmini şərtinə görə
Aksial-porşenli	1800...1600	570...530	6...8
Lövhəli	4000... 4500	680...620	10...12
Dişli çarxlı	4500...5000	1380...1250	16...18

Həcmi hidravlik intiqalların istismarında işçi mayenin özlülüyü ən mühüm xarakteristikalardan biridir. Hidravlik intiqalların nasosun və hidravlik mühərrikin işi zamanı yaranan həcmi və mexaniki itkilər, həmçinin hidravlik intiqalın idarəedilməsi alçaq və yüksək temperaturlarda işi mayenin özlülüyündən asılıdır.

Hidravlik intiqal üçün işçi mayenin özlülüyünü seçdikdə bir sıra ziddiyyətli faktorları nəzərə almaq lazım gəlir.

Kipləşdirici birləşmələrin hermetikliyini asanlaşdırmaq məqsədi nöqtəyi nəzərindən və xüsusilə elastik kipləşdirici elementlərdən istifadə etmədən özlülük mümkün qədər yüksək olmalıdır. Lakin özlülüyün qiymətinin yüksəldilməsi hidravlik

1.2. İşçi mayelər

maşının düyünlərinin hərəkəti zamanı mexaniki və onların kanallarında hidravlik basqının itkiləri artırır və nasosun sorma xüsusiyyətini pisləşdirir. Mayenin özlülüyünün artırılması icra edici mexanizmlərin tənzimləmə siqnallarına olan reaksiyasını zəiflədir.

Ümumiyyətlə yüksək təzyiqlərdə işləyən hidravlik maşınlar üçün yüksək özlülüklü mayelər istifadə olunur. Alçaq təzyiqdə işləyənlər üçün isə bu əksinə olur.

Dünyada qəbul olunana görə hidravlik mineral yağların təsnifatı birinci növbədə onların özlülüyünə və daxilində olan aşkarların növünə əsaslanır. Məsələn Rusiyada istehsal olunan hidravlik mineral yağların markaları üç qrup işarələrdən ibarətdir: birinci qrup – «МГ» hərflərlə hidravlik mineral maye olmasını göstərilir; ikinci qrup – rəqəmlərlə kinematik özlülük sinfi göstərilir; üçüncü qrup – hərflərlə istismar xassələrini göstərilir

40°C temperaturda kinematik özlülüyə görə (beynəlxalq ISO 3448 standartı) hidravlik mineral yağlar 10 sinfə bölünürlər (cədvəl 1.2 4).

Cədvəl 1.2 4

Hidravlik yağların özlülük siniflərinin cədvəli

Özlülük sinfi	40°C temperaturda kinematik özlülüğü, mm ² /san	Özlülük sinfi	40°C temperaturda kinematik özlülüğü, mm ² /san
5	4,14...5,06	32	28,80...35,20
7	6,12...7,48	46	41,40...50,60
10	9,00...11,00	68	61,20...74,80
15	13,50...16,50	100	90,00...110,00
22	19,80...24,20	150	135,00...165,00

İstismar xassələrinə və tərkiblərində aşkarların növünə görə hidravlik mineral yağları üç qrupa bölünürlər:

1.2. İşçi mayelər

– HH (ISO təsnifatı), A qrup (Rusiya təsnifatı) – neft məsullar əsaslı aşkarlar əlavə olunmamış mineral yağlar. Bu tipli işçi mayelər dişli çarxlı və aksial və radial porşenli nasoslarda 15 MPa-a qədər yüklənmiş və mayenin daxilində 80 °C temperatura qədər hidravlik sistemlərdə tətbiq oluna bilər;

– HL (ISO təsnifatı), B qrup (Rusiya təsnifatı) – korroziya və oksidləşməyə qarşı aşkarlarla təchiz olunmuş mineral yağlar. Bu tipli işçi mayelər müxtəlif tipli həcmi nasoslu 25 MPa-a qədər orta yüklənmiş və mayenin daxilində 80 °C temperatura qədər hidravlik sistemlərdə tətbiq oluna bilər;

– HM (ISO təsnifatı), B qrup (Rusiya təsnifatı) – keyfiyyətli təmizlənmiş korroziyaya, oksidləşməyə və yeyilməyə qarşı aşkarlarla təchiz olunmuş mineral yağlar. Bu tipli işçi mayelər müxtəlif tipli həcmi nasoslu 25 MPa-an yuxarı yüklənmiş və mayenin daxilində 90 °C temperatura qədər hidravlik sistemlərdə tətbiq oluna bilər;

1.2.5. İşçi mayenin mexaniki və kimyəvi sabilliyi

İstismar və saxlanılma şəraitlərində yağın öz ilkin fiziki və kimyəvi xüsusiyyətlərini itirməmək üçün hidravlik sistemlərdə işlədilən yağlara müəyyən tələblər irəli sürülür. Bu həmçinin istismar şəraitində mayenin fiziki və kimyəvi sabilliyini qorumağa imkan verir.

Uzun müddət yüksək təzyiq altında işləmə, xüsusilə yüksək yük altında təmasda olan cütlərin yüksək təzyiq altında yağlanması və yüksək təzyiqlər fərqiində yayın drossellənməsi mayenin fiziki sabilliyini pozur. Mayenin mexaniki distruksiyası istismar zamanı vibrasiya təsirlərindən meydana gəlir. Bunun nəticəsində mayenin molekulyar – struktur pozulması baş verir bu da öz növbəsində özlülüyün və yağlama xüsusiyyətinin azalmasına gətirib çıxarır. Şəkil 1.2-də nümunə şəklində 10⁴ Hr tezliklə aparılmış sınağın

nəticələri əsasında qurulmuş mayenin mexaniki destruksiyaya qarşı dayandığının ayrıləri göstərilmişdir.

Xüsusilə özlülüyün yüksək itirilməsi AMQ-10 tipli özlülük qatışıqları əlavə edilmiş yağ qarışıqlarında müşahidə olunur. Bu tip yağlar uzun karbohidrogen zəncirlərindən ibarətdir. Bu zəncirləri uzun müddət «əzdikdə», xüsusilə mayeni uzun müddət kiçik boşluqlardan yüksək təzyiq altında sıxışdırdıqda, bir sözlə yüksək molekullu qatışığın tədricən «üyüdülməsi» baş verir və bu da öz növbəsində özlülüyün müəyyən vaxtdan sonra azalmasına gətirib çıxarır. Bir hal müşahidə olunub ki, nə vaxt bu tip yağ qarışığı 400...500 saat sınaq stendində nasos vasitəsi ilə vurularaq və çarxda 20 MPa təzyiqə yüklənib drosselləndikdən sonra öz əvvəlki özlülüyünün yarısını itirir.

İşçi mayenin özlülüyünə həmçinin onun kimyəvi sabilliyinin dərəcəsi təsir göstərir. Mayenin kimyəvi sabilliyi onun havanın oksigeni tərəfindən oksidləşməsindən yaranan «qocalmaya» dayanaqlığı kimi başa düşülür.

Mayenin hava ilə təmasda olan təbəqəsinin temperaturu artdıqca mayenin oksigenlə birləşməsi intensivləşir. Məsələn, temperatur hər 8...10°C artdıqda mineral yağın oksidləşməsi təxminən ikiqat olur.

1.2.6. İşçi mayelərdə köpüyün əmələ gəlməsi

Damcılı işçi mayeli hidravlik sistemlərdə istismar zamanı mayedəki həll olunmamış havanın hesabına müxtəlif ölçülü qabarcıqlar – *köpük* yarana bilər. Köpüyün yuxarı hissəsində böyük ölçülü qabarcıqlar aşağı hissəsində isə kiçik ölçülü qabarcıqlar olur.

Köpük yağın yağlama xüsusiyyətini aşağı salır, həmçinin hidravlik aqreqların metal detallarının korroziyasını əmələ gətirir, bununla yanaşı mayenin oksidləşməsini sürətlədirir. Müəyyən vaxtdan sonra dayanıqlıqlı köpük aqreqların səthlərində cəmləşən

özlülüklü birləşmələrə çevrilir və bu da aqreqatların normal işini poza bilər (obliterasiya hadisəsi). Nə qədər yağın özlülüyü yüksək olsa, bir o qədər köpüyün dayanıqlığı böyük olur.

Köpüyün dayanıqlığı və onun əmələ gəlməsinin intensivliyi ən çox temperaturdan asılıdır. Bundan əlavə, temperatur artdıqca əmələ gəlməsi intensivlikdən fərqli olaraq köpüyün dayanıqlığı aşağı düşür. İş zamanı 70% əmələ gələn köpük tez bir vaxtda dağılır.

Köpüklənmə, həmçinin mayenin növündən asılıdır: mineral yağlar dayanaqlı köpük verirlər, süni yağlarda isə eyni özlülüyə malik daha tez dağılan köpük əmələ gəlir.

Yağda cüzi miqdarda (0,1%-dən az) belə sərbəst (həll olunmamış) və ya həll olmuş şəkildə suyun mövcud olması köpüyün əmələ gəlməsini kəskin sürətdə tezləşdirir və *emulsiyanın* əmələ gəlməsinə səbəb olur. Emulsiyanın əmələ gəlməsi ilk növbədə su damcılarının hidravlik maşınlarına keçərkən mexaniki parçalanması nəticəsində baş verir. Əsasən də su, işçi mayədə emulsiya şəklində mövcud olduqda, daha çox mənfi təsir göstərir. Bu səbəbdən hidravlik sistemdə dövr edən işçi mayenin daxilində su olmamalıdır.

1.2.7. Mayelərdə qazların həll olması

Məlumdur ki, bütün mayelər müəyyən miqdarda qazları həll edir. Qazların mayelərdə həll olunma qabiliyyəti təzyiqdən, temperaturdan, işçi mayenin və qazın növlərindən asılıdır.

Henri qanununa görə maye qazla doymuş hala qədər onda həll ola bilən qazın nisbi qiyməti onun səthindəki təzyiqlə düz mütənasibdir. Mayədə həll olunan qazın həcmi V_q aşağıdakı düsturla hesablamaq olar:

$$V_q = kV_m \frac{p_2}{p_1} \quad (1.2.37)$$

1.2. İşçi mayələr

burada V_q – həll olmuş qazın həcmi (760 mm c. süt. və 0°C-də); V_m – mayenin həcmi; p_1 və p_2 – maye ilə təmasda olan qazın ilkin və son təzyiqləri; k – mayədə qazın həllolma əmsalıdır. Təzyiq dəyişməyəndə (p_2 və p_1)

$$V_q = kV_m. \quad (1.2.38)$$

Hidravlik sistemlərdə tətbiq olunan mineral yağlarda havanın həll olunan həcmi atmosfer təzyiqində maye həcmindən təqribən ~10%-nə ($k = 0,10$) bərabərdir. Hava-su sistemi üçün həllolma əmsalı $k = 0,16$ təşkil edir. Yağın sıxlığının artması ilə havanın həll olması azalır, temperaturun dəyişməsi isə havanın yağda həll olmasına az təsir edir.

Oksigenin mineral mayelərdə həll olunan havada, atmosfer havasına nisbətən tərkibi 40...50% daha yüksəkdir. Bu da mayeni oksidləşdirir və hidravlik sistemin daxili metal səthlərini korroziyaya məruz edir və rezin hissələrini sıradan çıxarır.

Cədvəl 1.2.5-də geniş istifadə olunan mayelərdə 20°C-də havanın həllolma əmsalları k verilmişdir.

Cədvəl 1.2.5

20°C-də havanın mayelərdə həllolma əmsalı k

	Maye	k
1	12 markalı transformator yağı	0,0828
2	12 markalı sənaye yağı	0,0759
3	AMT-10 mineral yağı	0,1038
4	Kerosin (ağ neft)	0,1270
5	Su	0,160

Havanın mineral yağlarda həll olması yağın növündən asılıdır və onların sıxlığının artması ilə azalır. Sıxlığı 820 və 900 kq/m³

bərabər olan yağların həllolma əmsalı k uyğun olaraq 0,10 və 0,08 təşkil edir.

Kiçik özlülüklü yağlarda havanın həll olması, özlülüğü yüksək olan yağlara nisbətən çoxdur.

Temperaturun artması ilə havanın yağda həll olunması azalır və ya praktiki olaraq sabit qalır. Məsəl üçün, 30 °C-də havanın ağ neftdə (kerosində) həllolma əmsalı 0,12-yə bərabərdir, 20°C-də isə bu qiymət cəmi 0,125-ə qədər artır.

Sonuncu amili, qazın (havanın) təzyiqi altında olan və geniş temperatur diapazonunda işləyən hidravlik sistemlərin layihə edilməsində nəzərə almaq lazımdır. Belə ki, həll olan qazın həcmnin dəyişməsi (istilikdən genişlənməsi) mayenin qazla doyması şərtini poza bilər. Məsəl üçün, saxlama temperaturu 20 °C-də hava ilə doymuş mayenin hidravlik sisteminin temperaturunun 80...90 °C-yə qədər artması zamanı maye həcmnin doyması şəkildə həll olunmuş havanın miqdarı 25...30% azalacaq və havanın ayrılması nəticəsində yeni temperatur üçün yeni tarazlıq halına qədər baş verir. Nəticədə hidravlik sistemlərdə köpük əmələ gəlir. Bu hidravlik sistemin dalan (tupik) xətlərində və ya bir işçi xətti olan sistemlərində müşahidə oluna bilər. Məsəl üçün, sadə hidravlik əyləc sistemlərində mayenin qızması zamanı havanın ayrılması maye ilə hava qarışığı əmələ gələ bilər və nəticədə əyləc sistemi tamamilə yararsız hala düşür.

Vahid həcmdə yağın qazla doyması müddətinin vaxtı onun səthinin böyüklüyündən və eləcə də bu səthin coşma (təlatümün) dərəcəsindən asılıdır. Mayenin intensiv qarışdırılması zamanı mayenin doyması prosesi bir neçə dəqiqədə baş verir. Sakit halda isə bu proses saatlarla çəkə bilər.

Qazın mayədə doyma qədər həll olması təzyiqlə düz mütənasibdir. Belə ki, təzyiqin qiymətinin aşağı düşməsi hadisəsi hidravlik sistemlərin boru xətlərində maye axınının sürət və istiqamətinin dəyişməsi zamanı baş verə bilər.

1.2. İşçi mayelər

Cədvəl 1.2.6-da 20°C-də AMΓ-10 yağından havanın **ayrılma** əmsalinin vakuumun p_{vak} və mütləq təzyiqinin $p_{müt}$ qiymətlərindən asılılığı verilmişdir.

Qazın mayedən ayrılması, onda həll olmasına nisbətən daha intensivdir. Lakin həllolma və ayrılma intensivliyi əsasən eyni bir amildən asılıdır. Əsasən də mayenin coşma dərəcəsi əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərir. Sirkulyasiyalı və ya bu kimi üsulla coşdurulan mayedən qazın ayrılması prosesi bir neçə saniyədə və ya daha da tez baş verir.

Cədvəl 1.2.6

AMΓ-10 yağından havanın ayrılma əmsalinin
təzyiqdən asılılığı ($p_{at} = 760$ mm c. süt.)

p_{vak} , mm c. süt.	115	200	315	400	500	595	720	747
$p_{müt}$, mm c. süt.	645	560	445	360	260	165	40	13
Havanın ayrılma əmsalı, %-la	1,4	2,7	3,75	5,1	6,4	7,7	9,1	9,6

Mayenin baxılan xassəsi hidravlik sistemin işi üçün əhəmiyyətli rol oynayır, belə ki, qazın olması hidravlik sistemin və onun aqreqlarının işini pisləşdirir və bir çox halda işini tamamilə pozur. Xüsusilə də qazın olması kavitasiya hadisəsinin baş verməsini tezləşdirir. Təzyiqin aşağı yerlərində mayedən ayrılmış qaz hidravlik maşının (nasosun) işi boşluqlarını qismən də olsa doldurur və onun məhsuldarlığını azaldaraq normal iş rejimini pisləşdirir. Müşahidələr göstərir ki, nasosa girişdə vakuum 200...250 mm c. süt. bərabər olduqda havanın ayrılması səbəbindən, mineral yağ axını bulanır; 380...400 mm c. süt. vakuum qiymətində mayedən ayrılan havanın miqdarı o qədər olur ki, yağın rəngi kəskin sürətdə dəyişərək gözlə görünən qabarcıqlar

əmələ gətirir və çəndəki vakuumun qiyməti 450 mm c. süt.-na bərabər olduqda çəndən boru ilə nasosa daxil olan yağ köpüyə çevrilir.

Hidravlik intiqalın istismar zamanı işçi mayelərin tərkibində istər-istəməz müəyyən miqdarında qazlar həll olunur, hansılar ki, *həll* olmuş vəziyyətdə praktiki olaraq, mayenin mexaniki xassələrinə əhəmiyyətli dərəcədə təsir etmirlər. Lakin, mayenin həcmnin hər hansı bir nöqtəsində təzyiq aşağı düşərsə, onda həll olunmuş qazlar məhluldan qabarcıqlar şəklində ayrılır, bunlar isə mayenin xassələrinə istismar nöqteyi nəzərindən mənfi təsir göstərir.

Mayedə həll oluna bilən qazın miqdarı Henri qanununa görə maye səthinin üzərindəki təzyiq ilə düz mütənasibdir.

Qazların mayedə həll olunma qabiliyyəti maye və qazların xüsusiyyətlərindən (onların təbiətlərindən), təzyiqdən və temperaturdan asılıdır.

Maye-qaz sistemində qazların mayedə həll olunması doymuş hala çatdıqdan sonra qazlar maye daxilində qabarcıqlar şəkilində və ya mayenin sərbəst səviyyəsi üzərində toplaşır. Məlumdur ki, qurğularda istifadə olunan hidravlik sistemlərin mineral yağlarında 1 MPa təzyiqində həll olunmayan havanın həcmi təqribən mayenin həcmnin olan qiymətinin ~1%-na bərabərdir.

Təcrübə göstərir ki, mineral yağlarda oksigenin həll olması havanın digər komponentlərə (azot, karbon qazı və s.) nisbətən yüksəkdir. Belə ki, mayedə həll olmuş havada oksigen atmosfer havasında olan tərkibindən 50...50% artıqdır. Bu da öz növbəsində mayenin oksidləşməsinə və hidravlik aqreqatların metal daxili səthlərinin korroziyasını, rezin detalların dağılmasını intensivləşdirir. Havanın az özlülüklü mineral yağlarında həll olması onun yüksək özlülüklü yağlarda həll olmasından çoxdur.

Temperaturun artması ilə mineral yağda havanın həll olması praktiki olaraq dəyişmir.

Qeyd olunduğu kimi, işçi mayedə onu doydurana qədər həll olan qazın miqdarı mayenin təzyiqi ilə düz mütənasibdir və təzyiqin doymuş təzyiqdən aşağı düşməsi halında artıq qaz mayedən ayrılır. Bu isə hidravlik sistemin maye kommunikasiyalarında və hidravlik aqreqlərin kanallarındakı mayenin sürətinin, istiqamətinin dəyişməsinin tezliyinin və təzyiqin aşağı düşməsinə gətirib çıxara bilər.

Mayedən qazın ayrılması onun mayedə həll olmasından daha tez baş verir. Lakin ayrılma və həll olma əsas olaraq eyni faktorlardan asılıdır. Dövr etmə zamanı işçi mayedən qazın ayrılması bir neçə saniyənin ərzində baş verir.

İşçi mayenin daxilindəki həll olunmuş və həll olunmamış qazlar sistemin işində əhəmiyyətli rol oynayır. Belə ki, qazın olmağı hidravlik sistem və onun aqreqlərinin işini pisləşdirir. Bəzi hallarda isə hətta tam poza da bilər. Ümumiyyətlə, qaz olan yerdə kavitasiyanın baş verməsi tezləşir. Təzyiq aşağı olan yerlərdə mayedən ayrılan qaz nasosun bəzi işçi boşluqlarını doldura bilər və bununla da onun veriminə mənfi təsir göstərə bilər. Təcrübələr göstərdi ki, müəyyən müqavimətlər üzündən yarana bilən 200...250 mm c. süt. bərabər olan nasosun girişindəki vakuumda havanın mayedən ayrılması üzündən mineral yağın bulanması baş verir. Vakuumun 380...400 mm c. süt.-a bərabər qiymətində isə mayedən ayrılmış qaz mayenin rəngini dəyişdirir və mayedə hava qabarcıqları görünməyə başlayır. Çəndə vakuumun qiyməti 400...450 mm c. süt.-a bərabər olduqda isə çəndən nasosa gələn sorma xəttindəki yağ geriye qaydır – nasos kavitasiya rejimində işləyir.

1.2.8. Hava və mayenin mexaniki qarışığı

1.2.8.1. Hava və mayenin mexaniki qarışığının xüsusiyyətləri

Həll olunmayan hava mayedə mexaniki qarışıq xırda qabarcıqlar şəklində olur. Qabarcıqların ölçüsündən asılı olaraq bu

qarışıq müəyyən dayanaqlığa malikdir və bəzi şəraitlərdə mayenin özlülüyü və hava qabarcıqlarının ölçüləri ilə (qabarcığın diametri 0,4...0,8 mk-ə bərabərdir) xarakterizə olunur. Hava qabarcıqlarının sıxışdırılması o qədər ləng gedir ki, hətta qarışıqdakı mineral yağda hava bir neçə gün qala bilər.

Adətən hidravlik sistemdəki mineral yağ 5% qədər həll olunmamış havanı özündə saxlayır. Hidravlik sistemin istismar rejimindən və layihəsindən asılı olaraq havanın tərkibi mayenin ümumi həcmnin 10...15%-nə qədər çatır.

Mayenin tərkibindəki həll olunmamış qaz onun özlülüyünü artırır. Qaz-maye mexaniki qarışığın özlülüyünün qazın miqdarından asılılığını empirik düsturla göstərmək olar:

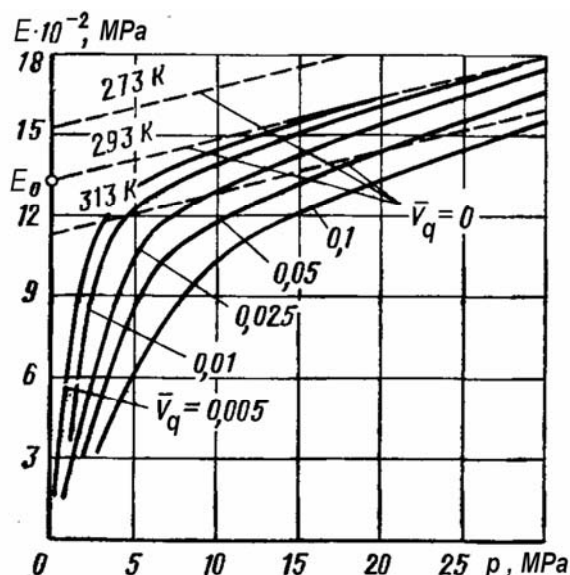
$$\mu_b = \mu_o (1 + 0,015b), \quad (1.2.39)$$

haradakı μ_o μ_b – qaz-maye mexaniki qarışığın dinamik özlülüyü; μ_b – havasız mayenin dinamik özlülüyü; b – havanın faizlə qabarcıqların həcmi tərkibidir.

Qabarcığın ölçüsü maye-qaz qarışığın özlülüyünə təsir etmir.

Məlumdur ki, havanın (qazın) sıxılması damcılı işçi mayenin özünün sıxılmasına nisbətən min dəfələrlə böyükdür (havanın elastiklik modulu təqribən mütləq təzyiqin qiymətinə bərabərdir). Ona görə də işçi mayelərdə hava qabarcıqlarının mövcudluğu onun elastiklik modulunu əhəmiyyətli dərəcədə aşağı salır və bunun nəticəsində hidravlik mexanizmin sərtliliyi aşağı enir (şəkil 1.2.9). Şəkildəki mayedəki həll olunmamış havanın tərkibi $\bar{V}_q$ atmosfer təzyiqə gətirilmiş nisbi həcmi vahidlə verilmişdir.

Mayedə hava qabarcıqlarının mövcud olması onun elastiklik modulunu əhəmiyyətli dərəcədə azaldaraq hidravlik mexanizmlərin sərtliliyini azaldır (hidravlik mühərrikin işçi orqanlarını, xüsusilə də çıxış bəndinin yerdəyişməsinin qiyməti ilə xarakterizə olunur).



Şəkil 1.2.9. Qaz tərkibli mineral yağlarının həcmi elastik modulun təzyiqdən və temperaturdan asılılığı

15 MPa təzyiqində tərkibində atmosfer təzyiqinə gətirilmiş 1% qaz olan qaz-maye qarışığının elastiklik modulu birincisi mayeyə nisbətən 2 dəfə azdır. Hətta AMΓ-10 yağının tərkibində 0,1% havanın olması elastiklik modulu atmosfer təzyiqində 1750 dən 1400 MPa təzyiqə qədər azalır. Elastiklik modulunun azalması hava qabarcıqlarının ölçülərindən asılı deyil və onun həcmlərinin cəminin artması ilə getdikcə azalacaqdır.

Qeyd edildiyi kimi tərkibində həll olunmamış qazlar olan mayelərin elastiklik modulu qabarcıqların ölçüsündən yox, onların ümumi həcmindən asılıdır.

1.2.8.2. İşçi mayədə həll olunmamış havanın həcmi hidravlik maşınların parametrlərinə təsiri

Tədqiqatlar göstərir ki, mayədə həll olmuş halda (homogen qarışığı) qazın olması mayenin mexaniki xassələrinə əhəmiyyətli

dərəcədə təsir göstərmir. Lakin, hidravlik sistemin və ya hidravlik maşının hər hansı nöqtəsində təzyiq azalarsa, həll olunmuş qaz mayedən kiçik qabarcıqlar şəklində ayrılaraq qaz-maye mexaniki qarışığı (heterogen qarışığı) əmələ gətirir və işçi mayenin xassələrini xeyli dərəcədə dəyişərək pisləşir – onun özlülüyünü artırır, elastiklik modulunu aşağı salır və s..

Real hidravlik maşınlarda həcmi itkilərə görə onların effektiv sərfləri hesabi sərfindən müəyyən qədər fərqlidir.

Bu həcmi itkilər təzyiqdən və sızmalardan əlavə olaraq həll olunmamış, həll olunmuş qazların (o cümlədən, havanın) ayrılmasına və udulmasına görə baş verir.

İş zamanı hava hidravlik maşınlarda (məsələn, nasoslarda sorma zamanı işçi kameralarda təzyiq düşdükdə) mayedən ayrılaraq və genişlənərək onların işçi həcmi azaldır. Analiz göstərir ki, itkilər havanın təzyiqin təsiri ilə sıxılma və genişlənmə qabiliyyətinin yüksək olması ilə əlaqədardır. Belə ki, həll olmamış havanın miqdarı 5% olarsa, nasosun çıxışında – $p_n = 20$ MPa, girişində – $p_s = 0,1$ MPa, sorma kamerasında – $p_p = 0,05$ MPa olan nasosun həcmi $F_{İ\Theta}$ hava olmadığı hala nisbətən 11% aşağı düşür (bu, nasosun sorma kamerasında əlavə həll olunmuş havanın ayrılması da nəzərə alınıb).

Mayedə həll olmamış qazın mövcudluğu:

- intiqal düyünlərinin işinin səlisliyinin pozulmasına;
- nasosun veriminin azalmasına;
- hidravlik zərbələrə görə hidravlik maşınların iş ömrünün azalmasına;
- hidravlik sistemin hərəkətində və xüsusilə də izləyici intiqalda gecikmələrin baş verməsinə;
- avtorəqsə qarşı hidravlik sistemin dayanıqlığının itməsinə gətirib çıxarır.

Hava (qaz) mayedə mexaniki qarışıq şəklində də ola bilər. Belə ki, qabarcıqların ölçülərindən asılı olaraq, bu qarışıq kiçik və ya böyük dayanıqlığa malik olur. Xüsusilə də qabarcıqların

ölçülərindən və mayenin özlülüyü ilə xarakterizə olunan müəyyən şəraitlərdə hava qabarcıqları yağların daxilində uzun müddət ərzində qala bilərlər.

Adətən iş zamanı hidravlik sistemin işçi mayesində (yağda) təxminən 0,5...5% həll olmamış halda hava maye ilə sirkulyasiya edir. Ümumiyyətlə, hidravlik sistemin konstruksiyasından və istismar şəraitindən asılı olaraq mayenin ümumi həcmnin 10...15%-nə qədərini hava təşkil edə bilər.

Mayedə həll olmamış havanın mövcud olması bəndlərin hərəkətinin səlisliyini pozur, hidravlik maşınların (nasosların) məhsuldarlığını azaldır və eləcə də hidravlik zərbələrin nəticəsində onların xidmət müddətini azaldır. Bundan başqa, həll olmamış hava hidravlik sistemlərin işində, xüsusilə də izləyici tipli sistemlərdə ləngimələr yaradır. Ləngimələrin səbəbi onunla izah olunur ki, hidravlik sistemin həcmi, təzyiqin artması ilə sıxılacaq işçi mayenin həcmi qədər artır.

Buna görə də hidravlik mühərriklərin işçi boşluğunda təzyiqin artması üçün əvvəlcə ilkin müqaviməti aradan qaldırmaq üçün sistemə müəyyən miqdarda maye verilməlidir. Hansı ki, bu işçi təzyiqə qədər hava qabarcıqlarının sıxılması üçün həcmnin dəyişməsinə kompensasiya etməlidir.

Mayedə həll olmamış hava, maye ilə birgə adətən təzyiqin atmosfer təzyiqindən olduqca aşağı olan sorma borusuna və həcmi nasosun işçi kamerasına daxil olur. Bu səbəbdən də hava burada genişlənir və bununla da kameradakı mayenin faydalı həcmi azaldır.

Tutaq ki, ilkin təzyiqdə (çəndəki təzyiqdə) p_o maye mühitinin vahid həcmində V_o həcmdə həll olmamış hava var. Sorma kamerasında bu havanın p_s təzyiqinə qədər genişlənməsi nəticəsində onun həcmi artır (qəbul edirik ki, havanın genişlənməsi və sıxılması prosesi izotermik sikllə baş verir). Bunu təzyiq və həcm arasındakı asılılığı $pV = const$ tənliyi şəkilində vermək olar:

$$V_s = V_i \frac{p_o}{p_s}, \quad (1.2.40)$$

burada, V_o – sistemin maye çənində ilkin p_o təzyiqində vahid maye həcmində havanın miqdarı; V_s – nasosun sorma kamerasında p_s təzyiqində vahid maye həcmində havanın miqdarıdır.

Bu havanın vurma kamerasında vurma təzyiqə p_v qədər sıxılmasından nasosun çıxışında onun həcmi azalır və belə ifadə olunur;

$$V_v = V_s \frac{p_s}{p_v}, \quad (1.2.41)$$

Bunun nəticəsində nasosda ΔV miqdarda verim itkisi baş verir:

$$\Delta V = V_s - V_v, \quad (1.2.42)$$

burada, V_v – nasosun çıxışında p_v təzyiqində mayenin vahid həcmində havanın miqdarıdır.

(1.2.40) və (1.2.41) ifadələrindən V_s və V_v -in qiymətlərini yerinə yazsaq alarıq:

$$\Delta V = V_o \frac{p_o}{p_s} - V_s \frac{p_s}{p_v} \quad (1.2.43)$$

Hesablamalar işçi mayenin vahid həcmi üçün aparıldığına görə havanın mövcud olmasının verim itkisi nasosun həcmi FİΘ-da özünü büruzə verir:

$$\eta_{h\partial c} = 1 - \Delta V = 1 - \left(V_o \frac{p_o}{p_s} - V_s \frac{p_s}{p_v} \right) \quad (1.2.44)$$

Nasosda zərərli fəzanın (“ölü” həcmnin) c olmasının həcmi xarakteristikaya təsiri həll olmamış havanın təsirindən daha çoxdur. Belə ki, nasosun çıxışında porşenlə sıxışdırılan hava ilə

maye qarışığının bir hissəsi bu boşluqda onun təzyiqinin p_v qiymətinə qədər artmasına sərf olunur.

Təzyiqin p_s -dən p_v -ə qədər artması zamanı, nasosun bir siklində ($q + c$, q – nasosun işçi həcmidir) həcmi (havanın sıxılması nəticəsində nasosun veriminin həcmi itkiləri) dolduran maye tərkibində olan havanın həcmnin azalmasını zərərli fəzanı nəzərə almaqla aşağıdakı ifadədən hesablamaq olar:

$$\Delta q = (q + c)V_o \frac{p_o}{p_s} - (q + c)V_s \frac{p_c}{p_v} = (q + c) \left(V_o \frac{p_o}{p_s} - V_s \frac{p_s}{p_v} \right). \quad (1.2.45)$$

Buna uyğun olaraq, p_n təzyiqində nasosun faydalı (effektiv) veriminin azalması aşağıdakı kimi olacaq:

$$q_f = q - \Delta q = q - \left[(q + c) \left(V_o \frac{p_o}{p_s} - V_s \frac{p_s}{p_v} \right) \right] \quad (1.2.46)$$

burada, $q_f - p_v$ təzyiqində nasosun faydalı (effektiv) verimi; Δq – təzyiqin p_s -dən p_v -ə qədər artması zamanı ($q + c$) həcmi dolduran maye tərkibində olan havanın həcmnin dəyişməsidir.

Bu halda nasosun həcmi FİƏ olacaqdır:

$$\eta_{h\partial c} = \frac{q_f}{q} = 1 - \frac{\Delta q}{q} = 1 - \frac{q + c}{q} \left(V_o \frac{p_o}{p_s} - V_s \frac{p_s}{p_v} \right). \quad (1.2..47)$$

Bu tənlikdən alınır ki, c/q -ün uyğun qiymətlərində və eləcə də havanın miqdarının, p_v , p_o və p_s müxtəlif qiymətlərində həcmi itkilər çox böyük ola bilər.

Ayındır ki, havanın miqdarının (həcmnin) müəyyən qiymətində nasosun verimi sıfıra bərabər olacaq. Bu o vaxt baş verəcək ki, sorma kamerasındakı təzyiqə nisbətən zərərli fəzada sıxılmış havanın həcmi nasosun bir dövründə onun işçi elementlərinin (sıxışdırıcısının) boşaltdığı həcmə bərabər olacaq.

1.2.8.3. Hidravlik sisteminə havanın düşməsinin qarşısını alan əsas üsullar

Hidravlik sistemə havanın düşməsi üçün mayenin qazayırıcı qurğusunun elə ölçüləri götürülməlidir ki, həll olmamış qazın həcmi maye və havanın cəm həcminə olan nisbəti 0,001-i üstələməsin. Maye və hava mühitlərini mexaniki ayırmaya malik hidravlik sistemlərdə sistemi doldurmamışdın əvvəl işçi mayedən həll olmuş havanı çıxarmaq lazımdır.

Həmçinin çəndə mayenin lazımi səviyyəsini saxlamaq lazımdır. Çünki onun azalması mayenin dövr etməsini artırır. Çəndə mayenin səviyyəsindən aşağı düşməsi çəndə qoşulan sorma boruları nöqtələrində mayenin sorulması zamanı burulğanın əmələ gəlməsinə bu da öz növbəsində sistemə havanın daxil olmasına gətirib çıxara bilər.

Həmçinin izafi təzyiq altında olan mayələrin hava ilə təmasda olmasından qaçmaq lazımdır. Belə təmaslar maye çənlərini hava və qaz ilə doldurduqda olur. Bunlara misal olaraq təyyarələrin hidravlik sistemlərində və nasos porşenlərinin hərəkəti üçün çəndə yaradılan izafi təzyiqi göstərmək olar.

Hava ilə mayenin təmasını aradan qaldırmaq üçün xüsusi çənlərdən istifadə edirlər, harada ki, maye və hava xüsusi qurğularla rezin membranlar və ya porşenlər vasitəsi ilə ayrılırlar. Təzyiq yaratmaq üçün xüsusi yüklənmiş yaylı porşenə malik silindrik çənlərdən istifadə edirlər.

Yuxarıda qeyd edilmiş üsullar, həmçinin çəkisizlik şəraitində istifadə olunurlar. Axırncı onunla izah olunur ki, çəkisizlik şəraitində olan maye qaz mühiti ilə sərbəst səthdə ayrılma qabiliyyətini itirir (çəkisizlik şəraitində mayenin sərbəst səthi olmamağına görə). Nəticədə qaz və maye qarışaraq iki fazlı mühit yaradırlar, qaz çənin mərkəzində cəmləşir, maye isə onun daxili səthini əhatə edir.

1.3. HƏCMI HİDRAVLİK İNTİQALLARIN HİDRAVLİK MAŞINLARI

1.3.1. Həcmi hidravlik maşınların təsnifatı

Qeyd olunduğu kimi, həcmi hidravlik intiqalların əsas hissələri olan hidravlik maşınlar kimi ən çox həcmi hidravlik maşınlar – həcmi nasoslar və həcmi hidravlik mühərriklər tətbiq olunur.

Həcmi hidravlik maşınlar ayrı-ayrı parametrlərinə görə təsnif olunurlar.

Həcmi hidravlik maşının işçi orqanlarının (sıxışdırıcıların) hərəkət növünün xarakterinə görə:

- irəli-geri hərəkətli;
- rotorlu (fırlanma hərəkətli):
 - rotorlu-fırlanma;
 - dişli çarxlı;
 - vinttipli;
- rotorlu-irəliləmə:
 - aksial-porşenli;
 - radial-porşenli;
 - lövhəli.

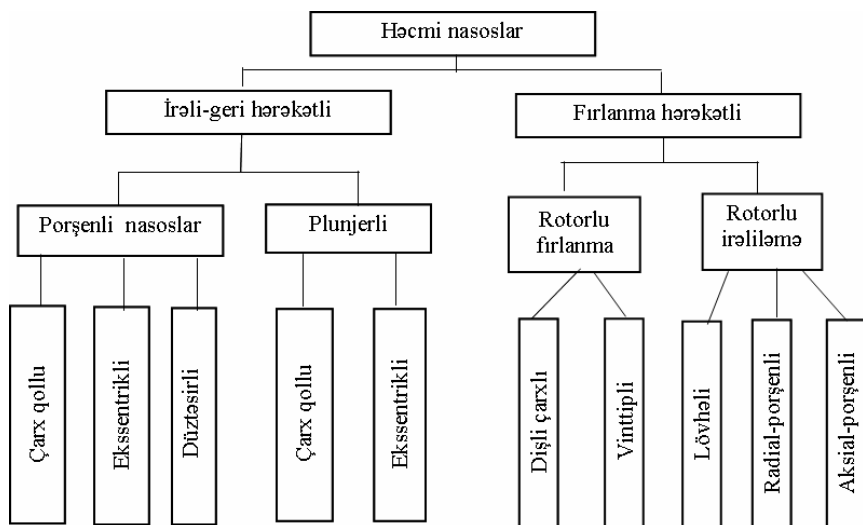
Şəkil 1.3.1-də həcmi nasosların qısa təsnifatı göstərilmişdir.

Həcmi hidravlik mühərriklər çıxış bəndində yaratdığı hərəkət növünə görə (şəkil 1.3.2.):

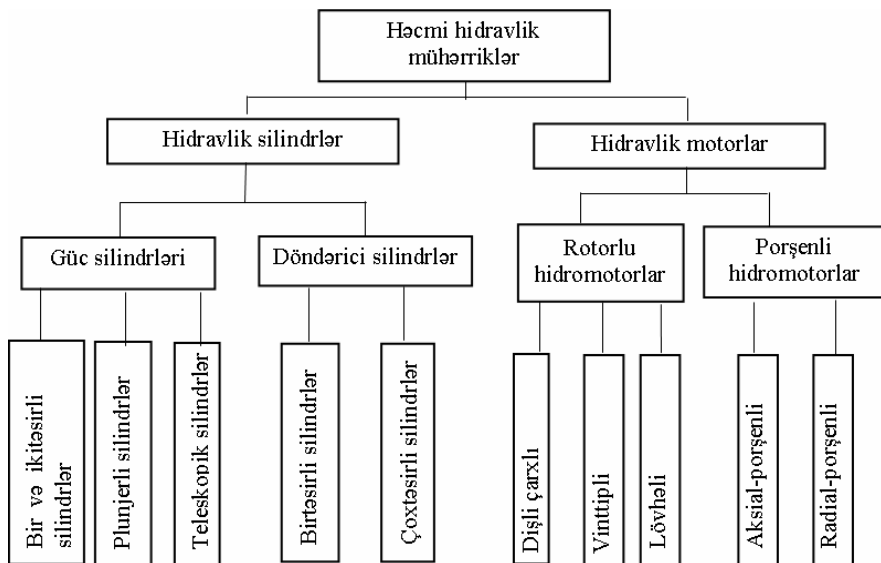
- fırlanma hərəkətli – hidravlik motorlara;
- məhdud irəli-geri hərəkəti yaradan hidravlik güc silindrlərinə;
- məhdudlaşmış dönmə hərəkətini yaradan döndərici (momentli) silindrlərə bölünürlər.

Fırlanma hərəkətli həcmi nasoslar və hidravlik mühərriklər (hidravlik motorlar) onların əsas parametrlərinə görə aşağıdakı kimi təsnif olunurlar:

1.3. Həcmi hidravlik ittiqalların hidravlik maşınları



Şəkil 1.3.1. Həcmi hidravlik nasosların təsnifatı



Şəkil 1.3.2. Həcmi hidravlik mühərriklərin təsnifatı

- 1) tənzimləmənin mümkünlüyünə görə:
 - tənzimlənən;
 - tənzimlənməyən;
- 2) fırlanma istiqamətinin dəyişməsinə görə:
 - reversiv (dəyişən istiqamətli);
 - qeyri-reversiv;
- 3) maye axınının istiqamətinin dəyişməsinə görə:
 - axının dəyişməz istiqamətli (birtərəfli);
 - axının dəyişən (reversiv, ikitərəfli) istiqamətli;
- 5) sikllərin sayına görə:
 - birtəsirli;
 - çoxtəsirli.

İrəli-geri hərəkəti hidravlik güc silindrlərin və döndərici silindrlərin təsnifatı onlara aid olan bölmələrdə verilmişdir.

Qeyd olunduğu kimi həcmi hidravlik intiqallarda qidalandırıcı nasos kimi əsasən rotorlu (fırlanma hərəkətli – aksial-porşenli, radial-porşenli, lövhəli və dişli çarxlı) və nadir hallarda irəli-geri hərəkətli – eksentrik yumruqcuqlu plunjərli nasoslardan, hidravlik mühərriklər kimi fırlanma hərəkətli – rotorlu (o cümlədən vintvari tipli) hidravlik motorlardan, güc və döndərici hidravlik silindrlərdən istifadə olunur.

1.3.2. Həcmi hidravlik maşınların əsas hidravlik parametrləri

Həcmi hidravlik maşınların əsas parametrləri aşağıdakılardan ibarətdir:

- nasosların parametrləri:
 - verimi Q_n ;
 - yaratdığı təzyiq p_n ;
 - işçi həcmi q_n ;
 - nasosun valındakı güc N_n ;
 - nasosun faydalı gücü N_{nf} ;

- nasos valının dövrlər sayı n_n ;
- FİƏ η_n ;
- hidravlik mühərriklərin parametrləri:
 - maye sərfi Q_m ;
 - işçi həcmi q_m ;
 - mühərrikdə təzyiq düşküsi p_m ;
 - mühərrikin gücü (istifadə olunan güc) N_m ;
 - valındakı güc (faydalı güc) N_{mf} ;
 - valındakı moment (faydalı moment) M_m ;
 - valın dövrlər sayı n_m ;
 - FİƏ η_m .

1.3.3. Həcmi hidravlik maşınların məhsuldarlığı

Həcmi hidravlik maşınların məhsuldarlığı (sərfi), onların həndəsi ölçüləri (birinci növbədə onların işçi həcmələri q) və dövrlər sayı ilə müəyyən edilir.

Həcmi hidravlik maşınla 1 dövrdə əldə edilən maye axınının nəzəri həcminə hidravlik maşının **işçi həcmi** (və ya həndəsi işçi həcmi) q deyilir. Nasoslar üçün bu 1 dövrdə vurulan q_n , hidravlik mühərriklərdə isə 1 dövrdə sərf olunan q_m maye axınının nəzəri həcmidir. Hidravlik maşının işçi həcmnin ölçü vahidləri: $m^3/\text{dövr}$ və ya $sm^3/\text{dövr}$ olur.

Nəzərə almaq lazımdır ki, həcmi hidravlik maşınların işçi həcmi ümumi şəkildə aşağıdakı kimi tapılır:

$$q = q_k \cdot i \cdot m \cdot z, \quad (1.3.1)$$

burada q_k – hidravlik maşının 1 işçi kameranın həcmi; i – vahid dövrdə təsirlərin sayı, yəni hidravlik maşının 1 dövrdə 1 işçi kamerasının dolub boşalmalarının sayı; z – 1 sırada işçi kameranın sayı; m – kameranın sıralarının sayıdır.

Həcmi hidravlik maşınların nəzəri məhsuldarlığı aşağıdakı

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

düsturlarla təyin olunur:

– həcmi nasoslarda maye axının nəzəri həcmi verimi $Q_{n\ n\acute{z}}$:

$$Q_{n\ n\acute{z}} = q_n n_n; \quad (1.3.2)$$

– hidravlik mühərriklərdə maye axının nəzəri sərfi $Q_{m\ n\acute{z}}$:

– hidravlik motorlar üçün:

$$Q_{m\ n\acute{z}} = q_m n_m; \quad (1.3.3)$$

– hidravlik silindrlər üçün $Q_{s\ n\acute{z}}$:

$$Q_{s\ n\acute{z}} = F_s v_p. \quad (1.3.4)$$

Burada q_n və q_m – nasosun və hidravlik motorun işçi həcmi; n_n və n_m – nasosun və hidravlik motorun vallarının dövrlər sayı; F_s və v_p – hidravlik silindrin işçi sahəsi və porşenin hərəkət sürətidir.

Həcmi hidravlik maşınların həqiqi sərfi isə onların həcmi FİƏ nəzərə alınaraq aşağıdakı kimi tapılır:

– nasoslar üçün (nasosların çıxışlarında):

$$Q_{n\ h\acute{a}q} = Q_n = \eta_{n\ h\acute{a}c} Q_{n\ n\acute{z}}; \quad (1.3.5)$$

– hidravlik mühərriklər üçün (hidravlik mühərriklərin girişlərində):

– hidravlik motorlar üçün:

$$Q_{m\ h\acute{a}q} = Q_m = \frac{Q_{m\ n\acute{z}}}{\eta_{m\ h\acute{a}c}}. \quad (1.3.6)$$

– hidravlik silindrlər üçün:

$$Q_{s\ h\acute{a}q} = Q_s = \frac{Q_{s\ n\acute{z}}}{\eta_{s\ h\acute{a}c}}. \quad (1.3.7)$$

1.3.4. Həcmi hidravlik maşınlarda ümumi güc balansı və güc itkiləri

Hidravlik maşınların faydalı gücü N_f :

– nasoslar üçün (işçi maye ilə aparılan güc – nasosun hidravlik və ya effektiv gücü):

$$N_{nf} = p_n Q_n; \quad (1.3.8)$$

burada p_n – nasosun vurma təzyiqidir, (işçi mayenin təzyiqinin artması); Q_n – nasosun həqiqi verimi;

– hidravlik motorlar üçün (hidravlik motorun çıxış valındakı güc):

$$N_{mf} = M_{mv} \omega_m = M_m \omega_m; \quad (1.3.9)$$

burada M_m , ω_m – hidravlik motorun çıxış valındakı burucu moment və valın bucaq sürəti;

– hidravlik güc silindrlər üçün:

$$N_{sf} = R v, \quad (1.3.10)$$

burada R – silindrə təsir edən faydalı yük (qüvvə); v – silindrin çıxış bəndinin sürəti.

Hidravlik maşınlarda istifadə olunan güc N :

– nasoslar üçün (nasosun giriş valındakı güc N_n):

$$N_{nv} = N_n = M_{nv} \omega_n = \frac{N_{nf}}{\eta_n} = \frac{p_n Q_n}{\eta_n}; \quad (1.3.11)$$

burada $M_{nv} \omega_n$ – nasosun valındakı burucu moment və valın dövrlər sayı; N_{nf} , η_n – nasosun faydalı gücü tam FİƏ;

– hidravlik motorlar üçün (motorda istifadə olunan güc N_m):

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

$$N_m = p_m Q_m = \frac{N_m f}{\eta_m} = \frac{M_m \omega_m}{\eta_m}; \quad (1.3.12)$$

burada $p_m Q_m$ – hidravlik motorda işçi mayenin təzyiq düşküsu və hidravlik motorun sərfi; η_m – hidravlik motorun tam FİƏ;
– hidravlik güc silindrlər üçün (N_s):

$$N_s = N_g - N_a = \frac{N_s f}{\eta_s}, \quad (1.3.13)$$

burada N_g , N_a – işçi mayenin hidravlik silindrin girişində və çıxışında gücü, η_s – hidravlik silindrin tam FİƏ.

Hidravlik maşınlar üçün ümumi şəkildə güc balansını aşağıdakı tənlik kimi ifadə etmək olar:

$$N = N_f + \Delta N_{it}, \quad (1.3.14)$$

haradakı ΔN_{it} – hidravlik maşında ümumi güc itkiləridir.

Hidravlik maşında ümumi güc itkiləri ΔN_{it} isə üç hissədən ibarətdirlər:

$$\Delta N_{it} = \Delta N_{h\acute{a}c} + \Delta N_{mex} + \Delta N_{h.} \quad (1.3.15)$$

Burada $\Delta N_{h\acute{a}c}$ – həcmi güc itkiləri; $\Delta N_{h.}$ – hidravliki güc itkiləri; ΔN_{mex} – mexaniki güc itkiləridir.

Yuxarıdakı iki tənliyi nasos üçün belə yazmaq olar:

$$N_{n.v} = N_n = N_{nf} + \Delta N_n, \quad (1.3.16)$$

haradakı

$$\Delta N_n = \Delta N_{n.h\acute{a}c} + \Delta N_{n.mex} + \Delta N_{n.h.} \quad (1.3.17)$$

Burada $N_{n.v} = N_n$ – nasosun gücü (nasosun valında istifadə olunan güc); N_{nf} – nasosun faydalı gücü (nasosun maye axınına verdiyi

1.3. Həcmi hidravlik ittiqalların hidravlik maşınları

güc); ΔN_n – nasosdakı ümumi güc itkiləridir; $\Delta N_{n\ h\acute{e}c}$ – nasosda həcmi güc itkiləri; $\Delta N_{n\ h}$ – nasosda hidravliki güc itkiləri və $\Delta N_{n\ mex}$ – nasosda mexaniki güc itkiləridir.

Analoji olaraq hidravlik mühərrik üçün güc balansını tərtib etmək olar:

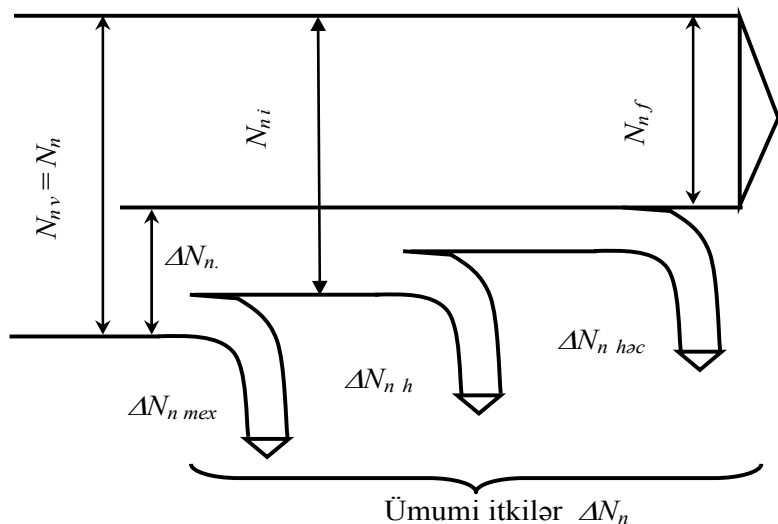
$$N_m = N_{m\ v} + \Delta N_m = N_{m\ f} + \Delta N_m \quad (1.3.18)$$

və

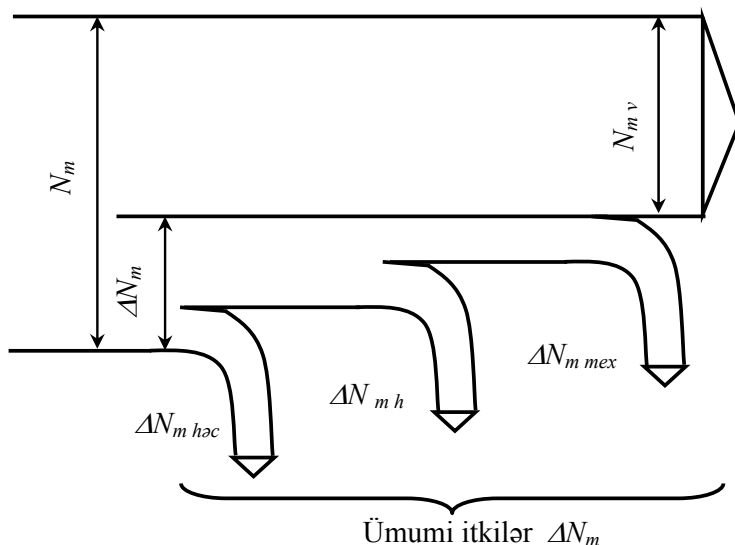
$$\Delta N_m = \Delta N_{m\ h\acute{e}c} + \Delta N_{m\ mex} + \Delta N_{m\ h} . \quad (1.3.19)$$

Burada N_m – hidravlik mühərrikin tələb etdiyi güc (maye axını ilə hidravlik mühərrikə verilən güc); $N_{m\ v} = N_{m\ f}$ – hidravlik mühərrikin faydalı gücü (hidravlik mühərrikin valındakı güc). ΔN_m – hidravlik mühərrikdəki ümumi güc itkiləri; $\Delta N_{m\ h\acute{e}c}$, $\Delta N_{m\ h}$, $\Delta N_{m\ mex}$ – hidravlik mühərrikdə həcmi, hidravliki və mexaniki güc itkiləridir.

Həcmi hidravlik nasoslarda və hidravlik mühərriklərdə onlara daxil olunan enerjinin paylanması 1.3.3 və 1.3.4 səkillərdə göstərilib.



Şəkil 1.3.3. Həcmi nasosun güc balansı



Şəkil 1.3.4. Həcmi hidravlik mühərrikin güc balansı

Hidravlik maşında həcmi itkilərə sərf olunan güc $\Delta N_{həc}$:

$$\Delta N_{həc} = \Delta Q_{həc} \Delta p, \quad (1.3.20)$$

burada $\Delta Q_{həc}$ – hidravlik maşında həcmi sərf itkiləri, Δp – hidravlik maşında təzyiq düşküsüdür (nasoslar üçün təzyiqlər fərqidir – $\Delta p = p_n = p_v - p_s$, mühərriklər üçün təzyiq düşküsüdür – $\Delta p = p_m = p_g - p_{\phi}$, burada təzyiqlər mütləq ölçülərlə götürülür);

Hidravlik maşınlar üçün adətən hidravliki və mexaniki güc itkilərinə birlikdə baxılır və onların cəmi bərabərdir:

$$\Delta N_{hmex} = \Delta N_h + \Delta N_{mex}. \quad (1.3.21)$$

Hidravlik maşınların (rotorlu nasosların və hidravlik motorların) hidromexaniki güc itkiləri onların daxilində fırlanma momentinin itkisi ilə əlaqəndirilir:

1.3. Həcmi hidravlik ittiqalların hidravlik maşınları

$$\Delta N_{h\text{ mex}} = \omega \Delta M_{it} = 2\pi n \Delta M_{it}, \quad (1.3.22)$$

burada ΔM_{it} – hidravlik maşında hidravliki və mexaniki itkilərin cəminə sərf olunan fırlanma momentidir.

Nasos valında istifadə olunan güc $N_{n.v}$:

$$N_{n.v} = N_n = \omega_n M_{n.v}; \quad (1.3.23)$$

nasosun faydalı gücü $N_{n.f}$:

$$N_{n.f} = Q_{n\text{ h}əq} p_n = Q_n p_n, \quad (1.3.24)$$

burada ω_n və $M_{n.v}$ – nasosun valının fırlanma bucaq sürəti və nasosun valındakı burucu moment, $Q_{n\text{ h}əq} = Q_n$ və p_n – nasosun faydalı verimi və çıxış və giriş təzyiqlərin fərqidir.

Analoji olaraq hidravlik motor üçün:

$$N_{m.g} = N_m = Q_m p_m \quad (1.3.25)$$

və

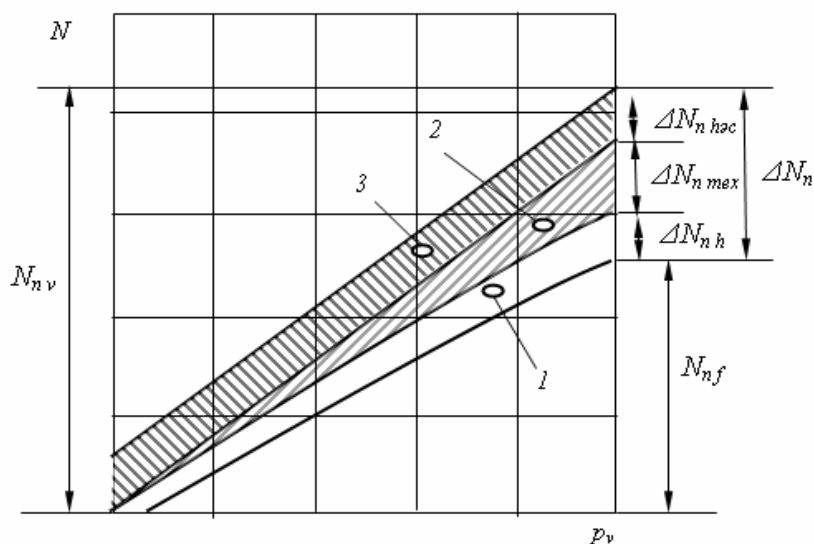
$$N_{m.v} = N_{m.f} = \omega_m M_m, \quad (1.3.26)$$

burada Q_m və p_m – motorun sərfi və təzyiq düşküsidür; ω_m və M_m – motorun çıxış valının fırlanma bucaq sürəti və valındakı faydalı burucu momentidir.

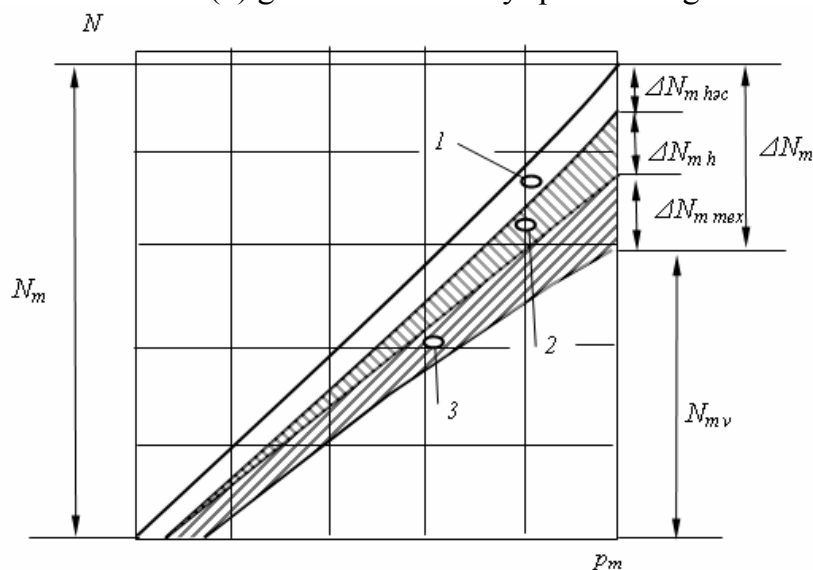
Həcmi hidravlik nasoslarda və hidravlik mühərriklərdə güc itkilərinin təzyiqdən nümunəvi asılılıqları şəkil 1.3.5 və 1.3.6-də göstərilib.

1.3.5. Hidravlik maşınların tam (ümumi) FİƏ

Hidravlik maşınların tam və ya ümumi FİƏ η hidravlik maşnlarda olan bütün güc itkilərini nəzərə alır və faydalı gücün N_f maşında tam istifadə olunan gücə N nisbətində bərabər olub, aşağıdakı kimi tapılır:



Şəkil 1.3.5. Nasosda hidravlik (1), mexaniki (2) və həcmi (3) güc itkilərinin təzyiqdən asılılığı



Şəkil 1.3.6. Hidravlik mühərrikdə həcmi (1), hidravliki (2) və mexaniki (3) güc itkilərinin təzyiqdən asılılığı

$$\eta = \frac{N_f}{N}, \quad (1.3.27)$$

burada N_f – hidravlik maşının faydalı gücü, N – tələb olunan gücdür.

Nəzəri (indikator) anlayışını nəzərə alaraq, yuxarıdakı tənliyi belə yazmaq olar:

$$\eta = \frac{N_f N_i}{N_i N} = \frac{N_f N_i}{N_i N}, \quad (1.3.28)$$

burada N_i – hidravlik maşının daxili (indikator) gücüdür.

Onda,

– nasoslar üçün:

$$\eta = \frac{N_{nf} N_{ni}}{N_{ni} N_n} = \frac{Q_n p_n}{N_{ni}} \eta_{nmex}, \quad (1.3.29)$$

və N_{ni} ifadəsini yerinə yazsaq, alınar

$$\begin{aligned} \eta_n &= \frac{Q_n p_n}{(Q_n + \Delta Q_n)(p_n + \Delta p_{nh})} \eta_{nmex} = \\ &= \frac{Q_n p_n}{(Q_n + \Delta Q_n) p_i} \eta_{nmex} = \eta_{nhac} \eta_{nh} \eta_{nmex} \end{aligned} \quad (1.3.30)$$

– hidravlik motorlar üçün:

$$\eta_m = \frac{N_{mf} N_{mi}}{N_{mi} N_m} = \frac{N_{mi}}{N_m} \eta_{nmex}, \quad (1.3.31)$$

və N_{mi} ifadəsini yerinə yazsaq, alınar

1.3. Həcmi hidravlik ittiqalların hidravlik maşınları

$$\begin{aligned}\eta_m &= \frac{(Q_m - \Delta Q_m)(p_m - \Delta p_{mh})}{Q_m p_m} \eta_{mmex} = \\ &= \frac{(Q_m - \Delta Q_m) p_i}{Q_m p_m} \eta_{mmex} = \eta_{mhac} \eta_{mh} \eta_{mmex}\end{aligned}\quad (1.3.32)$$

Beləliklə, həcmi hidravlik maşınlarının tam FİƏ hidravlik, həcmi və mexaniki FİƏ-rının hasılı kimi göstərmək olar.

Hidravlik maşınlardakı hidravlik və mexaniki itkiləri bir birindən ayırması müşkül məsələ olmasına görə, təcrübədə, adətən, hidravliki η_{hac} və mexaniki η_{mex} FİƏ-dan ayrılıqda yox, onların hasilindən istifadə olunur, yəni

$$\eta = \eta_{hac} \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_h = \eta_{hac} \cdot \eta_{hmex}, \quad (1.3.33)$$

burada η_{hmex} – bu əmsal hidravlik maşının hidravlik mexaniki FİƏ adlanır və bərabərdir $\eta_{hmex} = \eta_{mex} \cdot \eta_h$.

Nasos üçün:

$$\eta_n = \eta_{nhac} \cdot \eta_{nmex} \cdot \eta_{nh} = \eta_{nhac} \cdot \eta_{nhmex} = \frac{N_{nf}}{N_{nv}} = \frac{N_{nf}}{N_n}. \quad (1.3.34)$$

burada $N_{nv} = N_n$ – hidravlik nasosun valında olan gücdür.

Hidravlik mühərrik üçün:

$$\begin{aligned}\eta_m &= \eta_{mhac} \cdot \eta_{mmex} \cdot \eta_{mh} = \eta_{mhac} \cdot \eta_{mhmex} = \\ &= \frac{N_{mv}}{N_{mg} - N_{m\zeta}} = \frac{N_{mv}}{N_m},\end{aligned}\quad (1.3.35)$$

burada N_{mg} və $N_{m\zeta}$ – hidravlik mühərrikin girişində və çıxışında güclər, N_m – hidravlik mühərrikdə istifadə olunan gücdür :

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

$$N_m = N_{mg} - N_{m\zeta}. \quad (1.3.36)$$

Beləliklə, həcmi hidravlik maşınlarının faydalı gücü belə tapıla bilər:

– nasoslar üçün:

$$N_{n,f} = Q_n p_n = \omega_n M_{n,v} \eta_n; \quad (1.3.37)$$

– hidravlik mühərriklər üçün:

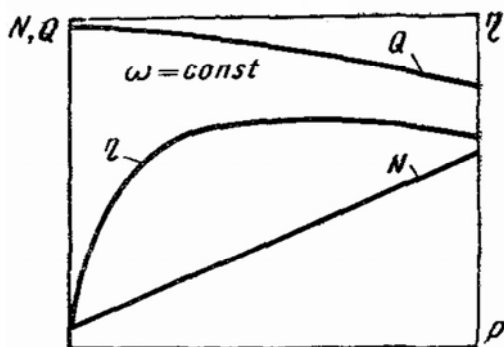
– hidravlik motorlar üçün:

$$N_{m,f} = N_{m,v} = \omega_m M_m = Q_m p_m \eta_m; \quad (1.3.38)$$

– hidravlik silindrlər üçün:

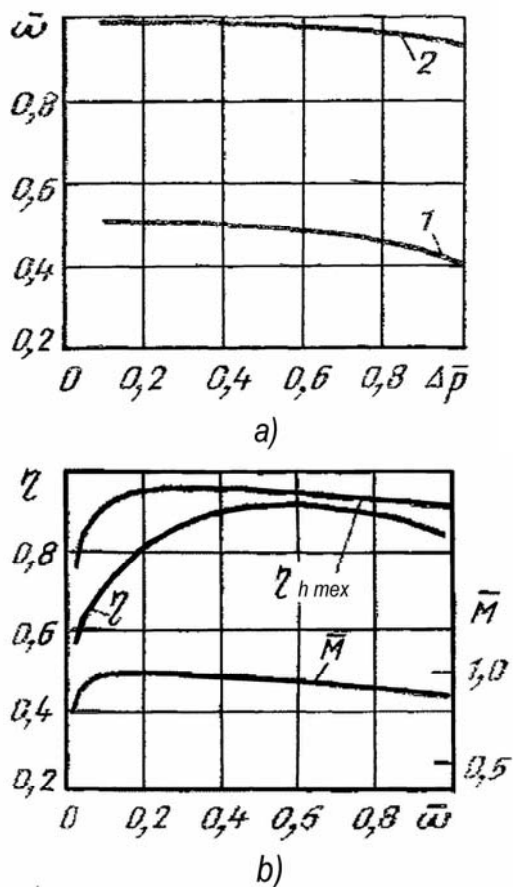
$$N_{s,f} = R v = N_s \eta_s. \quad (1.3.39)$$

Həcmi nasosların nümunəvi xarakteristikası şəkil 1.3.7-də və həcmi hidravlik motorların nümunəvi nisbi xarakteristikaları şəkil 1.3.8-də verilmişdir:



Şəkil 1.3.7. Həcmi nasosların nümunəvi xarakteristikası:

p – nasosun vurma təzyiqi; Q – verimi; N – gücü;
 ω – valın fırlanma tezliyi; η – tam FİƏ



Şəkil 1.3.8. Həcmi hidravlik motorların nümunəvi nisbi xarakteristikaları:

a – valın fırlanma nisbi tezliyinin $\bar{\omega}$ nisbi təzyiq

düşküsndən $\Delta \bar{p}$ asılılığı: 1 – $Q = 0,5 Q_{nom}$; 2 – $Q = Q_{nom}$;

b – $\Delta p = 0,5 \Delta p_{max}$ olduqda burucu nisbi momentin $\bar{M}$ və tam FİƏ-in

valın nisbi fırlanma tezliyindən $\bar{\omega}$ asılılığı: $\bar{\omega} = \omega / \omega_{nom}$ – valın fırlanmasının nisbi tezliyi; $\bar{M} = M / M_{nom}$ – valdakı nisbi burucu

moment; $\Delta \bar{p} = \Delta p / \Delta p_{nom}$ – nisbi təzyiq düşküsi;

η – hidravlik motorun tam FİƏ

Aşağıdakı 1.3.6...1.3.11 bölmələrdə həcmi hidravlik intiqallarda geniş yer tutmuş həcmi hidravlik maşınlar (nasoslar və hidravlik mühərriklər) haqqında qısa məlumat, onların iş prinsipi əsas hidravlik parametrləri, nümunəvi konstruksiyaları və onların əsas konstruktiv parametrlərinin hesabı verilmişdir.

Daha geniş və ətraflı məlumat “Həcmi hidravlik maşınlar” xüsusi kursunda verilir və bu məlumat sorğu kitablardan və “Həcmim hidravlik maşınlar” kursu dərslindən əldə etmək olar (Ə.H.Əzizov, M.A.Qarayev, H.Ə.Heydərov, S.Ə.Ağammədova “Həcmi hidravlik maşınlar” (dərslük) ADNA, Bakı, 2010 il, 604 s.)

Məsələ 1.3.5.1.

Fırlanma tezliyi $n_m = 1800 \text{ dəq}^{-1}$ halında hidravlik mühərrikdə burucu moment $M_m = 100 \text{ Nm}$ -ə qədər qalxır. Hidravlik mühərrikin işçi həcmi $q_m = 50 \text{ sm}^3$, mexaniki FİƏ $\eta_{m \text{ mex}} = 0,96$; həcmi FİƏ $\eta_{m \text{ hac}} = 0,95$. Çıxışda mayenin təzyiqi $p_2 = 80 \text{ kPa}$ halı üçün hidravlik mühərrikin sərfini və girişində maye axınının təzyiqini təyin etməli.

Həlli:

Nəzərə alaraq ki, hidravlik mühərrikin valındakı burucu moment M_m -dir:

$$M_m = \frac{\Delta p_m q_m}{2\pi} \eta_{m \text{ mex}}, \text{ Nm},$$

Onda hidravlik mühərrikdə təzyiq düşküsünü aşağıdakı düsturla tapırıq:

$$\Delta p_m = \frac{2\pi M_m}{q_m \eta_{m \text{ mex}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 100}{50 \cdot 10^{-6} \cdot 0,96} = 13,1 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 13,1 \text{ MPa}.$$

1.3. Həcmi hidravlik inteqalların hidravlik maşınları

Hidravlik mühərrikin girişindəki təzyiqi aşağıdakı düsturdan təyin edirik:

$$p_1 = \Delta p_m + p_2 = 13,1 + 0,08 = 13,18 \text{ MPa} .$$

Həcmi FİƏ-nı nəzərə almaqla, hidravlik mühərrikdən keçən işçi mayenin sərfini aşağıdakı düsturla hesablayırıq

$$Q_m = \frac{Q_{mi}}{\eta_{mh\acute{e}c}} = \frac{q_m n_m}{\eta_{mh\acute{e}c}} = \frac{50 \cdot 10^{-6} \cdot 1800}{0,95 \cdot 60} = 1,58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{san} = 1,58 \text{ dm}^3/\text{san}$$

Hidravlik mühərrikin girişindəki maye axınının gücü:

$$N_I = p_I Q = 13,18 \cdot 10^6 \cdot 1,58 \cdot 10^{-3} = 20800 \text{ Vt} = 20,8 \text{ kVt} .$$

Məsələ 1.3.5.2

Hidravlik motorun girişindəki mayenin təzyiqi $p_1 = 15 \text{ MPa}$, sərfi $Q = 14 \text{ dm}^3/\text{san}$, valın dövrlər sayı – $n = 20 \text{ san}^{-1}$, burucu moment $M = 126 \text{ Nm}$, hidravlik motorun işçi həcmi $q_0 = 70 \text{ sm}^3$, axının çıxışındakı təzyiq $p_2 = 0,05 \text{ MPa}$ qiymətlərində hidravlik motorun tam FİƏ-nı η təyin etməli.

Həlli:

Hidravlik motordakı təzyiqlər fərqi aşağıdakı tənlikdən müəyyən edilir:

$$\Delta p_{h,m} = p_1 - p_2 = 15,00 - 0,05 = 14,95 \text{ MPa} .$$

Mexaniki FİƏ η_m aşağıdakı asılılıqla qiymətləndirilir:

$$\eta_m = \frac{2\pi M}{p_{h.m} q_0} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 126}{14,95 \cdot 10^6 \cdot 70 \cdot 10^{-6}} = 0,756.$$

Həcmi FİƏ ideal (nəzəri) və həqiqi sərfələrin nisbətində bərabərdir:

$$\eta_o = \frac{Q_n}{Q} = \frac{q_o n}{Q} = \frac{70 \cdot 20}{1500} = 0,93.$$

Hidravlik motorun tam FİƏ:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_h = 0,93 \cdot 0,756 \cdot 1,0 = 0,698.$$

1.3.6. Radial-porşenli nasoslar və hidravlik motorlar

1.3.6.1. Radial-porşenli hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi

Radial porşenli hidravlik maşınlar həcmi hidravlik intiqallarda nasos və hidravlik motorlar kimi istifadə olunur. Adətən onlar konstruksiyasından asılı olaraq yerinə yetirmə işinə görə dönmə funksiyasına (dönmə qabiliyyətinə) malikdir, yəni radial porşenli hidravlik maşınlar həm nasos və həm də hidravlik mühərrik kimi işləyə bilər. Bu hidravlik maşınların müsbət cəhəti ondan ibarətdir ki, onlar yüksək təzyiq yaradaraq (nasos rejimində), böyük sabit və ya tənzimlənmiş sərfələrinə malikdirlər.

İstehsal olunan rotorlu radial-porşenli maşınlar, konstruksiyalarından və ölçülərindən asılı olaraq müxtəlif sərfələrə və təzyiqlərə malikdirlər.

Radial-porşenli nasosların işçi həcmi 0,5...100 sm³ olaraq vurma təzyiqi 70 MPa və dəqiqədə 1000...3000 dövrlər sayında verimi 400 dm³/dəq ola bilər.

Birtəsrli eksentrikli valı radial-porşenli hidravlik motorların işçi həcmi 10....8500 sm³ arasında olub, girişində 30 MPa-da

0,5...2000 dövr/dəq dövrlər sayında çıxış valında 32 kNm fırladıcı moment yarada bilirlər.

Çöxtəsirli radial-porşenli hidravlik motorların işçi həcmi 200....8000 sm³ qiymətlər arasında olub, işçi mayenin maksimal təzyiqində 45 MPa-da 1...300 dövr/dəq sayında 45 kNm moment yarada bilirlər.

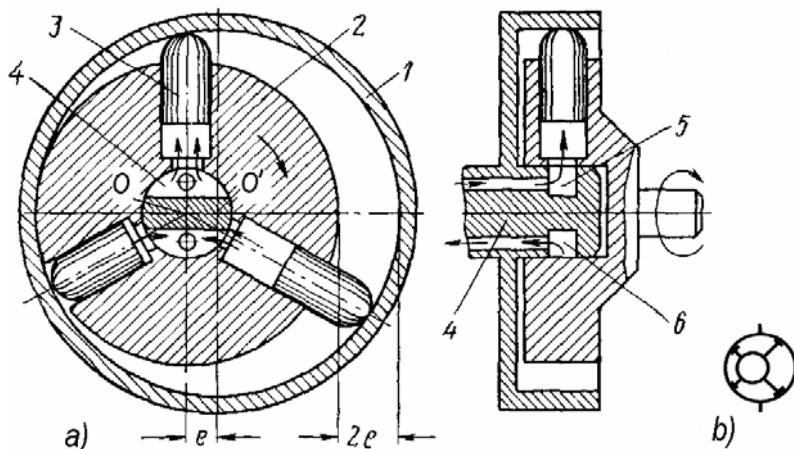
Tənzimlənən radial-porşenli hidravlik motorların işçi həcmi 200....5500 sm³ arasında dəyişərək, 30 MPa – maksimal giriş işçi təzyiqində 1...1000 dövr/dəq sayında 22000 Nm fırladıcı moment yarada bilir.

Radial porşenli hidravlik maşınların sxemi şəkil 1.3.9-də göstərilmişdir. Onlar oxları ekssentrikli yerləşən (O' və O nöqtələri) stator 1 və rotor 2-dən ibarətdir. Rotorun daxilində olan radial silindrik yuvalarda baş hissənin sferik forması olan porşenlər 3 yerləşdirilir. Bu porşenlərin başlıqları statorun daxili səthinə söykənir.

İşçi silindrlər rotorun fırlanma oxuna perpendikulyar müstəvidə ulduzşəkilli formada yerləşir və onların oxları ümumi bir nöqtədə – rotorun mərkəzində O kəsişir.

Rotor porşenlərlə birlikdə silindr bloku təşkil edir hansı ki, paylayıcı val 4 ətrafında fırlanaraq, onun daxilində olan porşenlər fırlanma və eyni zamanda irəli-geri hərəkətlərdə iştirak edirlər. Bu porşenlərin stator 1 oymağının daxili səthinə sıxılması maye axınının mərkəzdənqaçma qüvvəsinin və daxilində olan yayların təsiri ilə baş verir.

Radial porşenli hidravlik maşın nasos rejimində işləyərkən, rotor fırlanaraq, porşenlərini daxili kanalları ardıcılıqla hidravlik maşının qəbuledici (sorma) boşluğu 5 ilə birləşdirilir, bu zaman porşenlər paylayıcı valın mərkəzindən uzaqlaşır. Həmin vaxt ərzində porşenlərin altında işçi həcm artdığına görə maye daxil olur.



Şəkil 1.3.9. Rotorlu radial-porşenli hidravlik maşınların prinsipial sxemi (a) və onların şərti işarəsi (b).

1 – stator; 2 – rotor; 3 – porşen; 4 – paylayıcı; 5 – sorucu boşluq (nasos rejimində); 6 – vurucu boşluq (nasos rejimində).

Porşenlər əksinə, paylayıcı valın mərkəzinə yaxınlaşdıqda paylayıcı val vasitəsilə vurucu boşluq 6 ilə birləşib, işçi həcm azalıb mayeni sıxışdırıb nasosdan xaric edir.

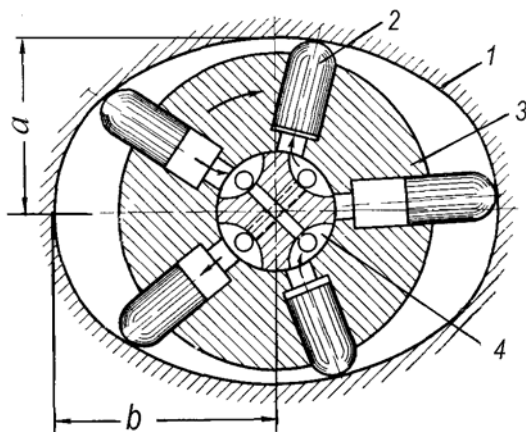
Radial porşenli hidravlik maşın mühərrik rejimində işləyərkən, boşluqdan 5 işçi maye təzyiq altında daxil olub, porşenləri itələyərək rotoru (və ya statoru) fırlanma hərəkətinə gətirərək, 6 sayılı boşluqdan maşını tərk edir.

Rotor və statorun oxları arasında eksentrisitet e porşenin gediş yolunu müəyyənləşdirir və bunun nəticəsi olaraq hidravlik maşının sərfini təyin edir (şəkil 1.3.9). Radial-porşenli hidravlik maşının statorun radial istiqamətdə yerdəyişməsi nəticəsində eksentrisitetin e qiymətini dəyişməklə nasosun və mühərrikin işləməsi zamanı onların sərfini dəyişmək olar. Əgər radial-porşenli hidravlik maşının konstruksiyasında statorun sıfır vəziyyətdən hər iki tərəfə yerdəyişməsi nəzərdə tutulubsa, onda nasos rejimində

işləmə zamanı maye axınının, motor rejimində isə valın fırlanma istiqamətini dəyişmək mümkündür.

Yuxarıda baxılan silindr formalı statorlu radial-porşenli hidravlik maşının bir dövr ərzində hər porşeni bir tam sikli yerinə yetirir, yəni porşenlərin işi birtəsirlidir. Bu tipli hidravlik maşınlar, adətən nasos kimi istifadə olunurlar. Əyər bir dövr ərzində hər porşen bir neçə tam sikli yerinə yetirirsə, yəni porşenlər bir dövrdə bir neçə dəfə irəli-geri tam hərəkət edərsə, onda bu radial-porşenli hidravlik maşın çöxtəsirlidir. Çöxtəsirli radial-porşenli hidravlik maşınlar daha çox hidravlik mühərriklər kimi tətbiq olunurlar.

İkitəsirli rotorlu radial-porşenli hidravlik maşınların prinsiplial sxemi şəkil 1.3.10-də göstərilib.



Şəkil 1.3.10. İkitəsirli rotorlu radial-porşenli hidravlik maşınların prinsiplial sxemi.

1 – stator həlqəsi; 2 – porşen; 3 – rotor; 4 – paylayıcı sapfa.

Statorun daxilində yerləşən həlqənin 1 səthinin ellips şəkilli olmasına görə rotorun 3 bir dövr ərzində porşenlər 2 paylayıcı sapfanın 4 ətrafında iki tam sikl yerinə yetirir. İkitəsirli hidravlik mühərriklərin birtəsirli hidravlik mühərriklərdən fərqlənməsi ellips

şəkilli stator həlqəsindən başqa paylayıcı sapfanın digər konstruksiyasından ibarətdir. İkitəsirli radial-porşenli hidravlik mühərriklərdə maye sərfi, porşenlərin sayı və digər parametrləri eyni olduqda çıxış valında moment birtəsirli hidravlik mühərrikə nisbətən iki dəfə artıq, fırlanma sürəti isə iki dəfə az olur.

1.3.6.2. Radial-porşenli hidravlik maşınların əsas parametrləri

Birsıralı birtəsirli rotorlu radial-porşenli hidravlik maşının işçi həcmi:

$$q_o = q_k z = 2 e \cdot F \cdot z \quad (1.3.40)$$

və ideal məhsuldarlığı $Q_{nəz}$

$$Q_{nəz} = 2 F \cdot e \cdot n \cdot z = 2 \frac{\pi d^2}{4} e n z \quad (1.3.41)$$

düsturları ilə təyin edilir. Burada F – bir porşenin sahəsi, d – porşenin diametri; ω – maşının fırlanma bucaq sürəti, n – maşının dövrlər sayı, z – porşenlərin sayıdır.

Porşenlərin sayı z artdıqca sərfin qeyri-bərabərlik əmsalı σ azalır. Qeyd etmək lazımdır ki, porşenlərin cüt sayında qeyri-bərabərlik əmsalı tək sayında olan qeyri-bərabərlik əmsalından daha yüksəkdir. Bu səbəbdən, istehsal olunan rotorlu radial-porşenli hidravlik maşınlarda porşenlərin sayı tək olur.

İkitəsirli maşının nəzəri sərfi:

$$Q_{nəz} = 2 \frac{\pi d^2}{4} (b - a) n z, \quad (1.3.42)$$

burada a və b – ellipsin kiçik və böyük yarımoxlarıdır.

Çoxtəsirli birsıralı maşınların nəzəri verimi

$$Q_{nəz} = \frac{\pi d^2}{4} h n i z, \quad (1.3.43)$$

burada i – bir sikldə porşenlərin addımlarının (təsirlərin) sayı; h – porşenlərin addımıdır.

Çoxsıralı çoxtəsirli maşınların nəzəri verimi:

$$Q_{nəz} = \frac{\pi d^2}{4} h n m i z, \quad (1.3.44)$$

harada ki m – porşenlərin sıralarının sayıdır.

Çoxsıralı və çoxtəsirli maşınların işçi həcmi:

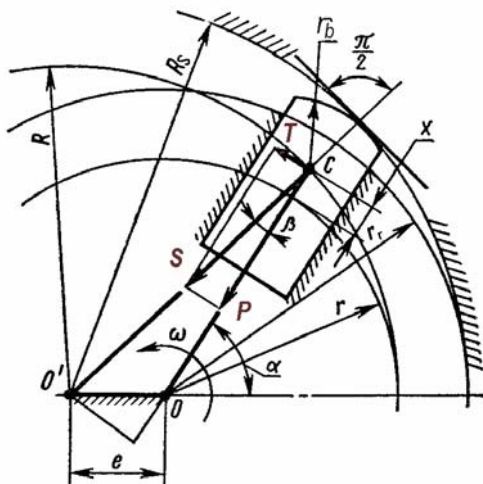
$$q_{oc} = \frac{\pi d^2}{4} h i m z. \quad (1.3.45)$$

Bu düsturla $i = 1$ olduqda birtəsirli çoxsıralı, $m = 1$ olduqda isə çoxtəsirli birsıralı maşınların işçi həcmi tapılır.

Silindrdəki porşenin sahəsi F və ona təsir edən təzyiqlər fərqi Δp olduqda porşenə düşən maye qüvvəsi P (şəkil 1.3.11):

$$P = F(p_2 - p_1) = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p. \quad (1.3.46)$$

Rotor və stator oxlarının ekssentrik vəziyyətdə yerləşməsinə görə bu qüvvəni P iki təşkiledicilərinə: statorun radiusu istiqamətində radial qüvvə S və rotorun radiusuna perpendikulyar tangensial T qüvvələrə ayırmaq olar. Sürtünmə qüvvələrini nəzərə almadan alınır:



Şəkil 1.3.11. Radial-porşenli hidravlik maşınların kinematik və qüvvələr sxemi.

$$S = \frac{P}{\cos \beta}; \quad (1.3.47)$$

$$T = P \operatorname{tg} \beta. \quad (1.3.48)$$

Radial təzyiq qüvvəsi S silindrdə maye tərəfindən porşeni statora sıxır, statora və porşenə düşən və onu əyən və əyilməni yaradan yükünü təyin edir.

Tangensial qüvvə T rotorun oxuna görə moment M yaradır, hansı ki nasos rejimində onu hərəkətə gətirən mühərriklə dəf edilir, hidravlik mühərrik rejimində isə rotoru hərəkətə gətirir:

$$M = (p_2 - p_1) 2eF \frac{z}{2\pi} = \Delta p \frac{q_o}{2\pi}. \quad (1.3.49)$$

Coxsıralı (m), coxtəsirli (i) tənzimlənən radial porşenli maşınların valındakı nəzəri moment ümumi şəkildə:

$$M = \frac{1}{2\pi} \frac{\pi d^2}{4} h m i z \bar{u} \Delta p, \quad (1.3.50)$$

harada $\bar{u} = \frac{e}{e_{max}}$ – hidravlik maşınların tənzimləyici parametridir;

e_{max} – radial-porşenli hidravlik maşının eksentrisitetinin maksimal qiymətidir; e – eksentrisitetin mövcud qiymətidir.

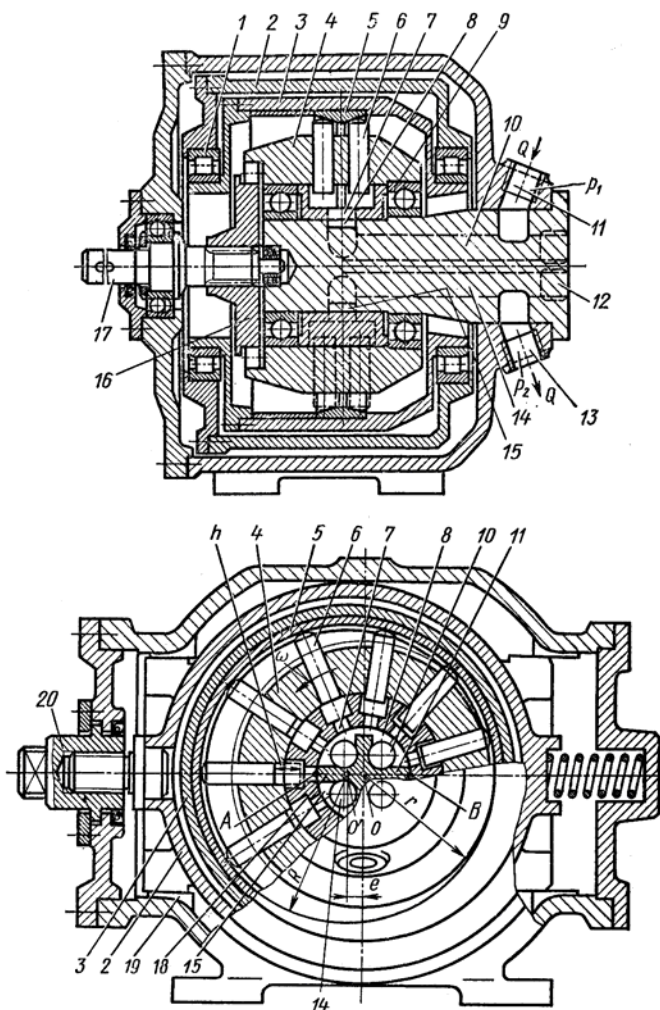
1.3.6.3. Radial-porşenli hidravlik maşınların konstruksiyaları

Porşenləri statorla nöqtələr şəklində kontaktlaşan (təmasda olan) əllə tənzimlənən 2 sıralı 9 porşenli HPI tipli (Rusiya) radial porşenli hidravlik maşın şəkil 1.3.12-də göstərilib. Bu maşınların 20 MPa təzyiqdə məhsuldarlığı 400 dm³/dəq ola bilər.

İş zamanı porşenin 6 sferik başlığı ilə «metalın metalla» yonulmuş statorun istiqamətləndirici həlqəsi 5 təmas etməsi ilə hərəkət edir. Bu təmas səthində kontakt yükü (kontakt təzyiqi) maksimum $p \approx 16$ MPa olur.

Bu maşının iş zamanı verimin və ya sərfin tənzimlənməsi eksentrisitetin – $e_{max} < e < e_{max}$ intervalda dəyişməsi ilə əldə edilir. Bunun üçün içərisində yastıq 1 üzərində həlqə 5 vasitəsilə fırlanan 8 stator 3 yerləşən gövdə 2 istiqamətləndirici 19 içərisində sürüşən hazırlanır. Statorun mərkəzi O' rotorun mərkəzi O -dan keçdikdə, nasosun veriminin və hidravlik motorun fırlanma istiqamətinin dəyişməsinə səbəb olur. Statorun sərbəst fırlanması nəticəsində həlqədə 5 porşenin başının asta sürüşməsində sürtünmə azalır. Həlqənin 5 konusvarı forması porşeni fırlanmağa məcbur edir. Bu da sürtünməni və eləcə də onlar silindr içərisində sürüşdükdə yeyilməni azaldır.

Mayenin paylanması 15 və 8 kəsiyi olan sapfa valın yataqda hərələnən hissəsi ilə yastıq 9 vasitəsilə mərkəzləşən rotor fırlanan aralıq 18 ilə əldə edilir.



Şəkil 1.3.12. Porşenləri statorla nöqtələr şəklində kontaktlaşan tənzimlənən radial porşenli hidravlik maşın

Hər silindr fırlanıqda yarım dövrdə porşen irəli çəkildikdə pəncərə 7 kəsiklə 15 birləşir. İkinci yarım dövrdə porşen irəli çəkildikdə kəsik 8 ilə birləşir və 10 ox dəlikləri gətirən 11 və apararı 13 xətlərlə birləşirlər. Bir tərəfli təzyiq qüvvəsi təsirindən

sapfanın əyilməsinin və eləcə də sapfa ilə silindr bloku 4 arasındakı aralığın açılmasının qarşısını almaq üçün aşağıda izah edilən sapfanın yükünün hidravlik statik boşaldılması tətbiq edilir. Mərkəzdənqaçma qüvvəsi və maye təzyiqi təsirlə porşenlər silindrdən itələnilir. Porşenlərin 6 və həlqələrin 5 kontakt yerlərində gərginliyi azaltmaq üçün porşenin sahəsini az və onların sayını çox edirlər.

Eyni zamanda bu verilmiş işçi həcm q_o -da gediş yolu h ilə porşenlərin sahəsini F -i azaltmaqla radial qabarit ölçülərinin azalmasına və verimin bərabərləşməsinə səbəb olur.

Silindrlər blokunun 4 hərəkəti ötürücü val 17 ilə yumruqcuqlu mufta vasitəsilə yerinə yetirilir. Yumruqcuqlu blokun valını xarici tərəfdən radial qüvvələr təsirindən azad edir.

Bu tipli maşınların porşenlərinin sayı sıraların sayından (2, 3 və 4) asılı olaraq 14...72 çata bilər.

1.3.6.4. Radial-porşenli yüksək momentli hidravlik motorlar

Radial-porşenli hidravlik maşınların porşenlərinin çöxtəsirlik və porşenlərin çoxsıralıq prinsipi yüksək momentli hidravlik motorlarının yaradılmasına imkan verir. Bu tipli hidravlik motorlar hidravlik intiqalının çıxış bəndində kiçik dövrlər sayında yüksək burucu moment yaratmaq üçün istifadə olunur.

Adətən, radial-porşenli hidravlik maşınlar, hansılar üçün

$$\frac{q_o}{n} > 1 \text{ (burada } q_o \text{ – hidravlik maşının işçi həcmidir, sm}^3/\text{dövr, } n \text{ –}$$

maksimal dövrlər sayı, dövr/dəq) yüksək momentli (200...30000 Nm, nadir hallarda 50000 Nm) hidravlik motorlar kimi istifadə olunurlar. Bu tipli hidravlik motorların müsbət cəhəti ondan ibarətdir ki, onlar reduktorsuz hərəkətə gətirilən tərtibatla (çarxla, ulduzcuqla, barabanla və s.) bilavasitə birləşdirilə bilər. Məsələn, yüksək güclü nəqliyyatın hər aparıcı çarxının valı radial-porşenli

yüksək momentli hidravlik motorla təchiz olunur və onunla bilavasitə birləşdirilir

Bunlar həcmi hidravlik ötürücülərdə geniş tətbiq edilir. Belə ki, onlar müqavimət momentindən asılı olmadan fırlanma tezliyinə görə asta, bərabər və tənзимedici hərəkətə malik olmasına görə gətirici mexanizmlər onlarla təchiz olunurlar.

Hidravlik motorun ölçüsünü, yəni gediş yolunu h və porşenlərin diametrini d artırmadan, eləcə də təzyiqi p və porşenlərin sayını z və onların sıralarını m çox dəyişmədən, valında böyük moment M_m almaq üçün porşenlərin təsirinin sayını i artırmaq lazımdır. Onda:

$$M_m = \frac{p_2 - p_1}{2\pi} q_m \eta_{mh\text{mex}} = \frac{p_2 - p_1}{2\pi} F h m z i \eta_{mh\text{mex}}. \quad (1.3.51)$$

Hidravlik motor valının n_m dövrlər sayı ilə fırlanması üçün maşına daxil olan işçi mayenin sərfi aşağıdakı kimi olmalıdır:

$$Q_m = \frac{q_m n_m}{\eta_{mh\text{ac}}} = \frac{n_m}{\eta_{mh\text{ac}}} \frac{\pi d^2}{4} \cdot h m z i. \quad (1.3.52)$$

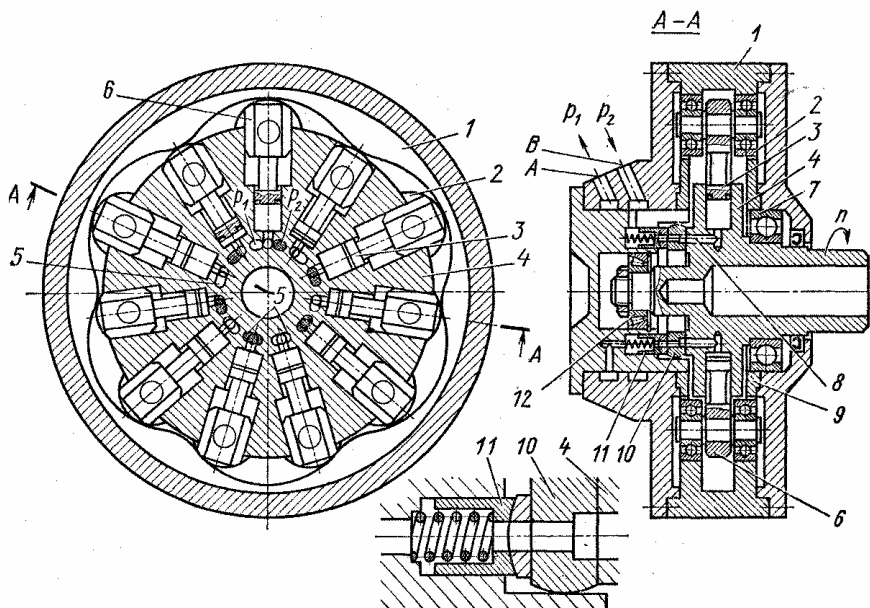
Adətən, təsirlərin sayı $i = 5 \dots 9$ olur və nadir hallarda 11-dir. Belə hidravlik motorların dəqiqədəki dövrlər sayı bir dövrün hissəsindən bir neçə onluqlar (0,5...100 və daha çox) qədər olur.

Çoxtəsirli radial-porşenli hidravlik maşınlar adətən astagedişli hidravlik motorlar kimi istifadə olunur. Onların əsas nöqsanları konstruksiyalarının mürəkkəb və tənзимlənməsinin çətin olmasıdır. Bu maşınların ən zəif düyünlərindən biri maye axının paylayıcı hissəsidir. Sıraların sayı 6-ya qədər ola bilər.

Çoxsıralı hidravlik maşınların sərfinin tənзимlənməsi bir və ya bir neçə porşen sıralarını axıtma xətti ilə birləşdirib və ya işdən kənarlaşdırmaqla yerinə yetirilir. Çoxtəsirli hidravlik maşınların

sərfinin tənzimlənməsi isə statorun profil səth sahəsinin bir hissəsini axıtma xətti ilə birləşdirib işdən kənarlaşdırmaqla yerinə yetirilir

Yüksək momentli hidravlik motorların konstruksiyalarının birinin növünü – on bir porşenli və altı təsirli hidravlik motorun quruluşu şəkil 1.3.13-də göstərilmişdir.



Şəkil 1.3.13. Çoxtəsirli (altıtəsirli) 11 porşenli bir sıralı yüksək momentli radial-porşenli hidravlik motor

Təsirlər sayının cüt olması silindr blokunun 4 radial təzyiq qüvvəsinin 7 və 12 sayılı yastıqlarına təsirini yox edir. Porşen 3 statora 1 diyircəkli yellənən dayağa 2 söykənir. Yan qüvvələr silindr blokuna sürüngəc 6 vasitəsilə verilir. Diyircəklər 3 kiçik sahədə yubandıqda statordan 1 ayrılmasının və nəticədə zərbə ilə statora dəyməsinin qarşısını almaq üçün diyircəklərin 3 altına əks istiqamətləndirici yumruqcular 9 qoyulur.

Hidravlik motorda özü istiqamətlənən xüsusi yastı başlıqlı paylayıcı sistem tətbiq edilir ki, bu silindr bloku ilə hermetik aralıq yaradan səpəli sistemdən daha yaxşı kiçiklik yaradır.

Başlıqlı yan paylayıcıda 10 2z qövs şəkilli pəncərələr 5 düzəldilmişdir. Bunlar növbə ilə A və B kameraları ilə birləşirlər.

Porşen irəlilədikdə hər bucaq dövrünün $\frac{2\pi}{2i}$ (i – təsirlərin sayıdır) yarısında silindrin qapalı 8 A pəncərəsi ilə, porşen geri hərəkət etdikdə isə ikinci yarısı kameranın B pəncərəsi ilə birləşir.

Porşenə stator tərəfindən olan qüvvə təsiri 1.3.9 şəklindəkinə uyğun olur. Silindr blokunun yan səthinə görə paylayıcının 10 özü-özünü istiqamətlənməsi üçün o bloka stəkanla 11 sferik şayba vasitəsilə oturdularaq sıxılır. Bu paylayıcının kiçikliyi pozmadan onun bloka tam oturmasının ayrılığı olsa da hermetikliyi təmin edir. Eyni zamanda stəkanlar mayeni gətirən və xaric edən A və B kameralarını pəncərə 5 ilə birləşdirir.

1.3.6.5. Radial-porşenli hidravlik maşınların əsas konstruktiv parametrlərinin hesabı

Radial-porşenli hidravlik maşınların hesabında başlanğıc parametrlərin biri nasoslar üçün – lazımi verim $Q_{həq}$, hidravlik mühərriklər üçün isə – onun valında lazımi moment $M_{m\ v}$ və dövrlər sayıdır n_m .

Nasosların hesabında birinci növbədə onun nəzəri verimi təyin edilir:

$$Q_{n\ nəz} = Q_{n\ həq} \frac{1}{\eta_{nhəc}}, \quad (1.3.53)$$

harada ki nasosun həcmi FİƏ $\eta_{nhəc} = 0,85...0,98$ qəbul olunur.

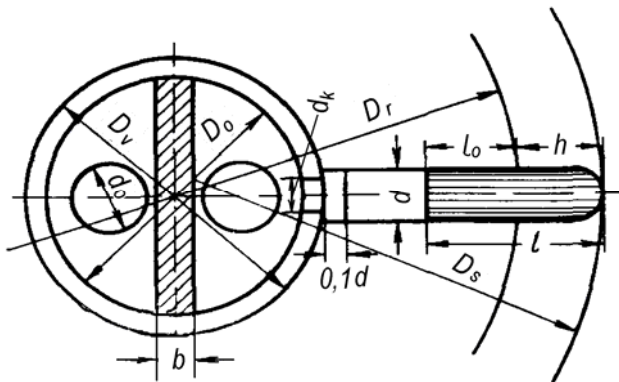
Porşenlərin gediş yolunun h onların diametrlərinə d olan nisbətini $\frac{h}{d} = \chi = 0,65...0,70$ arasında (şəkil 1.3.14), silindrlərin

sayını z bir sırada $z = 5, 7$ və ya 9 , porşenlərin təsirlərinin sayını i , silindr sıralarının sayını m (nasoslar üçün $m = 1, 2$, və ya 3 , hidravlik mühərriklər üçün $m \leq 6$) qəbul edərək, radial-porşenli hidravlik maşının işçi həcmi q_o aşağıdakı kimi tapılır ($m = 1$):

$$q_o = \frac{Q_{n n \partial z}}{n_n} = \frac{\pi d^2}{4} h z i = \frac{\pi d^3}{4} \frac{h}{d} z i . \quad (1.3.54)$$

Buradan silindrlərin diametri tapılır:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 q_o}{\pi z i \chi}} . \quad (1.3.55)$$



Şəkil 1.3.14. Radial-porşenli hidravlik maşınların hesablaması üçün sxem

Hesablanan d -nin qiyməti normal diametrlərin sırasından yaxın böyük standart qiymətinə, porşenlərin gediş yolu h isə yaxın cüt ədəd qiymətinə bərabər götürülür. Porşenlər və silindrlər arasındakı məsafə $0,015 \dots 0,035$ mm qəbul olunur. Kontakt gərginliklərini azaltmaq məqsədilə porşenlərin diametri adətən $d = 10 \dots 26$ mm götürülür.

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

Porşenlərin normal işləməsi üçün onların uzunluğu l (şəkil 1.3.14) olmalıdır:

$$l = 2e + d, \quad (1.3.56)$$

harada e – ekssentrisitetin qiymətidir, $e = 3...10$ mm qiymətlər arası qəbul olunması tövsiyə olunur. Porşenlərin silindrlərə daxil olunması l_o aşağıdakı qiymətlərdən az olmamalıdır:

$$l_o = 1,5...2,0 d, \quad (1.3.57)$$

Rotorun oxu eyni zamanda paylayıcının funksiyasını yerinə yetirir və onun daxilində valın uzununa $k = 2$ və ya $k = 4$ sorma və vurma kanallar yerləşdirilir. Bu kanalların diametri maye axınının orta sürətindən v_s asılıdır: özüsoran nasoslar üçün $v_s = 3...4$ m/san, sormayan, maye nasosa təzyiq altında verilən halda nasoslar üçün $v_s = 5...6$ m/san qəbul olunur,

Onda, kanalların diametri d_o :

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q}{\pi k v_s}}. \quad (1.3.58)$$

Sorma və vurma boşluqlarının arasındakı divarın qalınlığı b adətən belə qəbul olunur:

$$b = d_k + 0,6 \text{ mm}, \quad (1.3.59)$$

harada d_k – paylayıcını silindrlərlə birləşdirən rotordakı dəliklərin diametridir. $d_k = (0,65...0,70)d$,

Rotor valının diametri D_o :

$$D_o = (4,5...5,0) d, \quad (1.3.60)$$

oymağın diametri isə $D_v = 1,1 D_o$ olur.

Alınan ölçülərə görə rotorun xarici diametri D_r :

$$D_r = D_v + 4e + d. \quad (1.3.61)$$

Statorun daxili diametri D_s :

$$D_s = D_r + 2e. \quad (1.3.62)$$

Radial-porşenli hidravlik maşınların hidravlik hissəsinin qalan həndəsi ölçüləri və onların möhkəmliyə hesablanmaları maşınqayırmada qəbul olunmuş metodikaya əsasən aparılır.

Misal 1.3.6.1

Aşağıdakı verilənlərə görə radial-porşenli nasosun əsas işçi parametrlərini və konstruktiv ölçülərini təyin etməli: nasosun verimi $Q_n = Q_{həq} = 40 \text{ dm}^3/\text{dəq}$; işçi təzyiq $p_n = 10 \text{ MPa}$; nasosun dövrlər sayı $n_n = 960 \text{ dövr}/\text{dəq}$; həcmi FİƏ $\eta_{həc} = 0,95$ və tam FİƏ $\eta_n = 0,90$; porşenlərin sayı $z = 7$ -dir.

Nasosun nəzəri verimi:

$$Q_{nəz} = Q_{həq} \frac{1}{\eta_{həc}} = 40 \frac{1}{0,95} = 42 \text{ dm}^3/\text{dəq},$$

Nasosun işçi həcmi:

$$q_o = \frac{Q_{nəz}}{n_n} = \frac{42000}{960} = 44 \text{ sm}^3/\text{dövr}.$$

Bir porşenin işçi həcmi tapırıq:

$$q_i = \frac{q_o}{z} = \frac{44}{7} = 6,28 \text{ sm}^3.$$

$h = 2e$ və $q_o = q_i z = \frac{\pi d^2}{4} h z = F 2e z$ düsturunu nəzərə alaraq və eksentrisiteti $e = 6 \text{ mm}$ qəbul edərək, bir porşenin en kəsik

sahəsi

$$F = \frac{q_i}{2e} = \frac{6,28}{2 \cdot 0,6} = 5,23 \text{ sm}^2$$

və porşenin diametri

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,23}{3,14}} = 2,58 \text{ sm}$$

alınır.

Porşenin diametrini $d = 26 \text{ mm}$ qəbul edək.

Porşenin uzunluğu (şəkil 1.3.14) :

$$l = 2e + d = 26 + 26 = 64 \text{ mm.}$$

Porşenlərin silindrlərə daxil olan hissələrinin uzunluğu l_o :

$$l_o = l - 2e = 64 - 2 \cdot 6 = 52 \text{ mm}$$

və bu alınan qiymət buraxıla bilən qiymətə bərabərdir:

$$l_o = 2 \cdot 26 = 52 \text{ mm.}$$

Rotor valının diametri D_o :

$$D_o = 5 \cdot d = 5 \cdot 26 = 130 \text{ mm.}$$

Rotor oymağının diametri:

$$D_v = 1,1 D_o = 1,1 \cdot 130 = 143 \text{ mm.}$$

Rotorun xarici diametri D_r :

$$D_r = D_v + 4e + d = 143 + 46 + 26 = 271 \text{ mm.}$$

Statorun daxili diametri D_s :

$$D_s = D_r + 2e = 271 + 2 \cdot 6 = 283 \text{ mm.}$$

Rotor valının daxilində 2 paylayıcı kanal və sorulan maye axının orta sürəti $v_s = 3 \text{ m/san}$ olduqda, kanalların diametri d_o :

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q_{nəz}}{\pi k v_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 42000}{3,14 \cdot 2 \cdot 300 \cdot 60}} = 1,22 \text{ sm.}$$

Nasosun faydalı gücü:

$$N_f = \Delta p \cdot Q_{həq} = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{40 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 1000} = 6,7 \text{ kVt.}$$

Nasosun gücü:

$$N_n = \frac{N_f}{\eta_n} = \frac{6,7}{0,90} = 7,5 \text{ kVt}$$

olmalıdır.

1.3.7. Aksial-porşenli nasoslar və hidravlik motorlar

1.3.7.1. Aksial-porşenli hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi

Yüksək təzyiqlər və yüksək məhsuldarlığa (sərfələrə) malik olduğuna görə rotorlu aksial-porşenli hidravlik maşınlar həcmi hidravlik intiqallarda geniş tətbiq olunurlar. Həmçinin, bu maşınlar fırlanan hissələrinin kiçik ətalətə, tənzimləmənin yüksək dəqiqliyinə və nisbi kiçik həndəsi ölçülərinə malikdirlər. Bu xüsusiyyətlərə görə onlar tənzimlənən və tənzimlənməyən nasoslar kimi səyyar (yol, tikinti, nəqliyyat maşınlarında, hava, su nəqliyyatı sistemlərində) komplekslərdə, idarə olunan hidravlik ötürücülərdə hidravlik motorlar kimi istifadə olunmaqla, onlar həmçinin izləyici hidravlik intiqallarda da geniş yayılmışlar.

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

Aksial-porşenli nasosların işçi həcmi $12...1000 \text{ sm}^3$ olaraq vurma təzyiqi 50 MPa və dəqiqədə 400...4500 dövrlər sayında verimi $1600 \text{ dm}^3/\text{dəq}$ ola bilər.

Aksial-porşenli hidravlik motorların işçi həcmi 200....1500 sm^3 qiymətlər arasında olaraq, işçi mayenin maksimal təzyiqində 40 MPa-da 5...4500 dövr/dəq sayında 5000 Nm moment yarada bilirlər.

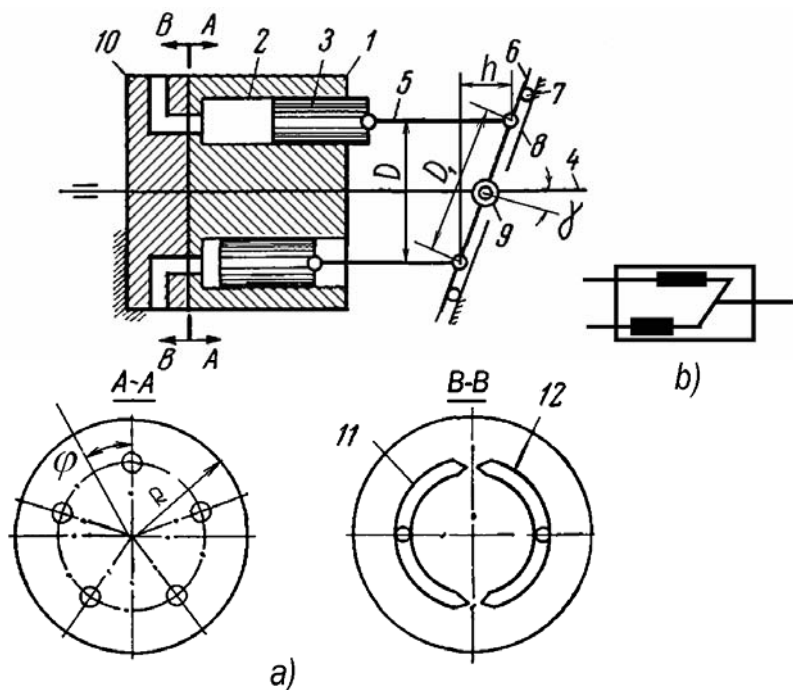
Fırlanan gövdəli aksial-porşenli hidravlik motorların işçi həcmi 200....1000 sm^3 arasında olmaqla, girişində 25 MPa-da 5...300 dövr/dəq dövrlər sayında onlar çıxış valında 3800 Nm burucu moment yarada bilir.

Hal hazırda aksial-porşenli hidravlik maşınların müxtəlif konstruksiyaları mövcuddur. Onların əsas xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, bu hidravlik maşınların işçi silindrləri rotorun oxuna paralel və ya məhdud bucaq altında yerləşərək, fəzada fırlanma hərəkətinə malikdirlər. Bu maşınlar aşağıdakı xüsusiyyətlərinə görə təsnif oluna bilər:

- konstruksiyasına görə:
 - maili diskli;
 - maili silindr bloku ilə;
- kinematikaya görə:
 - fırlanan silindr bloklu;
 - fırlanan diskli;
- tənzimləmə üsuluna görə:
 - dönən diskli;
 - dönən silindrlər bloku ilə.

İstehsalatda rotorlu-porşenli hidravlik maşınlardan ən geniş istifadə olunan maili diskli və maili blokla işləyən aksial-porşenli hidravlik maşınlardır.

Maili diskli işləyən aksial-porşenli hidravlik maşınlarda (şəkil 1.3.15) rotorun oxu hərəkətverici valın oxu ilə eynidir, porşenlər isə onların maili diskli şarnirlərlə (oynaqlarla) əlaqəsi olmasına görə hərəkətə gətirilir.



Şəkil 1.3.15. Porşenləri maili diskli rotorlu aksial-porşenli hidravlik maşının sxemi (a) və onun şərti işarəsi (b)

Rotor 4, silindrlər 2 və porşenlər 3 silindr bloku təşkil edirlər. Bu hidravlik maşın nasos rejimində işləməsi zamanı hərəkətverici val 4 vasitəsi ilə silindr bloku fırlanma hərəkətinə gətirilir. Maili disk 6 dayaq yastığı 7 ilə dayığa 8 söykənib, şarnir 9 vasitəsilə hərəkətverici vala birləşir.

Silindr blokunun fırlanması zamanı maili disk də maili müstəvidə fırlanaraq hərəkət edir və bunun nəticəsində porşenlər silindrlərə nisbətən irəli-geri hərəkəti yerinə yetirərək, eyni zamanda hərəkətverici valla birlikdə onun oxunun ətrafında da fırlanırlar. Nasos rejimində işləyərkən silindr blokunun bir yarımdövründə hər porşen mayenin sorma prosesini yerinə yetirir (porşenlər sağa doğru hərəkət edirlər), ikinci yarımdövründə isə

porşenlər əks istiqamətdə hərəkət edərək mayeni silindrlərdən sıxışdırıb xaric edirlər (porşenlər sola doğru hərəkət edirlər).

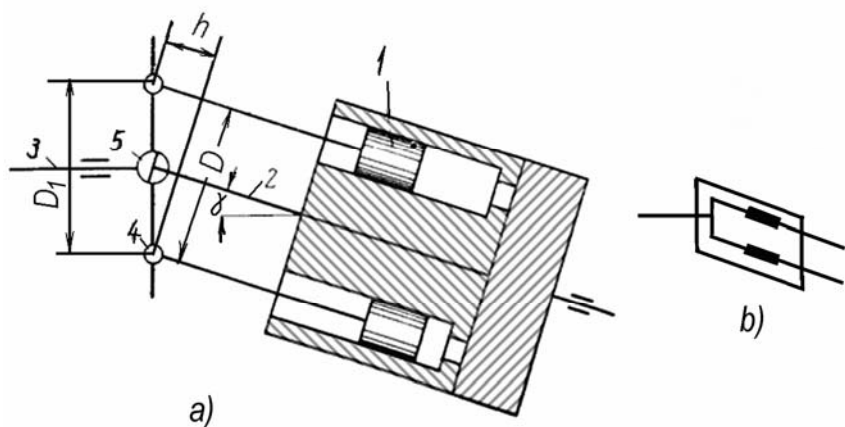
Bunun üçün paylayıcı diskdə *10* iki oraşşəkilli *11* və *12* qanovcuqlar mövcuddur (şəkildə qabaq kəsində paylayıcı *10* şərti olaraq 90° döndərilib) hansılar ki, blokda olan silindrlərlə ardıcıl olaraq birləşirlər. Bu qanovcuqların biri hidravlik maşının girişi ilə, o biri isə maşının çıxışı ilə birləşdirilir. Silindr blokunun (rotorun) fırlanma istiqaməti dəyişdikdə hidravlik maşının girişi ilə çıxışı da yerlərini dəyişirlər. Vurma boşluğunda olan təzyiqlərə qədər silindrlərdəki təzyiqlərini müntəzəm qaldırmaq üçün oraşşəkilli qanovcuqların uclarının sıxılması mövcuddur.

Porşenlərin sürgüqoluları ilə maili diskə şarnirlə birləşdirilməsinə görə bu tipli aksial-porşenli nasos hidravlik mühərrik (hidravlik motor) kimi işləyə bilər.

Porşenlərin maili diskə kontakt vasitəsi ilə (şarnirsis) birləşən tənzimlənən aksial porşenli nasosun porşenləri (plunjerləri) bilavasitə diskə söykənirlər və bu səbəbdən konstruksiyada oymaqlara (şarnirlərə) və sürgüqolularına (şatunlara) ehtiyac olmur. Bu tipli aksial porşenli maşınlarda rotorun fırlanması zamanı rotorla birləşməyən diskin *6* maili müstəvidə fırlanması yalnız sürtünmə qüvvələri nəticəsində baş verir və bununla porşenlərin irəli-geri hərəkətini təmin edir. Bu maşınlar nasos rejimində işləyərkən porşenlərin əks istiqamətdə (sorma prosesi) hərəkətləri porşenlərin daxilində olan qaytarıcı yayalar ilə yerinə yetirilir. Bu tipli hidravlik maşın hidravlik mühərrik kimi işləyən zaman bu yaylara ehtiyac olmur.

Porşenlərin gediş yolunu (yəni, nasosun verimini və hidravlik mühərrikin sərfini) tənzimləməsi dayaq diskinin bucağını γ_0 dəyişməklə yerinə yetirilir.

Maili hidravlik bloklu aksial-porşenli maşınların işləmə prinsipi (şəkil 1.3.16) maili diskə hidravlik maşınların işinin prinsipinə bənzəyir.



Şəkil 1.3.16. Maili hidravlik bloklu aksial-porşenli hidravlik maşınının sxemi (a) və onun şərti işarəsi (b)

Hidravlik blokun rotorunun oxu 2 ilə hərəkətverici valın oxunun 3 arasında bucaq olmasına görə silindrdəki porşenlərin 1 irəli-geri hərəkəti yerinə yetirilir. Şəkildə göstərilən üfüqi val 3 şaquli müstəvidə yerləşən disk 4 ilə vahid hissəni təşkil edir. Maşın nasos kimi işlədikdə val 3 – hərəkətverici val olur, mühərrik kimi işlədikdə isə val 3 hərəkətə gətirilən val olur. Bu valın silindr bloku ilə birləşməsi universal oynaq 5 ilə yerinə yetirilir. Bu tipli birləşmənin əsas nöqsanı ondan ibarətdir ki, universal oynaqın xüsusiyyətinə görə blokun fırlanma hərəkəti qeyri-müntəzəm olur və bu qeyri-müntəzəmlik işləmə zamanı maşının hissələrində yüksək ətalət qüvvələrinin əmələ gəlməsinə səbəb olur. Bunun nəticəsində də bu tipli maşınların fırlanma sürəti məhdudlaşır və belə maşınlar asta gedişli olurlar. Bu nöqsanı aradan qaldırmaq üçün belə maşınlarda cütləşmiş oynaqlardan (kardandan) istifadə olunur və bu zaman sürətin döyüntüsü aradan qaldırılır.

1.3.7.2. Rotorlu aksial-porşenli hidravlik maşınların əsas parametrləri

Qeyd etmək lazımdır ki, aksial porşenli hidravlik maşınların məhsuldarlığı radial porşenli maşınların məhsuldarlığı kimi tapıla bilər. Maili bloklu aksial porşenli hidravlik maşınların məhsuldarlığı (nasos kimi işləyəndə – verimi, mühərrik kimi işləyəndə isə – sərfi):

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} z n D \operatorname{tg} \gamma \quad (1.3.63)$$

burada $D \operatorname{tg} \gamma = h$ – porşenin maksimal addımı; γ – maili blokun bucağı (adətən $\gamma < 30^\circ$); $D = \frac{h}{\operatorname{tg} \gamma}$ – silindrlərin mərkəzlərinin yerləşdiyi dairənin diametridir.

Bu tipli aksial porşenli maşınların işçi həcmi:

$$q_o = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma. \quad (1.3.64)$$

Tənzimlənən maşının nəzəri məhsuldarlığı:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} z n \bar{u} D \operatorname{tg} \gamma_{\max}, \quad (1.3.65)$$

harada $\bar{u} = \frac{\gamma}{\gamma_{\max}}$ – hidravlik maşınların tənzimləyici parametridir;

$\gamma_{\max}$ – hidravlik blokun maili diskinin ən böyük bucağının qiymətidir; γ – isə blokun maili diskinin bucağının mövcud qiymətidir.

Maili diskli aksial-porşenli hidravlik maşınların işçi həcmi:

$$q_o = \frac{\pi d^2}{4} z D_l \sin \gamma; \quad (1.3.66)$$

orta məhsuldarlığı:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} z n D_l \sin \gamma. \quad (1.3.67)$$

Tənzimlənən maşının nəzəri məhsuldarlığı

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} z n \bar{u}_\gamma D_l \sin \gamma_{max}, \quad (1.3.68)$$

Maili bloklu aksial-porşenli maşınlar üçün orta nominal təzyiqlərdə məhsuldarlığın sərf əmsalı $\alpha = 0,95...0,97$, maili diskə olduqda $\alpha = 0,93...0,95$ olur.

Porşenlərə ox istiqamətində təsir edən qüvvə $P = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p$,

başqa tipli porşenli maşınlarda olduğu kimi, yəni nasos kimi işləyərkən, mayeni sıxışdırır, mühərrik kimi işləyərkən isə rotorun fırlanmasını yaradır.

Ştokların maili diskə və oynaqda birləşdirilməsində yaranan qüvvəni (şəkil 1.3.17) iki təşkiledicilərinə N (diskə perpendikulyar) və S (disk müstəvisində yerləşən) ayırsaq, alınır:

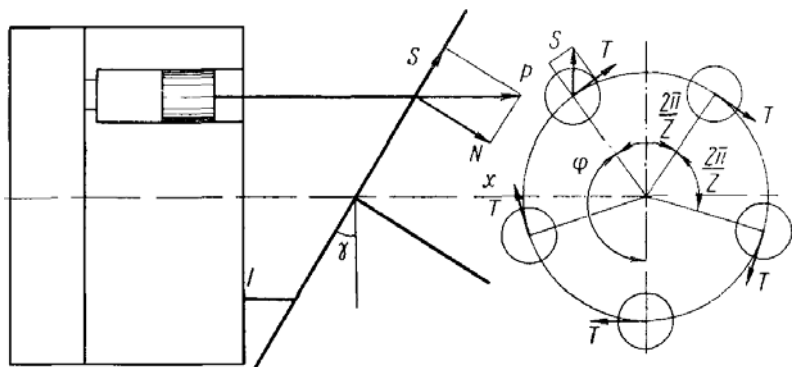
$$N = P \cos \gamma; \quad (1.3.69)$$

$$S = P \sin \gamma. \quad (1.3.70)$$

Qüvvə N hərəkətverici valın dayaqlarına və eyni zamanda maşının tənzimləyici mexanizminə təsir edir. S qüvvəsinin təsirini təyin etmək üçün bu qüvvəni öz növbəsində iki təşkiledicilərinə ayırmaq lazımdır. Onların biri fırlanan diskin oxu ilə istiqamətləndirilir, o biri isə T – diskin radiusuna

perpendikulyardır. Həmin bu qüvvə $T = S \sin \varphi$, diskin oxuna nəzərən hər bir porşenlə cari momenti M_i yaradır:

$$M_i = TR = PR \sin \gamma \sin \varphi \quad (1.3.71)$$



Şəkil 1.3.17. Aksial-porşenli nasosda təsir edən qüvvələrin hesablaması üçün sxem

Təzyiq sahəsində eyni vaxtda yerləşən porşenlərin hamısını nəzərə aldıqda, onda aksial-porşenli hidravlik maşının valında orta moment M bərabərdir:

$$M = \Delta p \frac{q_o}{2\pi} = (p_1 - p_2) \frac{q_o}{2\pi} = (p_1 - p_2) \frac{d^2}{8} z D_l \sin \gamma . \quad (1.3.72)$$

Beləliklə, rotorun valının sabit fırlanma sürətində aksial porşenli maşınların burucu momenti diskin (blokun) maillik bucağının γ funksiyasıdır. Bu tipli hidravlik maşının sərfinin maksimal qiymətində (sərf maillik bucağından γ asılıdır) burucu moment maksimal qiymətə malikdir və əksinə – minimal sərfdə isə minimal qiymətə malikdir.

Şarnirlərdə kontakt qüvvəsinin böyük olmasından və çox sürtünmə qüvvəsi yarandığından maili bloklu hidravlik maşınların mexaniki FİƏ maili diskli hidravlik maşınlarda olduğundan yüksək olur. Bu da dövrlər sayı geniş miqyasda dəyişən hidravlik motorların işinə çox təsir edir. Dövrlər sayı n -in kiçik qiymətlərində porşenlərin sürətləri az olduqda silindr ilə onlar arasında sürtünmə sərhədi yaranır. Sürtünmə momenti artır, bu da yüksək $n \approx 25...50 \text{ dm}^3/\text{dəq-də}$ maili bloklu hidravlik motorların müntəzəm olmayan fırlanmasına səbəb olur.

1.3.7.3. Aksial-porşenli hidravlik maşınların konstruksiyaları

Aksial-porşenli hidravlik maşınların konstruksiyaların müxtəlifliyinin geniş olmasına görə onların təsnifatı aşağıda göstərilən amillərə görə aparılır:

- 1) hidravlik blokun hərəkətinə görə iki yerə bölünür:
 - rotorlu aksial-porşenli hidravlik maşınlar, bunlarda hidravlik blok porşenlərlə birgə fırlanır;
 - qeyri-rotorlu aksial-porşenli hidravlik maşınlar – bunlarda hidravlik blok tərpənməzdir,
- 2) hidravlik maşınlarda qüvvələrin ötürmə üsuluna görə:
 - asinxronlu qüvvəli kardanla;
 - kardansız;
 - iki kardanlı qüvvəsiz kardanla;
 - şatunlu (sürgüqollu);
 - şatunsuz (sürgüqolsuz),
- 3) porşenlərin maili disklə kontaktının (təmasının) növünə görə:
 - nöqtədə toxunma ilə;
 - başmaqlarla;
 - şarnirlərlə (oymaqlarla),
- 4) paylayıcının konstruksiyasına görə:

- sferik yan paylayıcı ilə;
- müstəvi yan paylayıcı ilə;
- klapanlı;
- zolotnikli və s.

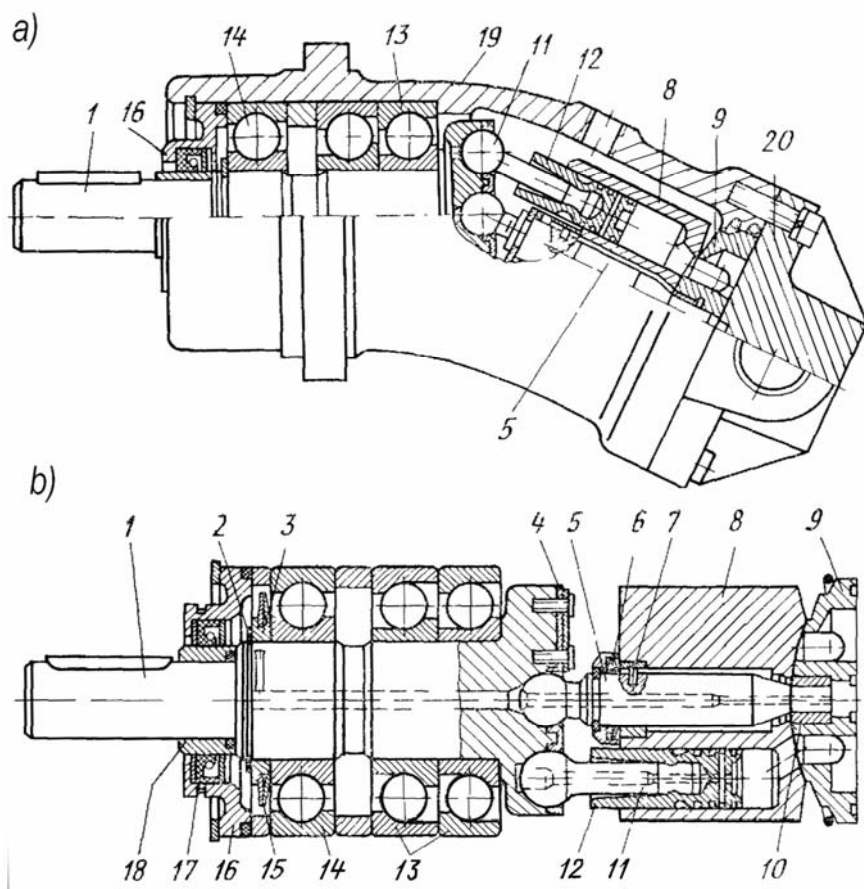
Qeyd olunduğu kimi, aksial-porşenli hidravlik maşınlar kinematik sxemlərinə görə iki növ olurlar:

- maili silindrlər bloklu (tənzimlənməyən – şəkil 1.3.18, tənzimlənən – şəkil 1.3.19)
- maili diskli hidravlik maşınlar (tənzimlənməyən – şəkil 1.3.20, tənzimlənən – şəkil 1.3.21).

Geniş yayılmış maili bloklu tənzimlənməyən aksial-porşenli hidravlik maşının konstruksiyasının ümumi görünüşü şəkil 1.3.18-də verilmişdir.

Tənzimlənməyən maili bloklu aksial-porşenli hidravlik maşının iş prinsipi bundan ibarətdir. Aksial-porşenli maşının fırlanan (yellənən) hissəsi (şəkil 1.3.18, *b*) çıxış valından *1*, sürgü qollarla *11* yeddi porşendən *12*, radial *14* və qoşalı radial-dayaqlı *13* diyircəkli yastıqlardan, silindrlər blokundan *8*, mərkəzə uyğunlaşdırılmış sferik paylayıcıdan *9* və mərkəzi mildən *5* ibarətdir. Yastıqlarının daxili həlqələrin mərkəz oxuna görə yerdəyişməsi iki ədəd yaylı həlqələrlə *15*, oymaq *3* və təsbitedici halqa *2* ilə yerinə yetirilir. Qabaq qapaqda *16* oymağa *18* sıxılan armaturalaşdırmış manjet *17* qoyulub.

Mərkəzi mil *5* bir tərəfdən sferik başlıqla valın flansdakı yuvaya, o birisi isə – paylayıcıya *9* kiplənmiş bürünc oymağa *10* dirənir. Valın *1* aparıcı diskinə sferik yuvalarına yeddi ədəd sürgüqolu *11* qoyulub və həlqə ilə *4* bərkidilib. Şatunlara *11* yeddi ədəd porşen *12* bərkidilmişdir. Porşenlər silindrlər blokunda *8* yerləşir. *20* sayılı qapağın daxili tərəfində paylayıcı *9* qoşulub, hansı ki iki qövşşəkilli yuvası qapağın eyni şəkili yuvaları ilə uyğunlaşib.



Şəkil 1.3.18. Tənzimlənməyən maili bloklu aksial-porşenli hidravlik maşının konstruksiyasının sxemi:

a – ümumi görünüşü; *b* – daxili (yellənən) düyünü:

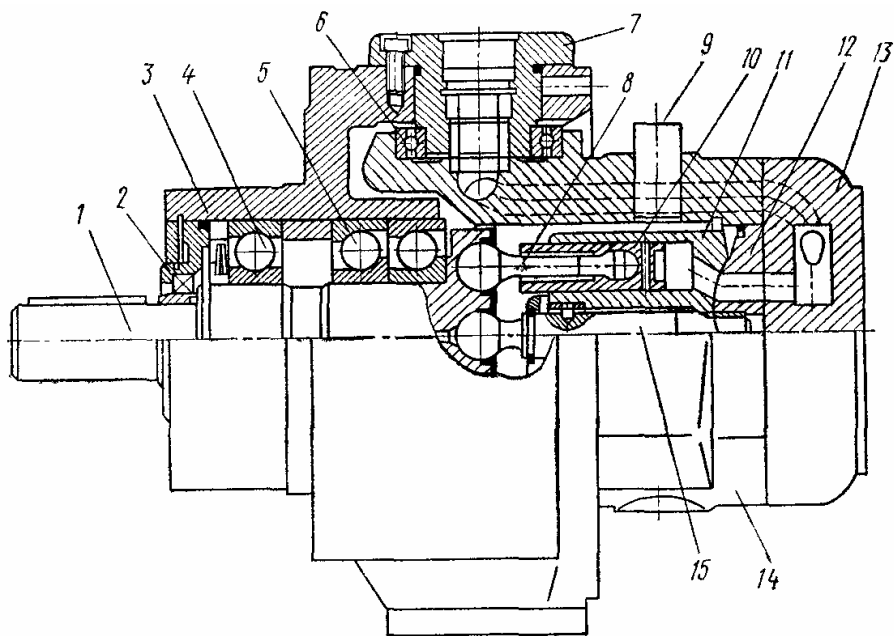
- 1 – val; 2, 4 – təsbitedici həlqələr; 3, 10 – oymaqlar;
 5 – mərkəzi mil; 6 – mərkəzi milin sıxıcı yayı və onun qapağı;
 7 – porşen; 8 – silindrlər bloku; 9 – paylayıcı; 11 – sürgü qollar;
 12 – porşenlər; 13 – qoşa radial-dayaqlı diyircəkli yastıqlar;
 14 – radial diyircəkli yastıq; 15 – yaylı həlqələr; 16 – qapaq qapaq;
 17 – stopor həlqəsi; 18 – oymaq; 19 – gövdə; 20 – arxa qapaq

Mərkəzi mil sferik boşqabvarı yayın 6 köməkliyi ilə paylayıcının sferik səthinə elə sıxılıb ki, blokun fırlanma zamanı silindrlərin boşluğundan müəyyən ardıcılıqla qövşşəkilli yuvalarla paylayıcı uyğunlaşır. Yellənən hissə gövdə 19-da quraşdırılıb və stopor həlqə 17 ilə qeyd olunub.

Hidravlik mühərrik rejimində iş zamanı hidravlik blokun silindrlərinə təzyiq altında işçi maye daxil olub, sürgü qollarını hərəkətə gətirir, və onlar öz növbəsində dayaq həlqəni fırladaraq, aparıcı valı hərəkətləndirir.

Maili bloklu tənzimlənən aksial-porşenli hidravlik maşının konstruksiyasının sxemi şəkil 1.3.19-də göstərilmişdir. Aparıcı val 1 dəliklərində dayaqlarda sürgü-qollarının 8 başlıqları yerləşən aparıcı diski fırladır. Sferik paylayıcı 12 ilə mərkəzləşdirilən və ona sferik başlıqlı vala 15 geydirilmiş yay 6 ilə sıxılan rotor 10 isə yalnız həmin sürgü-qolları ilə hərəkətə gətirilir. Fırlanan disk silindrik diyircəkli yastıqda 4 yerləşdirilib, ox istiqamətli qüvvələr isə dayaq diyircəkli yastığına 5 ötürülür, ondan isə nasos blokunun 11 gövdəsinin sferik səthinə verilir. Nasosun işinin tənzimləməsi hidravlik blokun 11 döndərilməsi 9 ilə yerinə yetirilir. Təzyiqli maye axınının vurma çıxışı dönmə hərəkətli hidravlik blokunda yerləşməsi bu maşının əsas nöqsanıdır. Nasosun sorma dəliyinin hərəkətli hidravlik blokunda yerləşməsinə görə bu nasos işçi maye tutumunda tam batırılmış şəraitdə istismar olunur. Bu isə işçi maye tutumunun böyük həcmli olmasını tələb edir.

Maili bloklu hidravlik maşınların yellənən hissələrinin olmasına görə böyük çatışmazlığı vardır. Şatunun (sürgüqolunun) 11 (şəkil 1.3.18) (8 şəkil 1.3.19-də) sferik başlığı valın 1 qurtaracağında konsol şəkillində yerləşən aparıcı diskə söykənir. Diskə tətbiq edilmiş normal və yan konsollu qüvvələr yastıqları 13 (şəkil 1.3.18) (5 şəkil 1.3.19-də) çox yükləyir. Bu yastıq hissəsinin böyüməsinə və hidravlik maşının yellənən hissələrinin ölçüsünə bərabər olmasına gətirir



Şəkil 1.3.19. Maili bloklı tənzimlənən aksial-porşenli hidravlik maşının konstruktiv sxemi

1 – val, 2, 13 – qapaq, 3 – gövdə; 4, 6 – diyircəkli yastıq; 5 – qoşalanmış radial diyircəkli yastıq; 7 – flans; 8 – sürgü qolu; 9 – sapfa; 10 – porşen; 11 – silindrlər bloku; 12 – paylayıcı; 14 – dönnən gövdə; 15 – mərkəzi mil (şip).

Aparıcı valın bir dövrəsinə, hər porşen ikiqatlı hərəkət edir, bununla silindrlər blokundan çıxan porşenlər işçi maye ilə dolur, əks istiqamətdə hərəkət edərkən onlar çıxış hidravlik xəttinə sıxıb çıxarır.

Hidravlik motor rejimində işləyən aksial-porşenli maşının çıxış valının dövrlər sayı daxil olan işçi mayenin həcmi sərfindən və blokunun bucağından asılıdır. Silindrlər blokunun bucağı və istiqaməti dəyişdiriləndə, hidravlik mühərrikin valının dövrlər sayı

və fırlanma istiqaməti də dəyişir. Əgər silindrlər blokunun əyilmə bucağı sabitdirsə, onda hidravlik maşın tənzimlənməyən olur, yəni onun hidravlik işçi həcmi sabitdir.

Maili bloklu tənzimlənməyən hidravlik maşınlarda γ (şəkil 1.3.16) bucağının qiyməti yalnız onların quruluşundan asılı olaraq $\gamma = 25...30^\circ$, bəzən 40° -yə kimi olur. Beləliklə, maili bloklu maşınlarda məhsuldarlığın lazımi qiymətinin alınması porşenin kiçik diametrində və maili blokun diametrinin kiçik qiymətində mümkündür. Bu da bu tipli maşınlarda işçi orqanın kiçilməsinə səbəb olur.

Maili diskli tənzimlənməyən hidravlik maşınlarının bir növünün – Г15-2 tipli aksial-porşenli hidravlik motorun konstruksiyası şəkil 1.3.20-də göstərilmişdir. Bu tipli hidravlik motorlarda şatunsus intiqallı, ikirotorlu və porşenlərin sferik yan başlıqların maili diskə təması nöqtə kontakt şəkilində olan konstruksiyası tətbiq olunmuşdur. İşçi mayenin təzyiq düşküsu $\Delta p = 5,0$ MPa olduqda motorun növündən asılı olaraq onun çıxış valında 5...100 N·m burucu moment yaradıla bilər.

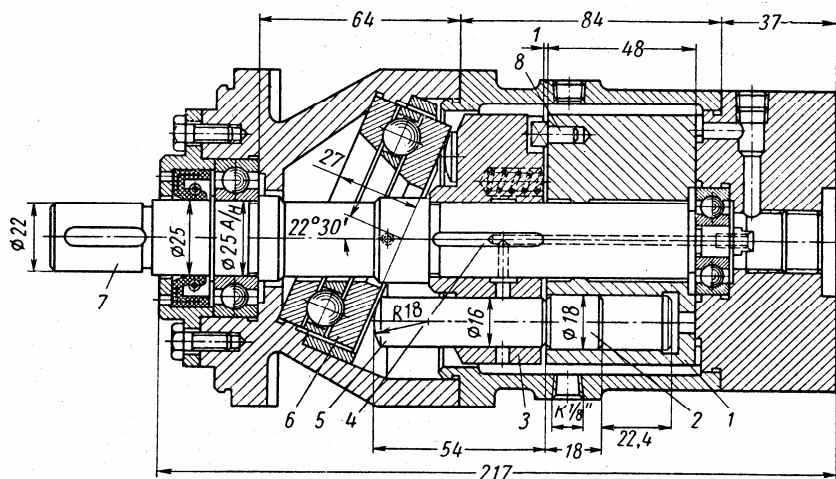
Hidravlik motorun əsas hissələri: daxilində olan porşenlər 2 hidravlik blok – rotor 1; daxilində yerləşən itələyicilər 5 rotor 2; diyircəkli dayaq yastıq 6; aparıcı val 7. İş zamanı fırladıcı moment rotor 1-dən ştift 8 vasitəsilə rotor 3-ə və ondan işgil 4 ilə aparıcı (çıkış) valına 7 ötürülür.

Maili diskli tənzimlənen Г15-14 tipli aksial-porşenli hidravlik motorun konstruksiyası şəkil 1.3.20-də göstərilmişdir.

Bu tipli tənzimlənen aksial-porşenli nasosda maili dayaq diskdən və yastı yan paylayıcıdan istifadə olunan konstruksiyası tətbiq olunub. Valın 1 fırlanma hərəkəti işgil 4 vasitəsilə barabana 5 ötürülür, hansı ki yüyənlə 6 silindrlər blokunu 8 özü ilə fırladır. Dayaq diskin 2 maili yerləşməsinə görə itələyicilər 11 və plunjerlər 10 mürəkkəb hərəkətdə iştirak edirlər: nasos valının ətrafında –

fırlanma və silindrlər blokunun divarlarına nisbətən – irəli-geri hərəkətləri yerinə yetirirlər.

Maili diskli tənzimlənən $\Gamma 15-14$ tipli aksial-porşenli hidravlik motorun konstruksiyası şəkil 1.3.20-də göstərilmişdir.

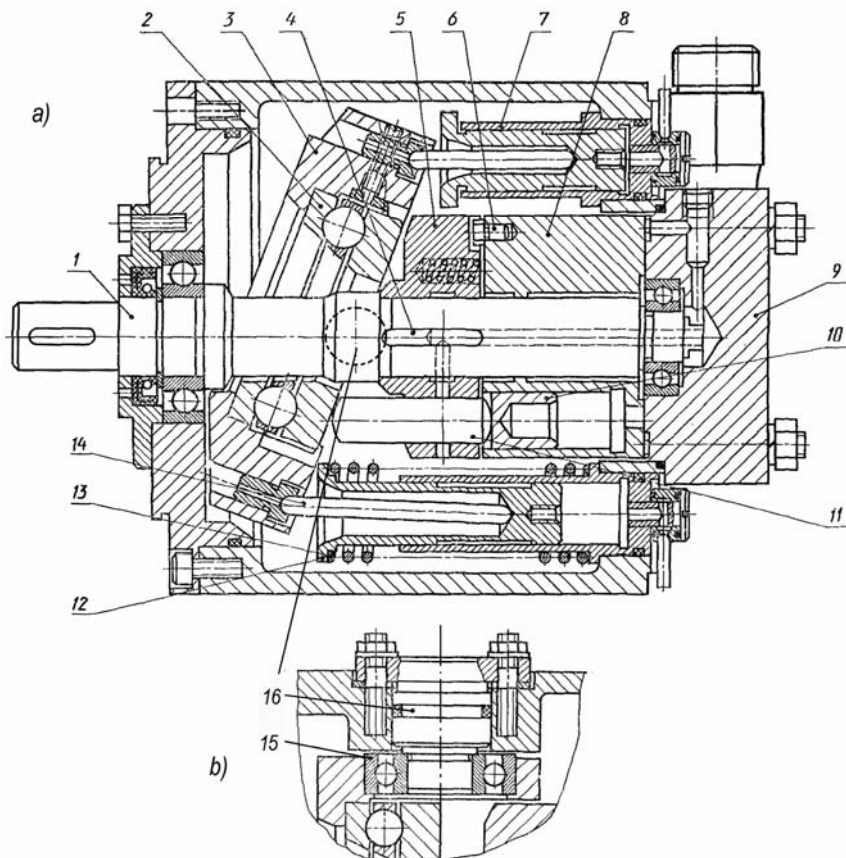


Şəkil 1.3.20. Maili diskli tənzimlənənməyən $\Gamma 15-2$ tipli aksial-porşenli hidravlik motorun konstruksiyası

Bu tipli tənzimlənən aksial-porşenli nasosda maili dayaq diskdən və yastı yan paylayıcıdan istifadə olunan konstruksiyası tətbiq olunub. Valın 1 fırlanma hərəkəti işgil 4 vasitəsilə barabana 5 ötürülür, hansı ki yüyənlə 6 silindrlər blokunu 8 özü ilə fırladır. Dayaq diskin 2 maili yerləşməsinə görə itələyicilər 11 və plunjerlər 10 mürəkkəb hərəkətdə iştirak edirlər: nasos valının ətrafında – fırlanma və silindrlər blokunun divarlarına nisbətən – irəli-geri hərəkətləri yerinə yetirirlər.

Bu tipli tənzimlənən aksial-porşenli nasosda maili dayaq diskdən və yastı yan paylayıcıdan istifadə olunan konstruksiyası tətbiq olunub. Valın 1 fırlanma hərəkəti işgil 4 vasitəsilə barabana 5 ötürülür, hansı ki yüyənlə 6 silindrlər blokunu 8 özü ilə fırladır.

Dayaq diskin 2 maili yerləşməsinə görə itələyicilər *11* və plunjerlər *10* mürəkkəb hərəkətdə iştirak edirlər: nasos valının ətrafında – fırlanma və silindrlər blokunun divarlarına nisbətən – irəli-geri hərəkətləri yerinə yetirirlər.



Şəkil 1.3.21. Maili diskli tənzimlənən 2Γ15-14 tipli aksial-porşenli nasos

1 – val; *2* – dayaq həlqəsi; *3* – maili disk; *4* – işgil; *5* – baraban;
6 – yüyən; *7* – idarəedicisi silindri; *8* – silindrlər bloku; *9* – arxa qapaq;
10 – plunjer; *11* – itələyici; *12* – porşen; *13* – yay; *14* – mil;
15 – diyərcəkli yastıq; *16* – tərpənməz sapfa.

Bu tipli tənzimlənən aksial-porşenli nasosda maili dayaq diskdən və yastı yan paylayıcıdan istifadə olunan konstruksiyası tətbiq olunub. Valın 1 fırlanma hərəkəti işgil 4 vasitəsilə barabana 5 ötürülür, hansı ki yüyənlə 6 silindrlər blokunu 8 özü ilə fırladır. Dayaq diskin 2 maili yerləşməsinə görə itiləyicilər 11 və plunjerlər 10 mürəkkəb hərəkətdə iştirak edirlər: nasos valının ətrafında – fırlanma və silindrlər blokunun divarlarına nisbətən – irəli-geri hərəkətləri yerinə yetirirlər.

Dayaq həlqəsi 2 radial-dayaq diyircəkli yastıq şəkilində hazırlanıb və maili diskin 3 oyuğunda yerləşdirilib, hansı ki dayaq yastıqlar 15 vasitəsilə tərpənməz sapfalar 16 üzərinə oturdulub (şəkil 1.3.2, b).

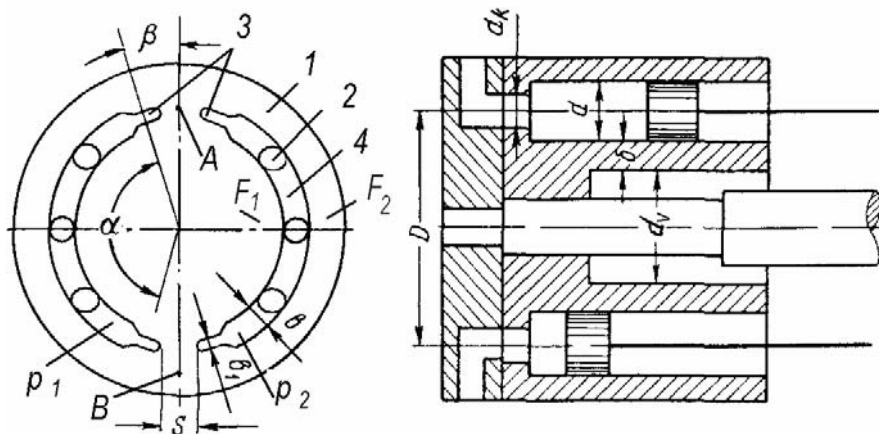
Nasosun işçi həcmi idarəedici silindrinin 7 porşenin və milin 14 vasitəsilə maili diskin 3 onun üfüqi oxunun ətrafında fırladaraq tənzim olunur. Yaylar 13, porşenlər 12 və mil 14 nasosun iş zamanı maili diskinin mailik bucağını maksimuma artırmağını idarəedici silindr məhdudlaşdırır və bununla nasosun verimi yalnız tənzimləyici silindrdəki idarəedici təzyiqdən asılı olur. Tənzimləyici blok nasosun arxa qapağının 9 xarici səthinə təsbit edilib.

Kontakt yükünün artması maili diskin mailik bucağının γ qiymətini $15...18^\circ$ -yə kimi məhdudlaşdırır.

1.3.7.4. Aksial-porşenli hidravlik maşınların əsas konstruktiv parametrlərinin hesabı

Aksial porşenli hidravlik maşınların hesablanması ilə radial-porşenli maşının hesablanması müəyyən qədər oxşarlıq vardır. Aksial porşenli hidravlik maşınların xüsusiyyəti silindr blokunun daxilində valın yerləşdirilməsindən ibarətdir. Buna görə də silindrlərin başlanğıc dairəsinin diametrini D tapmaq üçün əvvəl valın diametrini və əgər varsa, yayın ölçülərini təyin etmək lazımdır.

Təxmini olaraq aksial porşenli hidravlik maşınların hesablanması aşağıdakı kimi aparmaq olar.



Şəkil 1.3.22. Aksial-porşenli hidravlik maşının hesablanması üçün sxem

Nasosun nəzəri verimi ($Q_{nəz}$) məlum olduqda porşenlərin diametri aşağıdakı düsturla tapılır:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 Q_{nəz}}{\pi z m n \operatorname{tg} \gamma}} \quad (1.3.73)$$

harada $m = \frac{D}{d}$ – konstruktiv əmsaldır, hansı ki, ilkin olaraq porşenlərin sayından z asılı olaraq aşağıdakı cədvəldən 1.3.1-dən götürülür.

D və d qiymətləri konstruktiv mülahizələri nəzərə alaraq götürülür.

Porşenlərin gediş yolu – addımı $h = D \operatorname{tg} \gamma$ kimi götürülür, γ isə diskin maili bucağı 20° qədər, nadir hallarda isə 25° götürülür. Onda başlanğıc dairənin diametri:

$$D = d_v + 2\delta + d, \quad (1.3.74)$$

Cədvəl 1.3.1

Konstruktiv m əmsalının porşenlərin
sayından z asılılığı

z	7	9	11
$m = \frac{D}{d}$	3,1	3,6	4,5

burada, d_v – valın diametri, δ - silindrlərin daxili səthləri ilə blokunun daxili səthləri arasındakı məsafədir (şəkil 1.3.22).

Qeyd etmək lazımdır ki, bu tipli hidravlik maşının səmərəli işləməsi üçün paylayıcı tərtibat ilə silindrlər bloku arasında orta toxunma təzyiqinin qiyməti minimal olmalıdır. Lakin, eyni zamanda hermetikliyi təmin etmək üçün bu iki təmasda olan səthlərin arasında məsafə kifayət qədər olmalıdır. Buna görə bu iki səthlərin paylayıcı tərtibatının və porşenlər blokunun yan səthlərinin həndəsəsinə və emal təmizliyinə yüksək tələbat qoyulur. Onların yağlanması üçün xüsusi qanovcuqlar nəzərdə tutulmalıdır. Həmin bu iki detal arasında mütləq ara olmalıdır və bu aralarda mayenin təzyiqi oraqvarı qanovcuğun mərkəzində olan maksimal qiymətindən paylayıcı radiusun periferiya istiqamətinə 0-a qədər dəyişir. Əgər təzyiqin dəyişməsinə xətti qanunu ilə qəbul etsək, onda bloku paylayıcı diskdən ayırmaq istəyən qüvvəni aşağıdakı kimi tapmaq olar:

$$P_1 = \pi p D \frac{\alpha}{2\pi} b = 0,5(F_1 + F_2), \quad (1.3.75)$$

burada F_1 və F_2 – hidravlik blokla paylayıcı disk arasında olan daxili və xarici kontakt sahələridir.

Silindr bloku ilə paylayıcı diski bir-birinə sıxan qüvvə təzyiq zonasında porşenlərin sayından asılı olaraq aşağıdakı kimi tapılır:

$$P_2 = p \frac{\pi d^2}{4} \frac{z-1}{2} . \quad (1.3.76)$$

Blokla disk arasında kipləşdirmənin etibarlılığını təmin etmək üçün

$$P_2 = 1,1 P_1 \quad (1.3.77)$$

qəbul olunur.

Adətən toxunma (kontakt) təzyiqinin orta qiyməti hidravlik maşınların nominal təzyiqinin 15...20%-i qədər götürülür. Paylayıcı diskin qanovcuqlarının eni d_k (şəkil 1.3.22) diametrinin qiymətinə bərabər götürülür, o biri ölçülər isə aşağıdakı kimi qəbul olunur:

$$s = (1,1 \dots 1,2) d \text{ və } b_1 = \frac{1}{3} b, \quad \beta = 8 \dots 10^\circ$$

Aksial porşenli hidravlik maşınların istehsalında yüksək keyfiyyətli materiallar və yüksək səviyyəli maşınqayırma texnologiyası tələb olunur. Bu maşınların ümumi FİƏ 0,85...0,95 qiymətinə qədər ola bilər.

Misal 1.3.7.1

Aşağıdakı verilənlərə görə aksial-porşenli nasosun əsas ölçülərini təyin etməli: nasosun faydalı (həqiqi) məhsuldarlığı $Q_f = 140 \text{ dm}^3/\text{dəq.}$, işçi təzyiq $p = 20 \text{ MPa}$, rotorun fırlanma sürəti $n = 1460 \text{ dövr/dəq.}$, porşenlərin sayı $z = 7$, həcmi FİƏ $\eta_{hac} = 0,97$, diskin mailliyi bucağı $\gamma = 18^\circ$ (şəkil 1.3.15).

Həlli:

Nasosun nəzəri verimi:

$$Q_{nəz} = \frac{Q_f}{\eta_{həc}} = \frac{140}{0,97} = 145 \text{ dm}^3/\text{dəq.}$$

Nasosun işçi həcmi:

$$q_n = \frac{Q_{nəz}}{n} = \frac{145 \cdot 10^3}{1460} = 99 \text{ sm}^3/\text{dövr}$$

Onda bir porşenin işçi həcmi:

$$q_p = \frac{q_n}{z} = \frac{99}{7} = 14,2 \text{ sm}^3.$$

Porşenin addımını $h = 26 \text{ mm}$ qəbul edərkən, onun işçi sahəsi $f = 5,5 \text{ sm}^2$ və porşenin diametri $d = 2,65 \text{ sm} = 26,5 \text{ mm}$ bərabər olmalıdır.

Başlangıç dairənin diametri

$$D = \frac{h}{\text{tg} \gamma} = \frac{26}{0,32} = 82 \text{ mm.}$$

Nasosun gücü

$$N_n = Q_{nəz} p = \frac{145 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 48,3 \text{ kVt}$$

Misal 1.3.7.2.

Aşağıdakı verilənlərə görə aksial-porşenli hidravlik motorun əsas işçi parametrlərini təyin etməli: valda yüklənən burucu

1.3. Həcmi hidravlik ittiqalların hidravlik maşınları

moment $M_m = 30 \text{ N}\cdot\text{m}$, valın fırlanma sürəti $n = 980 \text{ dövr/dəq}$, mühərrikin işçi təzyiqi $p = 10 \text{ MPa}$, mexaniki FİƏ $\eta_{mex} = 0,85$, silindrlər blokunun maillik bucağı $\gamma = 20^\circ$, həcmi FİƏ $\eta_{hac} = 0,95$ (şəkil 1.3.16).

Həlli:

Hidravlik motorun nəzəri burucu momenti

$$M_{nəz} = \frac{M_m}{\eta_{mex}} = \frac{300}{0,85} = 353 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

Mühərrikin işçi həcmi:

$$\begin{aligned} q_m &= \frac{2\pi}{p} M_{nəz} = \frac{6,28}{10 \cdot 10^6} \cdot 353 = \\ &= 221 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{dövr} = 221 \text{ sm}^3/\text{dövr}. \end{aligned}$$

Hidravlik mühərrikin nəzəri sərfi:

$$Q_{nəz} = q_m n = 221 \cdot 10^{-6} \cdot 980 = 0,217 \text{ m}^3/\text{dəq} = 217 \text{ dm}^3/\text{dəq}.$$

Hidravlik motorun həqiqi sərfi;

$$Q_{həq} = \frac{Q_{nəz}}{\eta_{hac}} = \frac{217}{0,95} = 229 \text{ dm}^3/\text{dəq}.$$

Porşenlərin sayını $z = 9$, konstruktiv parametri $m = \frac{D}{d_p} = 3,6$

qəbul etsək, porşenin diametri:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{4 Q_{nəz}}{\pi z m n t g \gamma}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 217000}{3,14 \cdot 9 \cdot 3,6 \cdot 980 \cdot 0,363}} = 4,89 \text{ sm.}$$

Silindrlər blokunun başlanğıc diametri:

$$D = d_p m = 4,89 \cdot 3,6 = 17,6 \text{ sm.}$$

Hidravlik mühərrikin gücü:

$$N_m = \frac{Q_{həq} p}{1000} = \frac{229 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 38,2 \text{ kVt.}$$

1.3.8. Lövhəli nasoslar və hidravlik motorlar

1.3.8.1. Lövhəli hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi

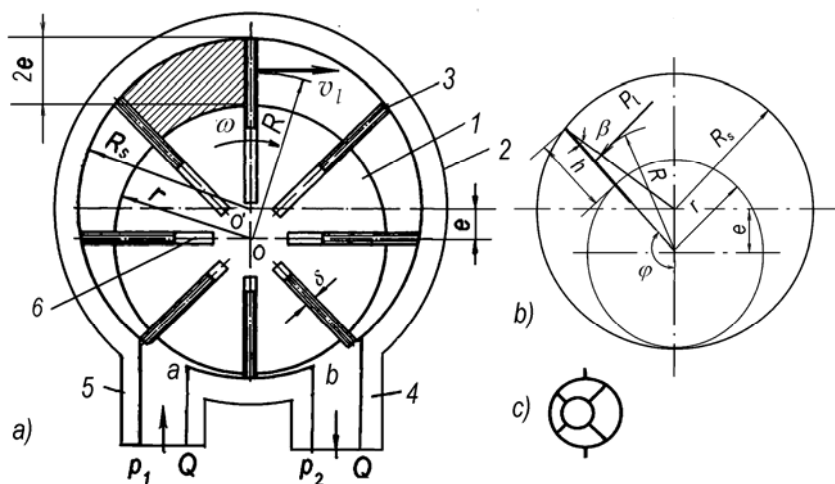
Bu nasoslar və hidravlik mühərriklər 7...14 MPa qədər, nadir hallarda 16 MPa təzyiq, sabit və dəyişən məhsuldarlıq üçün istehsal olunur və maşınqayırma dəzgahlarının hidravlik intiqallarında və digər maşın alətlərində geniş istifadə edilir. Bunlar iş prinsipinə görə pistonlu nasoslara daha yaxındır.

Bu maşınlar əndazə ölçüsü kiçik, FİƏ yüksək ən geniş yayılanı ikitəsirli lövhəli nasoslardır. Bu hidravlik maşınlar etibarlılığı ilə başqa hidravlik maşınlardan fərqlənir. Lövhəli nasoslar maşınqayırma dəzgahlarında yağları və başqa özlülü mayeləri nisbətən kiçik məhsuldarlıqda (5...200 dm³/dəq) vurmaq üçün tətbiq olunur.

Adətən bu növ nasosların işçi lövhələrinin minimum sayı 2, maksimal sayı isə 12 ədəd olur.

Lövhəli birtəsirli sadə (birtəsirli) hidravlik maşının prinsipial sxemi şəkil 1.3.23-də göstərilib. Bu tipli nasosların işləmə prinsipi nasosun işçi kameralarının həcmi sıxışdırıcılar – lövhələr

vasitəsilə sıxışdırıb mayeni təzyiq altında çıxarmaqdan ibarətdir. Hidravlik motorların işləmə prinsipi isə təzyiq altında daxil olan maye axınının lövhələrə təsiri ilə işçi kameraların artmasına və onların yerdəyişməsinə əsaslanır.



Şəkil 1.3.23. Birtəsirli lövhəli hidravlik maşının sxemi (nasos rejimi):

a – konstruktiv sxemi; b – kinematik sxemi; c – şərti işarəsi

1 – rotor; 2 – stator; 3 – lövhə; 4, 5 – gətirən və
aparan pəncərələr; 6 – lövhə üçün rotorda oyuc.

Birtəsirli sadə lövhəli hidravlik maşının əsas hissəsi hərəkət etməyən statorun 2 daxilində e eksentrisitetlə yerləşən fırlanan rotor l -dir (şəkil 1.3.23).

Rotorun oyuqlarında (pazlarda) 6 lövhələr 3 yerləşirlər. Rotor fırlandıqda lövhələr onunla birgə fırlanaraq, eyni zamanda radial istiqamətdə irəli-geri hərəkət edir, yəni lövhələr iki növ hərəkətdə iştirak edirlər. Lövhələrin xarici ucları statorun R_s radiuslu dairəsi üzrə sürüşür. Statorda iki ədəd (5 və 4) pəncərələri açılmışdır ki,

bunlar da maye gətirən 5 və aparən 4 xətlərlə birləşirlər. Pəncərələr 4 və 5 arasında olan tağın qövsləri $\frac{2\pi}{z}$ arasındakı bucağın addımına uyğundur (burada z – lövhələrin sayıdır). Lövhəli maşınların işçi həcmi statorun radiusu R_s və rotorun radiusu r ilə təyin edilir. Bunlar $R_s - r = e$ ilə ifadə olunur.

İş zamanı mərkəzdənqaçma qüvvəsinin, yayın və ya xüsusi roliklərin (silindrik diyircəklərinin) qüvvələrinin təsiri ilə lövhələr öz pazlarından xaric olunur. Bu lövhələrin öz pazlarında irəli-geri hərəkətlərinə görə işçi kameralarının həcmi dəyişir: qəbuledici boşluqda artır, boşaldıcı boşluqda isə azalır.

Şəkil 1.3.23-də göstərilən istiqamətlər üçün maye 5 boşluğundan 4 boşluğuna ötürülür. Nasos rejimində rotorun fırlanma istiqaməti dəyişdikdə maye axınının istiqaməti də dəyişir. Beləliklə, nasos rejimində 5 boşluğunda sorma prosesi, 4 boşluğunda isə vurma prosesi yerinə yetirilir.

Lövhəli hidravlik maşının girişinə 5 maye təzyiq altında verildikdə lövhələr yerini dəyişərək rotoru fırlanma hərəkətinə gətirir. Lövhələr eyni zamanda irəli-geri hərəkətdə iştirak edirlər. Bu halda hidravlik maşın hidravlik mühərrik – hidravlik motor rejimində işləyir.

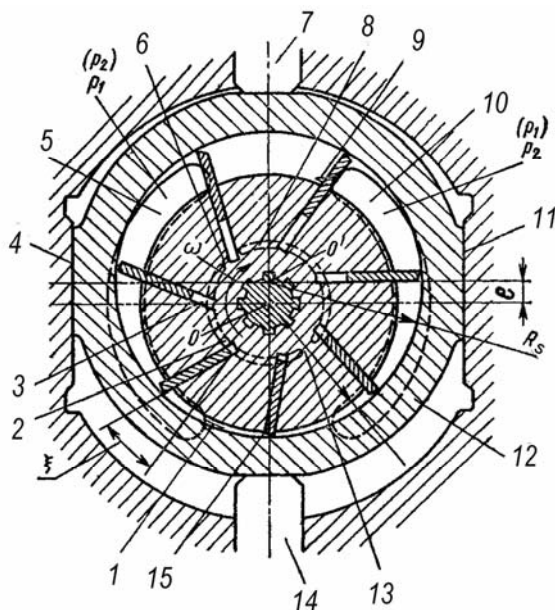
Lövhələrin sayı, adətən elə sayda qəbul olunur ki, qəbuledici və boşaldıcı həcmələri bir-birindən ayırmaq üçün eyni vaxtda statorun ab kipləşdirici çıxıntısında ən azı 2...3 lövhə olsun (şəkildə sxematik olaraq 1 lövhədir). Ümumiyyətlə, kiçik sərfli lövhəli hidravlik maşınlarda lövhələrin sayı 12-yə qədərdir. Lövhələrin pazlarda pərçim olunmaması üçün lövhələrin hündürlüyü elə qəbul olunmalıdır ki, pazdan çıxan hissənin uzunluğu onun hündürlüyünün 0,4-dən çox olmasın.

İş zamanı lövhəli nasosun veriminin valın sabit dövrlər sayında və lövhəli hidravlik mühərrikin sabit sərfində çıxış valının dövrlər sayının tənzimlənməsi onların eksentrisitetinin e

kəmiyyətinin dəyişməsi ilə yerinə yetirilir. Adətən belə hallarda rotor yerindən tərpənməz, stator isə yerini dəyişən olur. Statorun yerdəyişməsi ilə eksentrisiteti hər 2 tərəfə dəyişmək mümkündür ($-e_{max} \leq e_{max} \leq e_{max}$). Bunu etdikdə nasosda maye axınının, hidravlik mühərrikdə isə valın fırlanma istiqamətinin dəyişməsi əldə olunur. Eksentrisitetin qiyməti 0-a bərabər olduqda lövhəli maşının daxilində maye sirkulyasiya edir və girişdə və çıxışda maye axını olmur.

Şəkil 1.3.24-də tənzimlənən lövhəli hidravlik maşının sxemi göstərilmişdir. Hidravlik maşına maye verən 5 və aparan 10 pəncərələr bunların hərəkətsiz yan qapağında yerləşirlər. Həmin qapağın 4 və 11 istiqamətləndiricilərində statorun həlqəsi 12 sürüşərək hərəkət edə bilər. Bu halda eksentrisitet e və maşının işçi həcmi q_o dəyişir. Statorun O' mərkəzi rotorun fırlanma mərkəzindən keçdikdə eksentrisitetin e işarəsi dəyişir. Bu da verimin (və ya valın fırlanma) istiqamətini dəyişir. Stator 7 və 14 itələyiciləri vasitəsilə yerini dəyişir.

Lövhələr ilə stator arasındakı kontakt qüvvəsini azaltmaq üçün nasosda əmələ gələn yükü hidravlik statik boşalması tətbiq edilir. Bunun üçün gövdənin yan qapaqlarında tağlarla 6 və 13 ilə ayrılan yarımhəlqəvi oyuqlar 2 və 8 açılır. Hər ovuq ona yaxın pəncərə və lövhə altındakı boşluqla 3 birləşir və boşluq 3-dən mayeni vermək üçün istifadə edilir. Lövhələrin kənarı 15 çəp olduqda lövhələr statora olan sıxıcı radial qüvvədən bir qədər boşalır. Belə ki, lövhələr altındakı təzyiq onun xarici kənarına təsir edən belə qüvvə ilə bir qədər müvazinətləşdirir. Lövhələrin əyilməsini zərərsizləşdirmək üçün onlar fırlanma istiqamətinə ξ bucağı qədər meyliləşdirirlər. Səsi azaltmaq üçün p_1 və p_2 təzyiqi altında olan boşluqla lövhələr arasındakı işçi kameraların birləşməsi tədricən drosselin 1 və 9 kanalları ilə aparılır. Bu növ nasoslar 10...12 MPa təzyiqlərdə istifadə edilir.



Şəkil 1.3.24. Birtəsirli tənzimlənən lövhəli hidravlik maşının sxemi

1, 9 – drosselləyici kanallar; 2, 8 – yarımhəlqəvi ovuqlar;
 3 – lövhə üçün rotorda oyuc; 4, 11 – stator həlqəsinin istiqamətləndiriciləri; 5, 10 – maye axınıni gətirən və aparan pəncərələr; 6, 13 – gövdənin yan qapağında taqlar; 7, 14 – stator itələyiciləri; 9, 10 – verim pəncərələri; 12 – stator həlqəsi; 15 – lövhənin çəpləşdirilmiş ucu

İş zamanı lövhələr statora sıxılmalıdır. Lövhələrin ilk sıxılması mərkəzdənqaçma qüvvə təsiri ilə və bəzən də yay vasitəsilə olur. Sonra, iş zamanı lövhələrin sıxılması onların altında olan 6 boşluğundan daxil olan mayenin, lövhənin daxili başına təsir edən hidravlik statik təzyiqlə yaranır. Yüksək ($p \approx 14...16$ MPa) təzyiq üçün hazırlanan lövhəli hidravlik maşınlarda, yuxarıda göstəriləyi kimi boşluqlar yüksək və alçaq təzyiqli pəncərələrlə birləşirlər. Beləliklə, burada işçi həcm artmaqla

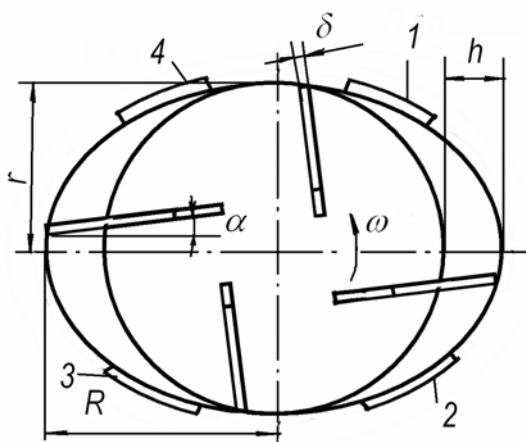
bərabər lövhə müəyyən qədər hidravlik statik tarazlaşır. Bununla da statorla lövhələri arasındakı kontakt (toxunma) yükü azalır və mexaniki FİƏ artır. Lakin, bu tədbir lövhəli hidravlik maşınların, o cümlədən nasosların, quruluşunu mürəkkəbləşdirir. Orta və alçaq təzyiqli ($p < 7$ MPa) nasoslarda 6 boşluğunun hamısına yüksək p_2 təzyiq altında maye vurulur. Bu nasosun quruluşunu yaxşılaşdırır, amma alçaq təzyiq tərəfindən mexaniki və həcmi itkiləri artırır.

Lövhələrin statora sürtünməsi nasosun maksimal dövrlər sayını və nəticədə nasosun maksimal verimini məhdudlaşdırır.

Birtəsirli lövhəli hidravlik maşınlarda təzyiqin məhdudlaşdırılmasına səbəb lövhələrlə stator arasındakı təmas yükü, eləcə də təzyiq altında olan boşluq tərəfindən yaradılan və rotora təsir edən birtərəfli təzyiq qüvvəsinin yüküdür. Bu qüvvələr yastıqları yükləyir və maşınların vurma təzyiqinin yüksək qiymətlərində onların xidmət müddətini xeyli məhdudlaşdırır. Bu nöqsanı aradan qaldırmaq üçün lövhəli maşınlar iki və ya nadir hallarda üçtəsirli şəkildə yerinə yetirilir. Bu maşınlarda yüksək və kiçik təzyiqli kanallar simmetrik yerləşdirilərək vala təsir edən qüvvələri kəskin halda azalır.

Rotorun, praktiki olaraq, tam müvazinətləşdirilməsi ikitəsirli lövhəli nasoslar vasitəsilə əldə edilir (şəkil 1.5.25). Burada rotor 1 lövhələr ilə birlikdə xüsusi enkəsikli stator 3 içərisində yerləşir. Lövhələrin sayı z cüt (8-dən az olmamaqla) olur.

Bu tipli hidravlik maşınlar nasos rejimində rotor dövr etdikdə sorma və vurma prosesləri iki dəfə baş verir. Maye təzyiqinin rotorun əks diametral tərəflərinə təsir etməsi ilə yastıqlara təsir edən qüvvələr dəf olunur. Statorun profili elə şəkildə hazırlanır ki, lövhələrin statora zərbələrinin olmaması şərti ilə mayenin verimi müntəzəm olsun. Pazlarda lövhələrin hərəkəti zamanı sürtünmə qüvvələrini azaltmaq və onların sıxılmaması üçün lövhələr radial şəkildə deyil, rotorun radiusuna kiçik bucaq altında ($7...15^\circ$) yerləşdirilir.



Şəkil 1.3.25. İkitəsirli lövhəli hidravlik maşının (nasosun) sadələşdirilmiş sxemi (nasos rejimi):

1, 2 – hidravlik maşının girişləri; 3, 4 – çıxışları

Disklərin ilk sıxılması yay ilə aparılır. $n = \text{const}$ ilə işləyən nasosların lövhələrinin başlanğıc sıxılması mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri ilə baş verir. Nasosda fırlanma istiqaməti dəyişmədiyindən lövhələri irəliləmə istiqamətində müəyyən α bucağı altında yerləşdirmək mümkündür. Bunun vasitəsilə də statorla sürüşən qüvvədən alınan sıxıcı moment azalır.

Yüksək olmayan təzyiqli ($p_n \leq 7$ MPa) ikitəsirli nasosun lövhələri radial qüvvədən boşalmadığı üçün (xüsusilə sorucu tərəfdən) lövhələrin statorla sürtünməsi böyük olur. Bu mexaniki FİƏ-nı azaldır, lövhələrin və statorun yeyilməsinin qarşısını almaq üçün belə nasoslar böyük təzyiqlərdə istifadə edilmir.

Quruluşu mürəkkəbləşən hallarda lövhələr yükü boşaldılmış ola bilərlər. Yükü boşaldılmış lövhəli nasoslar təzyiq 14 MPa olan və qısa müddətdə 17 MPa kimi pikə yüksəlmiş təzyiqlərdə istifadə edilə bilər.

İş prinsipinə görə lövhəli hidravlik maşınlar dönən hidravlik maşınlardır. Lakin bu tipli nasosların əksəriyyətindən onların

quruluşu dəyişmədən hidravlik motor kimi istifadə etmək olmur. Buna səbəb hidravlik motorlarda tezliyin böyük sərhəddə dəyişməsi və fırlanma istiqamətinin dəyişməsidir.

İkitəsirli hidravlik motorun fırlanma istiqaməti dəyişdiyindən onların lövhələri yalnız *radial* istiqamətində yerləşdirilir.

Lövhəli hidravlik motorlarda ümumi FİΘ-nın qiyməti $\eta = 0,8$ olur. Burada əsas itki mexaniki itkilərdir, hansı ki bütün itkilərin 3/4-nü təşkil edir.

İkitəsirli nasoslar və mühərriklər adətən tənzimlənməyən olur.

1.3.8.2. Lövhəli aksial-porşenli hidravlik maşınların əsas parametrləri

Lövhəli nasoslar işləmə prinsiplərinə və konstruksiyalarının kiçik ölçülərinə görə nisbətən yüksək maye axın həcmi vurmağa malikdirlər.

Birtəsirli lövhəli hidravlik maşının hərəkət edən lövhə ilə aparən maye axının elementar həcmi dQ (şəkil 1.3.23) belə tapmaq olar:

$$dQ = v_l b dR = \omega R b dR \text{ m}^3/\text{san}, \quad (1.3.78)$$

burada v_l – lövhənin işçi sahəsinin mərkəzinin xətti sürəti, m/san; R – lövhənin işçi sahəsinin mərkəzinin fırlanma radiusu, m; b – lövhənin eni, m; ω – lövhənin fırlanmasının bucaq sürətidir, 1/san.

Lövhənin işçi sahəsinin mərkəzinin fırlanma radiusu R dəyişən parametrdir və $R_s - e$ və $R_s + e$ hədləri arasında dəyişir, R_s – statorun radiusudur.

$\omega = 2\pi n$ olmasını nəzərə alaraq birtəsirli lövhəli maşının sərfini aşağıdakı düsturla təyin etmək olar:

$$Q = \omega b \int_{R_s-e}^{R_s+e} R dR = 2\pi n b \int_{R_s-e}^{R_s+e} R dR =$$

$$= \frac{1}{2} 2\pi n b \left[(R_s + e)^2 - (R_s - e)^2 \right] = 4\pi R_s b e n \quad (1.3.79)$$

Bu düsturda lövhələrin δ qalınlığını, rotorun radiusunun və onların arasındakı bucağı α nəzərə alınsa və R_s -i statorun diametri D ilə əvəz edilsə birtəsirli lövhəli hidravlik maşının nəzəri sərfi olur:

$$Q_l = Q - Q_l = 2be \left(\pi D - \frac{z\delta}{\cos \alpha} \right) \cdot n. \quad (1.3.80)$$

Lövhələrin meyilliyyəti olmasa (lövhələr və rotorun radiusu arasında bucaq $\alpha = 0^\circ$), onda birtəsirli lövhəli hidravlik maşının sərfi

$$Q_l = 2be(\pi D - z\delta) \cdot n \quad (1.3.81)$$

olacaq.

Birtəsirli lövhəli hidravlik maşının nəzəri işçi həcmi:

$$q_o = 2be \left(\pi D - \frac{z\delta}{\cos \alpha} \right). \quad (1.3.82)$$

Tənzimlənən lövhəli hidravlik maşın üçün həcmi sərf:

$$Q_l = 2be_0 \bar{u}_e \left(\pi D - \frac{z\delta}{\cos \alpha} \right) \cdot n \quad (1.3.83)$$

harada, $\bar{u}_e = \frac{e}{e_0}$ – hidravlik maşının tənzimləmə parametridir; e , e_0 – eksentrisitetin mövcud və maksimal qiymətidir.

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

İkitəsirli lövhəli hidravlik maşının nəzəri sərfi belə tapılır (şəkil 1.3.25):

$$Q_2 = 2v_l f = 2v_l bh = 2v_l b(R-r), \quad (1.3.84)$$

burada f – lövhələrin işçi sahəsi, m^2 ; R və r – statorun böyük və kiçik yarımxoxları, m ; h – lövhənin işçi hündürlüyü, m , hansı ki $h = R - r$; b – lövhənin enidir, m .

Lövhənin işçi mərkəzinin orta sürətinin qiymətini $v_l = \omega \frac{R+r}{2}$ və lövhələrin təsirinə görə sərfin azalması nəzərə alınsa onda ikitəsirli lövhəli hidravlik maşının tam nəzəri sərfi:

$$Q_2 = 2bn \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{\delta z(R-r)}{\cos \alpha} \right], \text{ m}^3/\text{san} . \quad (1.3.85)$$

Lövhələr və rotorun radius arasında $\alpha = 0^\circ$ olarsa, onda ikitəsirli lövhəli hidravlik maşının nəzəri sərfi:

$$Q_2 = 2hbn[\pi(R+r) - \delta zh] = \pi hbn(R_{or} - \delta zh). \quad (1.3.86)$$

Burada R_{or} – statorun böyük və kiçik yarımxoxlarının orta qiymətidir.

İkitəsirli lövhəli hidravlik maşının işçi həcmi:

$$q_o = 2b \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{\delta z(R-r)}{\cos \alpha} \right]. \quad (1.3.87)$$

Lövhəli hidravlik maşınların həqiqi məhsuldarlığını $Q_{həq}$ maşının həcmi FİƏ $\eta_{həc}$ bilərək təyin etmək olar:

$$Q_{həq} = Q_{nəz} \eta_{həc}. \quad (1.3.88)$$

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

Müasir lövhəli hidravlik maşınların FİΘ-ı yüksəkdir. Təcrübələr göstərir ki, bu maşınların yüksək təzyiqlərdə istismarı zamanı FİΘ (η) və həcmi FİΘ ($\eta_{h\acute{e}c}$) yüksək qiymətlərinin saxlanmasına imkan verir.

Lövhəli hidravlik maşınlarda maye təzyiqi lövhələrin işçi səthinə təsir edərkən qüvvələr yaranır. Lövhəli hidravlik maşınlar nasos kimi işləyərkən rotorun fırlanma oxunda yaranan burucu moment nasosu hərəkətə gətirən mühərriklə dəf olunur. Həmin maşın mühərrik rejimində işləyərkən rotorda yaranan fırladıcı moment işə gətirilən maşının lazımi momenti ilə dəf edilir. Bu halda təsir edən qüvvələr rotorun yastıqlarında yük yaradırlar.

Lövhənin işçi səthinə təsir edən qüvvə P_l həmin işçi səthin qiymətinin f lövhəyə hər iki tərəfdən təzyiqlər fərqi Δp ilə hasilinə bərabərdir (şəkil 1.3.23):

$$P_l = f\Delta p. \quad (1.3.89)$$

Nəzəri momentin orta qiymətini aşağıdakı düsturdan tapmaq olar:

$$M = \frac{1}{2\pi} q_o \cdot \Delta p, \quad (1.3.90)$$

harada, q_o – lövhəli hidravlik maşının işçi həcmidir. Onun qiymətini

$$q_o = 2be \left(\pi D - \frac{\delta \cdot z}{\cos \alpha} \right) \quad (1.3.91)$$

yerinə yazsaq, birtəsrirli lövhəli hidravlik maşının orta nəzəri momentini bu düsturdan tapmaq olar:

$$M = \frac{be}{\pi} \Delta p \left(\pi D - \frac{\delta \cdot z}{\cos \alpha} \right) = be \Delta p \left(\pi D - \frac{\delta \cdot z}{\pi \cos \alpha} \right). \quad (1.3.92)$$

Birtəsirli lövhəli hidravlik motorun çıxış valındakı faydalı moment M_v motorun mexaniki FİƏ η_{mex} nəzərə almaqla hesablanır:

$$M = M \eta_{mex}. \quad (1.3.93)$$

İkitəsirli lövhəli hidravlik maşının nəzəri momentinin orta qiymətini aşağıdakı düsturdan tapmaq olar:

$$M = \Delta p b \left[\left(R^2 - r^2 \right) - \frac{\delta z (R - r)}{\pi \cos \alpha} \right] \quad (1.3.94)$$

Rotora təsir edən maye təzyiqinin statik qüvvəsi:

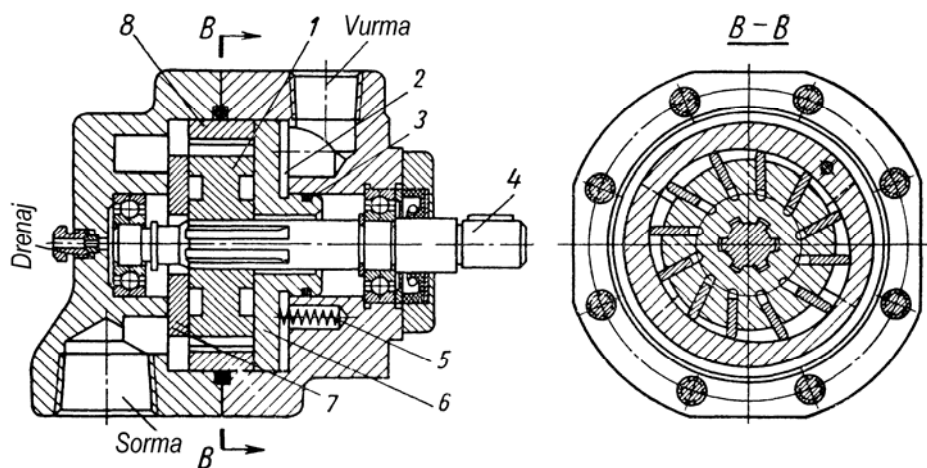
$$R_r = \Delta p D b \quad (1.3.95)$$

burada, b – rotorun enidir.

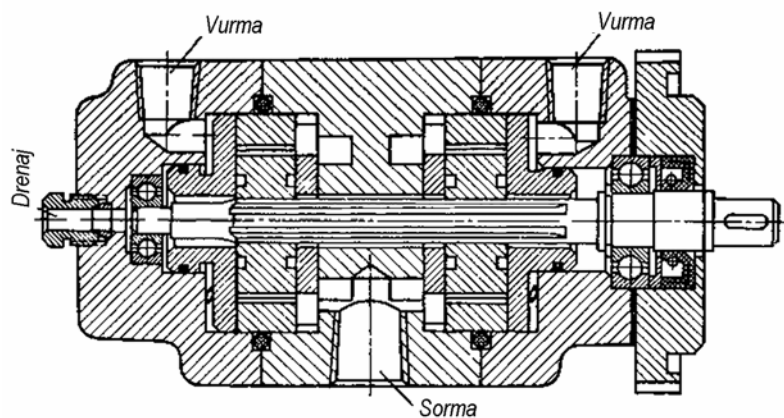
1.3.8.3. Lövhəli hidravlik maşınların konstruksiyaları

Lövhəli nasoslar və hidravlik motorlar xarici firmalarda istehsal olunan hidravlik intiqallarda geniş istifadə olunur. Onlar arasında Yelesk «Hidravlik intiqal» ixtisaslaşdırılmış zavodu (Rusiya), «Racine» (ABŞ), «Oswald Forst» (Almaniya), «Boehringer» (Almaniya) firmalarının Enor və Sturm konstruksiyalı lövhəli nasoslar və hidravlik motorlar daha məşhurdurlar.

Rusiyanın Yelesk «Hidravlik intiqal» ixtisaslaşdırılmış zavodu tərəfindən istehsal olunan $\Gamma 12-2$ və $\Gamma 12-4$ tipli lövhəli ikitəsirli nasosların tək və qoşalanmış konstruksiyaları şəkil 1.3.26-da və 1.3.27-də verilir.



Şəkil 1.3.26. $\Gamma 12-2$ və $\Gamma 12-4$ tipli lövhəli ikitəsirli nasos



Şəkil 1.3.27. $\Gamma 12-2$ və $\Gamma 12-4$ tipli lövhəli ikitəsirli qoşalanmış nasos

Bu nasosların konstruksiyalarının xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, intiqal valındakı 4 silindrik rotor 1 iki paylayıcı həlqələrin (disklərin) arasında yerləşir, onların biri – (7) yastı və tərpənməzdir, o biri isə – (6) kipləşdirici rezin həlqəli 3 üzəndir. Kamera 2-yə daxil olan işçi maye təzyiqinin təsiri ilə disk 6

statora 8 sıxışdırılır; ilkin sıxışdırma yaylarla 5 yerinə yetirilir. 20X, IIX15 markalı poladlardan və metal-keramik materiallardan hazırlanmış üzən disklər, 55% sızmaların qarşısını alaraq, nasosun işinin uzunömürlüyünü 7000 saata çatdırır.

Γ12-4 tipli nasoslarda 8 lövhə yerləşdirilib, nasosun verimi – $3...12 \text{ dm}^3/\text{dəq}$, nominal təzyiq – 6,3 MPA-dır, Γ12-2 nasoslarda isə 12 lövhə, və həmin nominal təzyiqdə verim – $5...200 \text{ dm}^3/\text{dəq}$ -dir.

БΓ12-2 tipli nasosda nominal təzyiq – 12,5 MPA-dır.

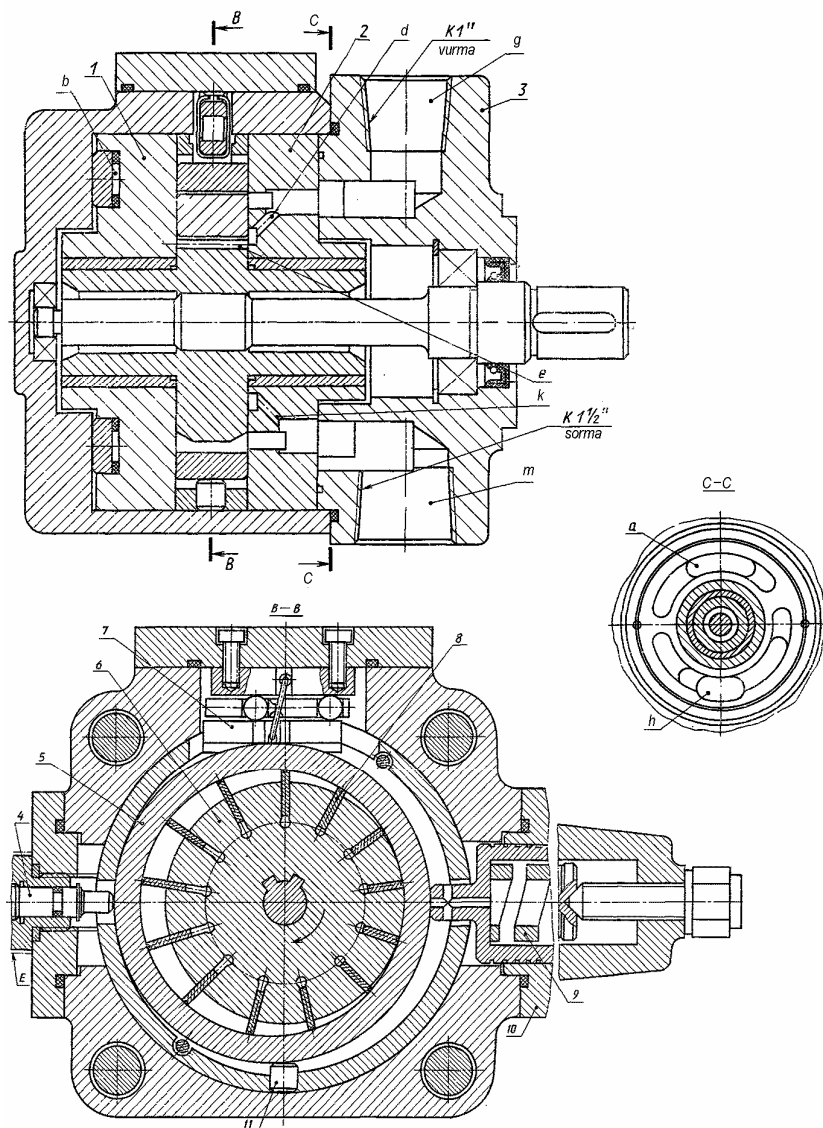
İkitəsirli qoşalanmış nasosların mühüm müsbət cəhəti ondan ibarətdir ki, onların vasitəsilə hidravlik qurğuda işçi mayenin bir-birindən asılı olmayan iki axınını yaratmaq olar.

Şəkil 1.3.28-də maşınqayırma dəzgah avadanlıqların hidravlik sistemlərində işçi maye axının dəyişən sərfini yaratmaq üçün tətbiq olunan tənzimlənən bir təsirli lövhəli Γ12-55AM (Rusiya) markalı nasosun konstruktiv sxemi göstərilmişdir.

Nasosun işçi kameraları rotorun 6, statorun 5, lövhələrin 8 yan səthlərin, qabaq 1 və arxa 2 paylayıcıların həlqələrinin yan səthləri ilə məhdudlaşır.

Rotorun fırlanma zamanı (məsələn, saat əqrəbinin istiqamətində) rotorun və statorun mərkəz oxlarının eksentrik yerləşməsinə görə lövhələr mürəkkəb (nisbi irəli-geri və daşınma fırlanma) hərəkət edir. Rotorun birinci yarım dövrəsində kameraların həcmi artır, ikinci yarım dövrəsində isə azalır və bununla nasos rejimində sorma və vurma prosesləri baş verir.

İşçi maye dəlikdən m hidravlik maşına daxil olaraq, qabaq qapağında 3 yerləşən diskin 2 pəncərəsindən b rotorun aşağıdakı yarım müstəvidəki işçi kameraları doldurur. Rotor fırlandıqda dolmuş kameralar yuxarı yarım müstəviyə keçərək kameraların həcmi tədricən kiçilir, işçi maye isə qabaq qapağındakı 3 diskin 2 pəncərəsindən a maşının çıxışına g ötürülür.

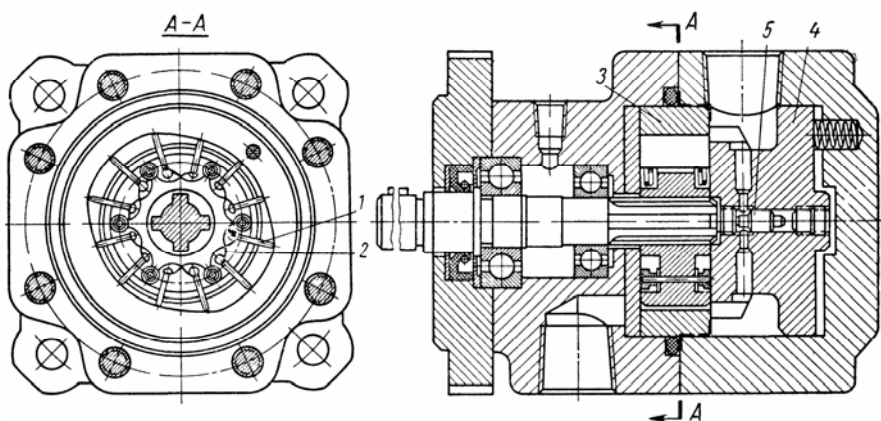


Statora təsir edən hidrostatik təzyiqi ilə yaranan tarazlanmamış qüvvənin üfqi təşkiledicisi nasosun tənzimləyicisinin 10 yayı 9 sıxır. Vurma xəttində təzyiq artdıqca nasosun gövdəsində tərpənməz 11 və tərpənən 7 dayaqalarda oturan stator yayı 9 sıxaraq müəyyən qədər sürüşür. Ekssentritetin qiyməti və nasosun işçi həcmi azalırlar. Nasosun işçi həcmnin maksimal qiyməti vintli dayaqının 4 tənzimlənməsi ilə təyin olunur. Lövhələrin statora sıxılması mərkəzdənqaçma qüvvələr və hidrostatik qüvvələrlə təmin olunur. Bu məqsədlə lövhələrin altına d və k dəliklərdən vurma və sorma xətlərindən təzyiq verilir. Sızmaları azaltmaq üçün yan disk 1 “üzən” şəkildə hazırlanıb və onun qeyri işçi yan səthindəki kameraya b vurma xəttindən təzyiq verilir

Lövhəli nasosları hidravlik motor kimi istifadə etmək üçün onların konstruksiyasında lövhələrin statora sıxışdırılması tərtibatı nəzərə alınmalıdır. Lövhəli hidravlik maşını nasos rejimində işəsalma anında (hərəkətin başlanğıc yükü olmadığı zaman) onun lövhələri mərkəzdənqaçma qüvvələri ilə statora sıxışdırılır. Hidravlik motor rejimində isə hərəkətinin başlanğıcında yük olduğu zaman lövhələr məcburi statora sıxışdırılmalıdırlar.

Şəkil 1.3.29-da МГ16-1 markalı hidravlik motor göstərilir. Bu konstruksiyada lövhələr 1 altında yerləşən lövhəli çiyin ağac şəkilli yaylarla 3 statorun daxili səthinə sıxışdırılır. Hər yay iki lövhəni sıxışdırır, onlardan biri statorun daxilində, digəri isə çıxmış halda olurlar. Bu səbəbdən yaylara böyük yük təsir etmir və onların iş şəraiti asanlaşır. Konstruksiyada maye təzyiqi ilə valın hər iki istiqamətində zolotnik 2 vasitəsilə üzən paylayıcı həlqənin 5 statora 4 sıxışdırılması tətbiq olunub. Bu tip konstruksiyalı hidravlik motorlar, iş zamanı rotorun kiçik ətalət momentinə malik olması səbəbdən, onlar işə salma və dayanma vaxtını olduqca az tələb edir.

İstehsal olunan bu tipli hidravlik motorların çıxış valında moment 5-dən 150 Nm kimi olur.



Şəkil 1.3.29. Yelesk «Hidravlik intiqal» zavodunun MГ16-1 markalı ikitəsirli lövhəli hidravlik motoru

Misal 1.3.8.1

Aşağıdakı verilənlərə əsasən lövhəli nasosun işçi və konstruktiv ölçülərini təyin etməli: nasosun verimi $Q_{n\ h\dot{a}q} = 100\text{ dm}^3/\text{d}\dot{e}q$, işçi təzyiqi $p = 3,0\text{ MPa}$, rotorun fırlanma sürəti $n = 960\text{ dövr}/\text{d}\dot{e}q$, hidravlik mexaniki FİƏ $\eta_{hmex} = 0,96$, həcmi FİƏ $\eta_{h\dot{a}c} = 0,9$.

Həlli:

Nasosun nəzəri verimi:

$$Q_{nn\dot{a}z} = \frac{Q_{n\ h\dot{a}q}}{\eta_{h\dot{a}c}} = 100 \frac{1}{0,9} = 111\text{ dm}^3/\text{d}\dot{e}q.$$

Eksentrisitetin qiymətini $e = 4\text{ mm}$ qəbul etsək (1.3.79) düsturundan tapırıq:

$$R_s b = \frac{Q_{nnəz}}{4\pi e n} = \frac{111 \cdot 1000}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 960} = 23 \text{ sm}^2.$$

Lövhənin enini $b = 25 \text{ mm}$ qəbul etsək, onda statorun radiusu:

$$R_s = \frac{23}{2,5} = 9,2 \text{ sm},$$

rotorun radiusu isə:

$$r = 92 - 4 - 1 = 87 \text{ mm}$$

alınar.

Yekun olaraq, statorun daxili diametrinin qiyməti $D_s = 185 \text{ mm}$ və rotorun xarici diametri $d_r = 175 \text{ mm}$ qəbul edirik. Rotor və stator arasındakı məsafəni 1 mm götürürük.

Lövhələrin işçi hündürlüyü onun tam h hündürlüyünün $0,4$ hissəsinə bərabər olduğunu qəbul edərək, tapırıq:

$$h = \frac{2e + 1}{0,4} = \frac{8 + 1}{0,4} = 22,2 \text{ mm}.$$

Lövhələrin sayı $z = 12$, lövhələrin qalınlığı $\delta = 2,3 \text{ mm}$ qəbul etsək, lövhələrin ümumi həcmi nəzərə alaraq nasosun nəzəri veriminin azalması aşağıdakı kimi olar:

$$\begin{aligned} \Delta Q_l &= z b \delta 2 e n = 12 \cdot 2,5 \cdot 0,23 \cdot 2 \cdot 0,4 \cdot 960 = 5280 \text{ sm}^3/\text{dəq} = \\ &= 5,3 \text{ dm}^3/\text{dəq}. \end{aligned}$$

Verimin azalmasını kompensasiya etmək (dəf etmək) üçün eksentrisiteti yenidən tapırıq:

$$e = \frac{111 \cdot 4}{111 - 5,3} = 4,2 \text{ mm}.$$

Onda nasosun işçi həcmi:

$$q_o = \frac{Q_{nnəz}}{n} = \frac{111000}{960} = 116 \text{ sm}^3/\text{dövr.}$$

Nasosun nəzəri gücü:

$$N_n = Q_{nnəz} p = \frac{111 \cdot 10^{-3} \cdot 3,0 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 5,55 \text{ kVt.}$$

Nasosun faydalı gücü:

$$N_{nf} = Q_{nhəq} p = \frac{100 \cdot 10^{-3} \cdot 3,0 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 5,0 \text{ kVt.}$$

Nasosu hərəkətə gətirən mühərrikin gücü:

$$N_{e.m.} = k_l \frac{N_n}{\eta_{mex}} = 1,1 \frac{5,4}{0,96} = 5,65 \text{ kVt.}$$

1.3.9. Dişli çarxlı nasoslar və hidravlik motorlar

1.3.9.1. Dişli çarxlı hidravlik maşınlar haqqında ümumi məlumat və onların iş prinsipi

Quruluşu sadə, gücü az olduğundan dişli çarxlı hidravlik maşınlar hidravlik sistemlərdə qidalandırmaq, yağlama mayelərini vermək və idarə sistemini maye ilə təmin üçün tənzim edilməyən nasoslar kimi geniş miqyasda daha çox tətbiq edilir.

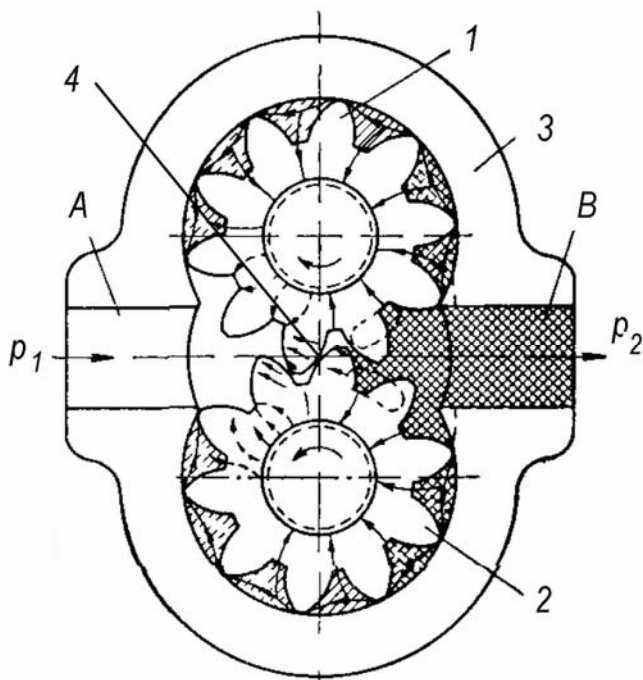
Çarx dişlərinin ilişmə növünə görə bu hidravlik maşınlar 2 qrupa bölünür:

1. xarici ilişmə ilə işləyən dişli çarxlı hidravlik maşınlar;
2. daxili ilişmə ilə işləyən dişli çarxlı hidravlik maşınlar.

Ən geniş yayılan birinci növdür. Daxili ilişmə ilə işləyən dişli çarxlı nasoslar nadir hallarda istifadə olunur. Dişli çarxlı nasosların və mühərriklərin konstruksiyasının sadəliyi və işinin etibarlılığı onların geniş yayılmasının səbəbidir. Bu hidravlik maşınların əsas nöqsanı digər tipli rotorlu hidravlik maşınlarla nisbətən kiçik işçi təzyiqə malik olması (30 MPa-dan kiçik) və tənzimlənmənin çətinliyidir. Buna görə də belə hidravlik maşınlar adətən köməkçi nasos kimi həcmi hidravlik intiqallarda istifadə olunur. Belə hidravlik maşınlarda dişli çarxların dövrlər sayı $n = 700 \dots 4000$ dövr/dəq ola bilər və onlar $Q = 1000 \text{ dm}^3/\text{dəq}$ verimi təmin edirlər. Bunların həcmi FİƏ $\eta_0 = 0,82 \dots 0,95$ və mexaniki FİƏ isə $\eta_{mex} = 0,70 \dots 0,95$ sərhədlərində dəyişir.

Müasir zamanda “Bosch Rexroth” firması tərəfindən istehsal olunan xarici ilişməli dişli çarxlı AZRC markalı nasoslar aşağıdakı parametrlərə malikdirlər: nominal təzyiq $p_{nom} = 28 \text{ MPa}$; dövrlər sayı $n_{nom} = 1500 \dots 4000$ dövr/dəq; işçi həcm $q_n = 56 \text{ sm}^3/\text{dövr}$; nominal sərf $Q_{nom} = 80 \text{ dm}^3/\text{dəq}$; güc $N = 25 \text{ kVt}$. Daxili ilişməli dişli çarxlı PGP markalı nasosların parametrləri: nominal təzyiq $p_{nom} = 25 \text{ MPa}$; dövrlər sayı $n_{nom} = 2000 \dots 3000$ dövr/dəq; işçi həcm $q_n = 250 \text{ sm}^3/\text{dövr}$; nominal sərf $Q_{nom} = 360 \text{ dm}^3/\text{dəq}$; güc $N = 100 \text{ kVt}$.

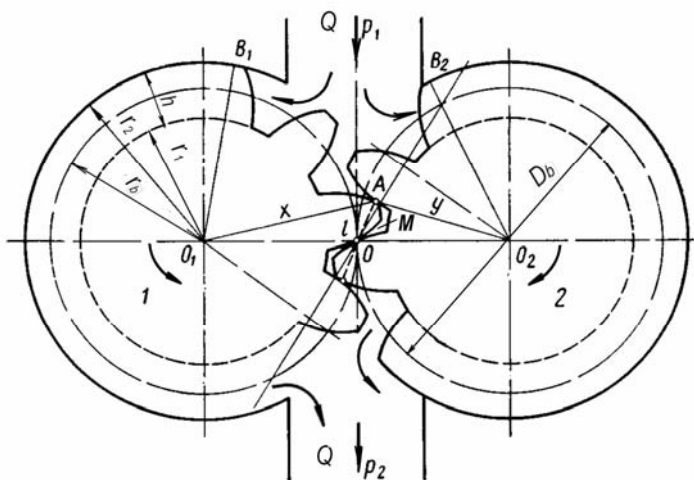
İstehsalatda geniş yer almış xarici ilişməli dişli çarxlı hidravlik maşınlar (şəkil 1.3.30) bir-biri ilə ilişmiş iki eyni dişli çarxdan 1 və 2-dən ibarətdir. Bunlar kamera – gövdənin 3 içərisində yerləşirlər. Çarxlar ilə kamera arasında hər tərəfdə kiçik aralıqlar olur. Kameranı gövdə 3 və dişli çarxlı maşının yan diskləri təşkil edirlər. Gövdədə ilişdirilmiş sahənin 4 hər iki tərəfində yüksək p_2 və alçaq p_1 (nasos rejimində – $p_2 > p_1$; motor rejimində – $p_2 < p_1$) təzyiqli xətlərlə birləşən A və B boşluqları vardır. A boşluğundan vurulan maye dişlər arasındakı boşluğu dolduraraq B boşluğuna keçir və oradan p_2 təzyiqli xəttə sıxışdırılır.



Şəkil 1.3.30. Dişli çarxlı nasosun sadələşdirilmiş sxemi

1.3.9.2. Dişli çarxlı hidravlik maşınların əsas parametrləri

Şəkil 1.3.31-də dişli çarxlı nasosun iş prosesinə dair sxemi göstərilmişdir. Dişli çarxlı nasosun ani maye verimi Q_i dişlərarası sıxışdırılan maye həcmnin p_1 təzyiqli boşluqdan p_2 təzyiqli boşluğuna hərəkəti nəticəsində hopan maye həcmnin cəbri cəminə bərabərdir. Dişlərin toxunduğu A nöqtəsi ilişmə xətti üzrə yer dəyişir (şəkil 1.3.31). Buna görə də işçi dövrdə nasosun ani veriminin Q_i dəyişməsinə səbəb olur, yəni sabit olmayan Q_i minimal Q_{min} və maksimal Q_{imax} qiymətlər arasında dəyişir.



Şəkil 1.3.31. Dişli çarxlı nasosun veriminin hesablanmasına dair sxem

Dişli çarxlı nasosun orta veriminin Q_n qiymətini təqribi müəyyən etmək üçün aşağıdakı ifadədən istifadə edilir:

$$Q_n = q_o n = 2\pi r_b h b n = \pi D_b (r_2 - r_1) b n. \quad (1.3.96)$$

Təcrübi hesablamalarda isə (1.3.96) tənliyindən tapılan orta sərf qiymətindən istifadə olunur, hansı ki, $h = 2m$ və $2r_b = D_b$, (haradakı q_o – dişli çarxlı maşının işçi həcmi; h – dişlərin hündürlüyü; m – dişli çarxlı ilişmənin modulu; b – dişlərin eni; D_b – başlanğıc çevrənin diametridir, qalan işarələr sxemdən aydındır) olduğunu nəzərə alaraq, aşağıdakı düsturla tapılır:

$$Q_n = 4\pi r_b b m n = 2\pi D_b b m n. \quad (1.3.97)$$

(1.3.97) tənliyində $D_b = mz$ (z – dişlərin sayı) əvəz etdikdə alınır:

$$Q_n = 2\pi m^2 z b n . \quad (1.3.98)$$

Dişli çarxlı hidravlik maşınların işçi həcmi

$$q_o = \frac{Q_n}{n} = 2\pi m^2 z b = 2\pi D_b b m = \frac{2\pi D_b^2 b}{z} . \quad (1.3.99)$$

Bu düsturlardan görünür ki, dişli çarxlı hidravlik maşınların sərfi çarxların modulunun kvadratı, dişlərinin eni və sayı ilə düz xətti asılılıqla dəyişir. Təcrübədə dişlərin sayı adətən 6...16 arasında olur. Eyni sərf olduqda, dişlərin modulu artdıqda və buna uyğun olaraq dişlərin sayı azaldıqda hidravlik maşınların əndazə ölçüləri azalır.

Qeyd etmək lazımdır ki, dişli çarxların dişlərinin sayı 6...12 olduqda, diş arası həcm dişlərin həcmindən böyük olur və buna görə də sərf üçün düsturda 2π qiymətinin yerinə rəqəmli əmsal K istifadə olunur, hansı ki, adətən $K = 7$ -yə bərabər qəbul olunur, korreqləşmiş dişlər üçün isə $K = 9,4$ qəbul olunur:

$$Q = K D_b b m n . \quad (1.3.100)$$

Dişli çarxların modulu m ilkin olaraq aşağıdakı düsturla tapılır:

$$m = \frac{Q_n}{0,086 b v} , \text{ mm}, \quad (1.3.101)$$

harada ki, Q_n – nasosun həqiqi sərfi, $\text{dm}^3/\text{dəq}$; b – dişli çarxın eni, mm; v – dişlərin başlığının çevrəvi sürətidir, m/san.

Qeyd edildiyi kimi, dişli çarxlı maşınların veriminin döyüntüsü yüksəkdir. Hətta maşınlarda qapalı həcmın şəraiti istifadə edildiyi halda belə onların veriminin bərabərsizliyi böyükdür və bu bərabərsizlik digər həcmi maşınların

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

bərabərsizliyindən çoxdur. Bərabərsizliyi azaltmaq üçün bu maşınların dişlərinin sayını z artırmaq lazımdır. Bu isə öz növbəsində verilmiş işçi həcmi q_o təmin etmək üçün başlangıç radiusunun r_b və çarxlarının eninin b artırılmasını tələb edir ki, bunun nəticəsində də maşının ölçüsü və ağırlığı artırı.

Çarxların dişlərinin sayı artdıqca dişli çarxlı maşının işləməsinin müntəzəmliyi də artır.

Dişli çarxlı hidravlik maşınların (nasos və hidravlik motorda) fırladıcı momentinin nəzəri orta qiymətini aşağıdakı düsturla tapmaq olar:

$$M = \frac{1}{2\pi} q_o p = \frac{1}{2\pi} \frac{Q}{n} p = \frac{Qp}{\omega}. \quad (6.6.102)$$

burada q_o – hidravlik maşının işçi həcmidir.

(1.3.100) və (1.3.102) düsturlarından istifadə edərkən dişli çarxlı hidravlik maşınlar üçün fırladıcı momentin orta qiymətini aşağıdakı düsturdan tapmaq olar:

$$M = \frac{K}{2\pi} D_b m b p \approx D_b m b p. \quad (1.3.103)$$

Nasosun yüksək FİΘ-nı təmin etdiyi çarxların ən kiçik çevrəvi sürəti işçi mayelərin özlülüyündən asılıdır. Ən kiçik çevrəvi sürət, hansı ki, təcrübi düsturdan tapılır:

$$v_{min} = 0,0172 \frac{p}{BY} \text{ m/san}, \quad (1.3.104)$$

burada p – təzyiq, MPa; BY – işçi mayenin şərti dərəcələrlə qəbul olunmuş özlülüydür.

Dişli çarxların çevrəvi sürətinin maksimum qiyməti isə dışarısı həcmi işçi maye ilə tam dolması şərtini təmin etməklə 6...8 m/san kimi götürülə bilər.

Dişli çarx nasoslarının digər nöqsanlarından biri mayenin radial təzyiqinin dişli çarxlara böyük təsirin olmasıdır. Bu təzyiqdən yaranan qüvvə nasosun yastıqlarına ötürülür və aşağıdakı düsturla təyin olunur:

$$R = (0,6...0,7)D_2b\Delta p \quad (1.3.105)$$

burada D_2 – dişli çarxın xarici diametri, b – dişli çarxın eni, $\Delta p = p_2 - p_1$ – nasosun çıxış və giriş boşluğunda olan təzyiqlər fərqi.

Yastıqların dayaq səthlərinə təsir edən xüsusi təzyiq σ bərabərdir:

$$\sigma = \frac{R}{dl}, \quad (1.3.106)$$

burada d və l – yastığın diametri və uzunluğudur.

Buna görə də yastıqlara təsir edən qüvvəni (yükü) azaltmaq üçün $b = (0,4...0,6)D_b$ götürülür.

İstismar və layihələndirmə təcrübələrindən dişlərin modulundan m asılı olaraq, onların eni b 2 MPa qədər təzyiqlərdə

$$b = (6...10)m,$$

daha yüksək təzyiqlər üçün isə (təxmini 10 MPa qədər)

$$b = (3...6)m$$

götürülməsi məsləhətdir. Lazım olarsa, bu qiymət (çarxın eni) sonra dəqiqləşdirilir.

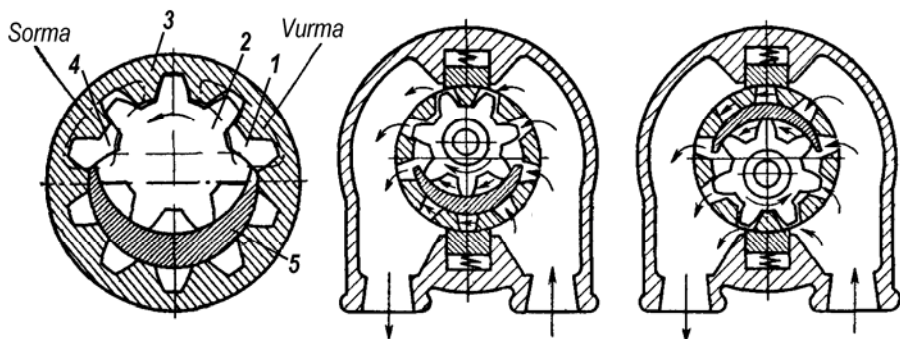
Verimin bərabərliyini artırmaq və işləmə zamanı səsin azaltılması üçün çəp dişli və şevron dişli çarx götürmək lazımdır

Daxili ilişməli dişli çarxlı hidravlik maşınların energetik və kütlə göstəriciləri xarici ilişməli dişli çarxlı hidravlik maşınlarından böyükdür (şəkil 1.3.32). Dişli çarxlı nasosların

aparıcı hissəsi xarici dişli çarx 2-dir, aparılan çarx isə 3-dür. Gətirən 4 və aparılan 1 pəncərələr gövdənin yan qapaqlarında yerləşirlər. Daxili əhatə edən dişli çarx 3 gövdənin oyulmuş yerində onunla yastıq təşkil edərək fırlanır və buna görə daxili ilişməli dişli çarxlı hidravlik maşınlar böyük yük altında işləmək qabiliyyətinə malikdirlər. Çarxlar arasında aypara şəklində kipləşdirici element (5) yerləşir.

Daxili ilişməli nasosun verimini (1.3.97) və ya (1.3.98) tənliklər ilə hesablamaq olar. Bu tənliklərdə aparılan dişli çarxın parametrlərini nəzərə almaq lazımdır.

Yüksək təzyiqlərdə daxili ilişməli nasosların işində onların təzyiqlərinin məhdudlaşdırılmasının əsas amili yastıqların işləmə qabiliyyətidir.



Şəkil 1.3.32. Daxili ilişməli dişli çarxlı hidravlik maşınların sxemləri

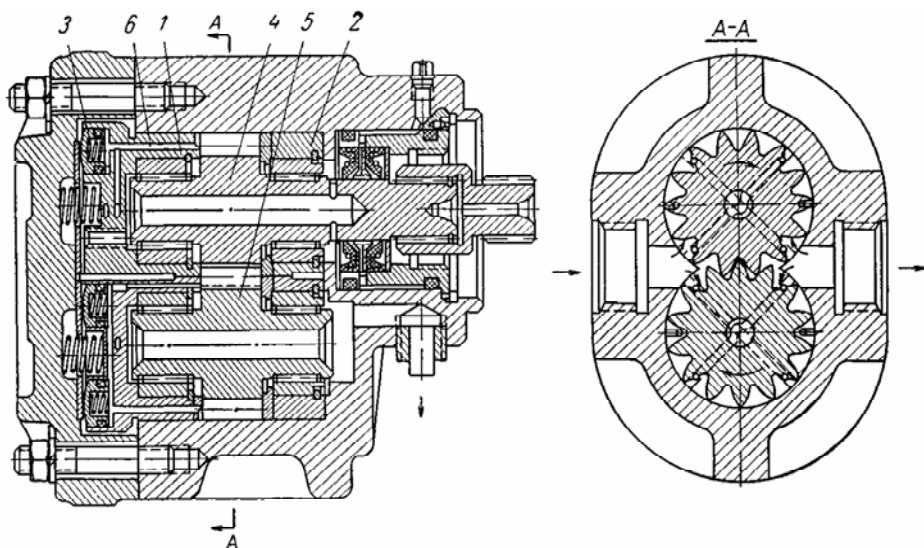
1.3.9.3. Dişli çarxlı hidravlik maşınların konstruksiyaları

Hal-hazırda istehsalatda III, HIII ДHIII tipli dişli çarxlı nasoslardan və mühərriklərdən (Rusiya) geniş istifadə olunur. Onların məhsuldarlığı $5...125 \text{ dm}^3/\text{dəq}$, təzyiqi isə $1,3 \text{ MPa}$ qədərdir.

Dişli çarxlı xüsusi ДHIII tipli konstruksiyalı nasos – mühərrik şəkil 1.3.33-də göstərilmişdir. Bu hidravlik maşınlarda dişli

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

çarxların 4 və 5 yan aralıqlarını aradan qaldırmaq üçün yan səthlərində tuncdan hazırlanmış 1 və 2 dayaq – oymaqlardan istifadə olunur. Bundan əlavə, kipləşdirilməni artırmaq üçün xüsusi porşenlər 3 tətbiq olunur. Bu hidravlik maşınların işçi təzyiqi 6...12 MPa ola bilər.

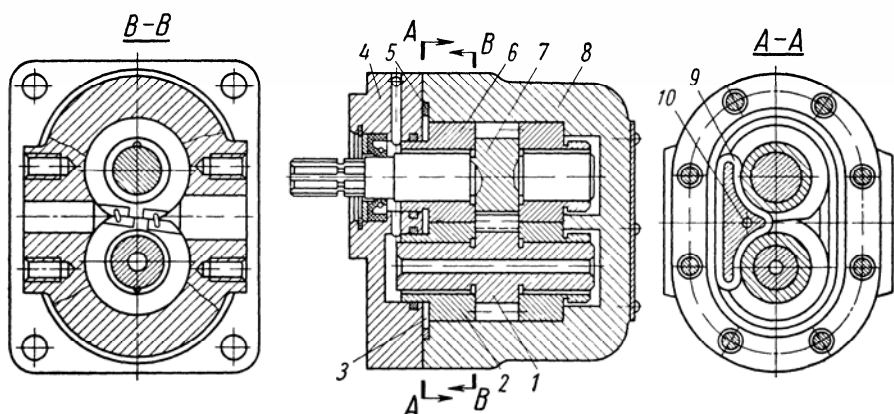


Şəkil 1.3.33. ДНIII tipli dişli çarxlı nasos
və hidravlik mühərrik

10,0...14,0 MPa təzyiqə qədər işləyən və yüksək hermetikliyə, kompakt ölçülərinə malik olan dişli çarxlı hidravlik maşınların istehsalı üzən oymaqların tətbiqi ilə mümkündür. Bu oymaqlar, yastıqların vəzifəsini yerinə yetirərək, eyni zamanda işçi maye təzyiqlə dişli çarxların yan səthlərinə sıxır. 10,0 MPa nominal təzyiqi olan və kənd təsərrüfatı, tikinti və yol maşınlarının hidravlik intiqallarında çox geniş tətbiq olunan HIII markalı dişli çarxlı nasosun konstruksiyası 1.3.34 şəkildə verilib.

Bu nasoslarda üzən yüksək keyfiyyətli tuncdan (məsələn, Бр.Ос 10-20) hazırlanmış oymaqlar 6 və 2 nasosun kamerasına 5

verilmiş təzyiq altında işçi mayenin təsirlə vallarla birgə olan dişli çarxların 7 və 1 yan səthlərinə sıxılır. 4 və 8 gövdə hissələrinin kipləşdirilməsi rezindən hazırlanmış həlqə 5 ilə yerinə yetirilir. Nasosun ayrı-ayrı nöqtələrində təzyiqin qeyri düz paylanmasının nəticəsində alınan 6 və 2 oymaqlarının ayrılıyını aradan qaldırmaq üçün kipləşdirici rezin həlqə 9 yerləşdirilir və xüsusi kanal 10 ilə yüksək təzyiqli kamera nasosun girişi ilə birləşdirilir.

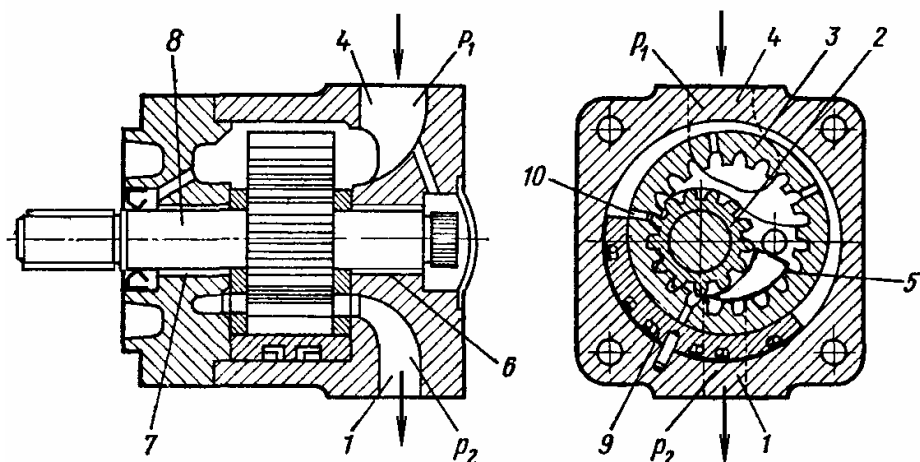


Şəkil 1.3.34. HIII tipli dişli çarxlı nasosunun konstruksiyası

Bu tipli nasosların, o cümlədən üzən 6 və 2, həmçinin hərəkətsiz qalan oymaqlarının materialları yastıqlar cütü olmasına görə yüksək tələbat və hazırlanmasında yüksək dəqiqlik tələb olunur. Bu səbəbdən bu nasosların istismar müddəti, xüsusilə kənd təsərrüfatı maşınlarında, adətən nadir hallada 1000 saatdan artıq olur.

Şəkil 1.3.35-də uzun müddət 20 MPa-dan yüksək təzyiqlərdə işləyə bilən daxili işməli nasosun sxemi göstərilmişdir. Burada əhatə olan çarx 3, onda olan dəliklərə 10 qidalanan hidravlik statik yastıqların 9 bölmələrinə söykənir. Yastıq çarxı 3 yükləyən bərabər təzyiq qüvvəsi sahəsində yerləşir. Aypara şəkilli kipləşdirici

element 5 özü yönəldilən düzəldilmişdir. 2 çarxının perimetri az olduğundan yastıqlar 6 və 7 sürüşmək üçün qəbul etdiyi qüvvədən az qüvvə ilə yüklənir. Bu nasoslar uzun müddətli işləyən yastıqlarla təmin edildikdə və çarxlar yüksək dəqiqliklə hazırlandıqda onlar FİƏ-larına və enerji tutumuna görə lövhəli hidravlik maşınlardan üstün olur və tənzimlənən porşenli maşınlarla rəqabət apara bilər.



Şəkil 1.3.35. Daxili ilişməli və radial qüvvələrin hidrostatik üsulu ilə tarazlaşdırılan yüksək təzyiqli dişli çarxlı nasosun sxemi

Misal 1.3.9.1.

Aşağıdakı verilənlərə əsasən dişli çarxlı nasosun əsas ölçülərini və gücünü tapmalı: həqiqi sərf $Q_{həq} = 60 \text{ dm}^3/\text{dəq} = 1,0 \text{ dm}^3/\text{san}$, işçi təzyiq $2,0 \text{ MPa}$, dövrlər sayı $n = 1450 \text{ dövr}/\text{dəq} = 24,17 \text{ dövr}/\text{san}$, həcmi FİƏ $\eta_{həc} = 0,92$, hidravlik mexaniki FİƏ $\eta_{mex} = 0,85$, dişlərin sayı $z = 14$.

Həlli:

Nasosun nəzəri sərfi:

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

$$Q_{nəz} = \frac{Q_{həq}}{\eta_{həc}} = \frac{60}{0,92} = 65 \text{ dm}^3/\text{dəq} = 1,083 \text{ dm}^3/\text{san.}$$

İlkin olaraq, V.V.Yermakova görə dişli çarxın başlanğıc çevrəsinin diametrini yarımemperik düsturdan tapaq:

$$D_b = 12,3 \sqrt{\frac{Q_{nəz}}{n}} = 12,3 \sqrt{\frac{65 \cdot 1000}{1450}} = 82 \text{ mm.}$$

Dişli çarxın modulu:

$$m = \frac{D_b}{z} = \frac{82}{14} = 5,9 \text{ mm.}$$

$m = 6 \text{ mm}$ qəbul edirik. Dişli çarxın xarici diametri:

$$D_x = D_b + 2m = 82 + 2 \cdot 6 = 94 \text{ mm.}$$

Dişli çarxın eni (sm-lə):

$$b = \frac{Q_{nəz}}{KD_b m n} = \frac{1,083 \cdot 10^3}{7 \cdot 8,2 \cdot 0,6 \cdot 24,17} = 1,3 \text{ sm} = 13 \text{ mm.}$$

Nasosun işçi həcmi:

$$q_o = \frac{Q_{nəz}}{n} = \frac{1,083 \cdot 10^3}{24,17} = 45 \text{ sm}^3/\text{dövr.}$$

Dişlərin çevrəvi sürəti:

$$v = \omega r_2 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_x}{2} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} \cdot \frac{9,4}{2} \cdot 10^{-2} = 7,2 \text{ m/san.}$$

Nasosun faydalı gücü:

$$N_f = Q_{həq} p = 1,0 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^6 = 2,0 \text{ kVt/}$$

Nasosun valında nəzəri moment:

$$M_{nəz} = \frac{qp}{2\pi} = \frac{45 \cdot 10^{-6} \cdot 2,0 \cdot 10^6}{2 \cdot 3,14} = 14,3 \text{ Nm/}$$

Nasosun valında həqiqi moment:

$$M_{həq} = \frac{M_{nəz}}{\eta_{mex}} = \frac{14,3}{0,85} = 16,8 \text{ Nm/}$$

Nasosu hərəkətə gətirmək üçün elektrik mühərrikinin gücü:

$$\begin{aligned} N_{e.m.} = M_{həq} 2\pi n &= 16,8 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 24,17 = 2550 \text{ Vt} = \\ &= 2,55 \text{ kVt.} \end{aligned}$$

1.3.10. Vintli nasoslar və hidravlik motorlar

Vintli hidravlik maşınlar nasos və hidravlik mühərriklər kimi müasir sənayenin müxtəlif sahələrində, o cümlədən neft-mədən işlərində, geniş istifadə olunurlar. Vintli hidravlik maşınlar həcmi hidravlik maşınların bir növü olaraq, onlar porşenli və plunjerli həcmi hidravlik maşınların bütün müsbət cəhətlərinə malikdirlər. Lakin, bunlarla yanaşı onlarla müqayisədə vintli hidravlik maşınların bir neçə əlavə üstünlükləri vardır:

- bu maşınlarda hərəkətdə olan yalnız bir hissə – daxili vintdir;
- hidravliki müqaviməti yaradan mürəkkəb şəkilli gətirici

və aparıcı kanalların olmaması;

- nasoslarda klapaların olmaması;
- porşenli və plunjerli maşınlara nisbətən daha böyük hissəcikləri olan və çirklənmiş mayelərlə işləmə imkanı;
- ətalət qüvvələrinin olmamasına görə porşenli və plunjerli maşınlara nisbətən verimin və təzyiqin (momentin) daha kiçik qeyri müntəzəmliyinə malik olması;
- nasos rejimində yüksək öz-özünə sorma qabiliyyətinə malik olması;
- eyni sərfli porşenli və plunjerli maşınlara nisbətən kiçik ölçülü və kiçik kütləyə malik olmaları və s.

Neft-mədən sənayesində bu tipli nasoslar neftin və suyun, gilli məhlulların nəql edilməsində, vintli hidravlik motorlar neft və qaz quyularının qazılmasında tətbiq olunan həcmi hidravlik intiqallarda hidravlik mühərriklər kimi istifadə olunurlar. Nasosların hal-hazırda məhsuldarlığı $1,5...500 \text{ m}^3/\text{saat}$, təzyiqi 25 MPa, dövrlər sayı 18000 dövr/dəq ola bilər.

Bu tipli hidravlik maşınların, o cümlədən batırılmış tipli nasosların və hidravlik mühərriklərin ən zəif, sıradan tez çıxan hissəsi gövdədə vintlə təmasda olan qondarma çənbərin daxili, xüsusi rezin-metal materialdan hazırlanmış səthidir. Bu səbəbdən neft-mədən quyudibi gərgin şəraitində işləyən vintli nasoslar və mühərriklər nisbətən tez-tez quyudan çıxardılır və onların daxili hissəsi – çənbərlər dəyişdirilir.

1.3.10.1. Vintli hidravlik maşınların təsnifatı

Vintli hidravlik maşınlar parametrlərinə görə aşağıdakı kimi təsnif oluna bilərlər:

1) vintlərin sayına görə:

- birvintli;
- ikivintli;
- üçvintli və s.;

- 2) vintlərin profilinə görə:
 - sikloidal;
 - evolvent-sikloidal;
 - xüsusi profilli;
- 3) maye axının girişlərinin sayına görə:
 - birtərəfli;
 - ikitərəfli;
- 4) işçi təzyiqinə görə:
 - kiçik təzyiqli ($< 1,0$ MPa);
 - orta təzyiqli ($1,0 \dots 5,0$ MPa);
 - yüksək təzyiqli ($> 5,0$ MPa);
- 5) vurulan maye növünə görə:
 - adi (təmiz su üçün);
 - neft üçün;
 - mayeləşmiş qazlar üçün və s.;
- 6) iş şəraitinə görə:
 - yer üzərində işləyən;
 - batırılmış tipli;
- 7) fəzada yerləşməsinə görə:
 - üfüqi;
 - şaquli.

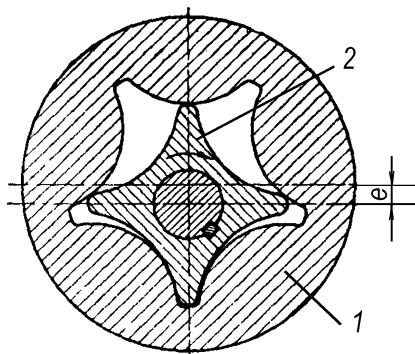
Ümumiyyətlə, vintli hidravlik maşınlara çoxgirişli dişləri çəp olan dişli çarxlı hidravlik maşınlar kimi baxmaq olar. İş zamanı daxili və ya xarici daimi ilişmədə olan bir və ya bir neçə vint cütlükləri arasında yaranan boşluqlar giriş kamerasından çıxış kamerasına doğru vintlərin oxu boyu istiqamətində hərəkət edirlər.

Bu tipli hidravlik maşınlardan ən geniş yayılmışı birvintli nasos və hidravlik mühərrik və üçvintli iki girişli vintli nasoslardır.

Bu tipli birvintli hidravlik maşınlara *herotor* hidravlik maşınlar deyilir. Herotor hidravlik maşınlarda əsas əlaməti – daxili rotorun dişlərinin (girişlərin) sayı z_2 xarici vintin (statorun) dişlərinin sayından z_1 bir diş az olmasıdır (Rene Muano prinsipi):

$$z_2 = z_1 - 1. \quad (1.3.107)$$

Burada z – istənilən ($z \neq 0$) təbii rəqəm ola bilər. Məsələn, $z_1 = 5$ və $z_2 = 4$ olduqda (işarəsi – 4:5 və ya 4/5) vintlərinin en kəsik sahələri şəkil 1.3.36-dakı kimi olacaqdır. Daxili vint planetar O_1 mərkəzi ətrafında e radiuslu hərəkət edərək eyni zamanda O_2 mərkəzi ətrafında fırlanma hərəkətinə malikdir.

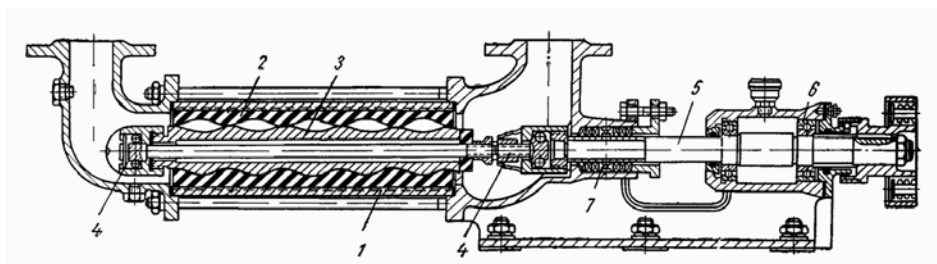


Şəkil 1.3.36. Ötürmə əmsalı 4:5 (4/5) olan herotor tipli maşının en kəsiyi
(1 – stator; 2 – rotor)

1.3.10.2. Vintli hidravlik nasoslar və onların konstruksiyaları

Birvintli hidravlik nasoslar. Herotor vintli mexanizmin son tipli maşının ($z_2 = 1$, $z_1 = 2$) iş prinsipi birvintli Muano hidravlik maşınlarda istifadə olunub. Bu maşınlarda xarici vintin (statorun) ilişmə xətti hiposikloidal əyrisi düz xəttə, daxili vintin (rotorun) hiposikloidası isə nöqtəyə çevrilir.

Birvintli nasosun konstruksiyası şəkil 1.3.37-də verilmişdir. Nasosun əsas hissələri: gövdə 1; çənbər 2; vint 3; universal Kardan-Huq şarniri (ya ekssentrikli mufta) 4; hərəkətə gətirən val 5, yastıqlar 6 və kipləşdiricilərdir 7.

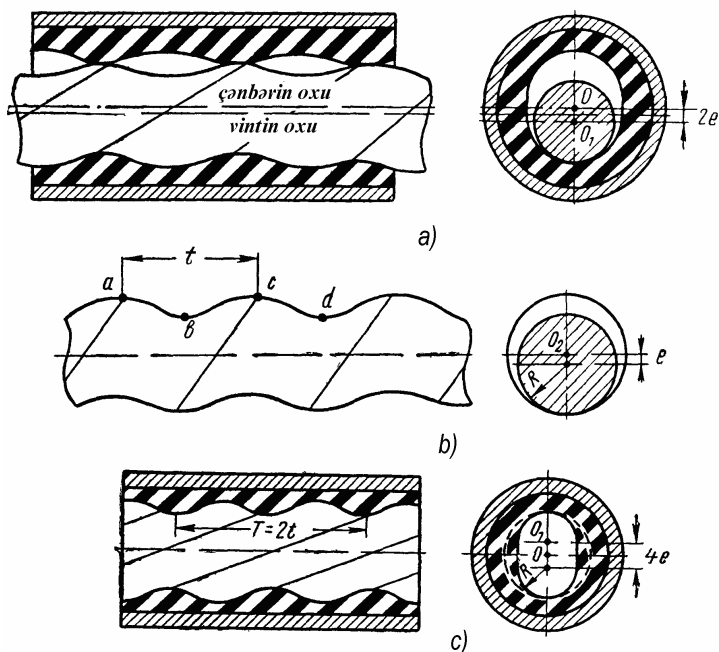


Şəkil 1.3.37. Birvintli nasosun konstruksiyası

- 1 – gövdə; 2 – çənbər; 3 – vint; 4 – universal şarnir (oymaq);
5 – hərəkətə gətirən val; 6 – yastıqlar; 7 – kipləşdiricilər.

İntiqal valı 5 ilə vint 3 arasında yerləşən borucuq sorma kamerasını təşkil edir. Dairəvi kəsikli vint 3 birgirişlidir və o kardan (qoşalaşmış kardan, eksentrik mufta və ya elastik elementli) birləşmə vasitəsilə val ilə fırlanma hərəkətinə gətirilir. Çənbərin 2 daxili səthi ikigirişli vint şəklində hazırlanmışdır və onun addımı daxilində olan vintin addımından iki dəfə böyükdür. Vintin hərəkəti zamanı çənbərin daxili və vintin xarici səthləri arasında boşluqlar əmələ gəlir, hansılara ki maye daxil olub qapanır. Vintin hərəkəti davam etdikdə maye ilə birlikdə bu qapanmış həcmə vurma kamerasına sıxışdırılır. Eyni zamanda sorma kamerasında vakuum yaranır və oraya yeni maye porsiyası daxil olur. Bu nasosların sorma hündürlüyü 6...8 m ola bilər və bu onların müsbət cəhətlərindən biridir.

Nasos vintinin istənilən kəsiyi R radiuslu dairə təşkil edir (şəkil 1.3.38). Bu dairənin mərkəzi O_1 vintin mərkəzindən O_2 eksentrisitet e qədər məsafədə yerləşir. Vintin bir tam dövr ərzində sinusoidal formalı $abcd$ əyrisinin təşkiledicisi vint oxunun istiqamətində vintin addımı t qədər sürüşmüş olur.



Şəkil 1.3.38. Vintli nasosun vintı və çənbəri.

a – vint-çənbər (2 və 3) cütlükdə qapanmış həcm (1);
 b – nasosun vintı, c – nasosun çənbəri və gövdəsi (4).

Rezin çənbərin daxili boşluğunun en kəşik sahəsi vintin oxu boyunca eyni, lakin bir-birinə nəzərən çevrilmiş olur. Çənbərin en kəşik sahəsi düz xətlərlə birləşdirilmiş mərkəzləri $4e$ qədər aralanmış məsafədə yerləşmiş D diametrli iki yarımçevrədən ibarətdir. Çənbərin vint şəkilli səthinin addımı T fırlanan vintin iki addımına t bərabərdir: $T = 2t$. Beləliklə, vintin bir tam dövründə çənbərin daxili və vintin xarici səthləri arasında qapanan həcm vint oxunun istiqamətində $2t$ məsafəyə irəliləyir.

Onda, qapanan həcmnin en kəşik sahəsi F

$$F = 4 e 2R = 4 e D \quad (1.3.108)$$

olmasını nəzərə asaq, vintin bir dövründə nasosun verimi (yəni birvintli nasosun işçi həcmi) q_o :

$$q_o = FT = 4 eDt = 8 eDt \quad (1.3.109)$$

olacaqdır.

Birvintli nasosun nəzəri verimi $Q_{nəz}$:

$$Q_{nəz} = q_o n = 8 eDt \cdot n. \quad (1.3.110)$$

Vintlər ilişmə halında olduqda yaranan təcrid olunmuş kameralar nəzəri olaraq bir-birilərindən tam ayrılırlar. Lakin bəzi hissələrdə kameranın sərhədlərində dişlərin yan səthləri birləşən hissəsinə ayrılmanı aralığın bütün uzunluğunda yerinə yetirmək mümkün olmur, yalnız bu toxunan xətlərdə mümkündür. Odur ki, sızması az olan maşınları hazırladıqda vintlərin böyük dəqiqliklə hazırlanması tələb olunur. Buna görə nasosun həqiqi verimi $Q_{həq}$:

$$Q_{həq} = \eta_{həc} Q_{nəz} \quad (1.3.111)$$

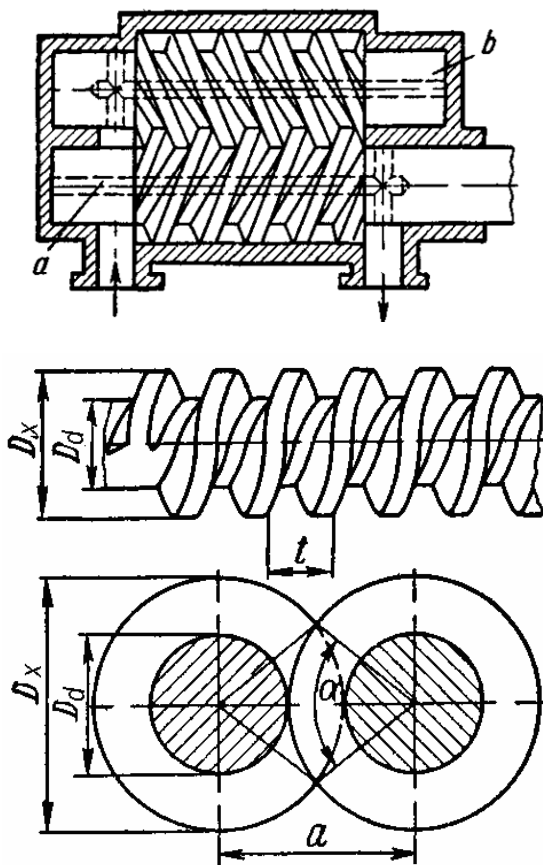
Birvintli nasosların verimi $0,6...60 \text{ m}^3/\text{saat}$, vurma təzyiqi $2,5 \text{ MPa}$ qədər, tam FİƏ $\eta_n = 0,4...0,65$; həcmi FİƏ $\eta_{nhəc} = 0,75...0,85$ olur. Mayenin özlülüyü $\nu = 32...65 \text{ sSt}$, temperaturu – 70°C çox olmamalıdır. Rotorun dişlərinin sayı adətən $4...8$ olur.

İkivintli hidravlik nasoslar. İkivintli nasoslarda qapanan həcm ilişmədə olan iki vint və tərpənməz stator-çənabər arasında əmələ gəlir. Bunlar adətən $20...40 \text{ dm}^3/\text{dəq-də}$ və 10 MPa vurma təzyiqə qədər buraxılır. İkivintli nasosların vintlər yivinin profili çox vaxt sadə hazırlanan düzbucaq şəkildə olur, bu isə vintlərinin sinxron fırlanması üçün əlavə dişli çarxlı cütlükdən istifadə olunmasına gətirir. İkivintli üfüqi nasosun konstruksiyasının sxemi 1.3.39 şəkildə göstərilmişdir.

İkivintli nasosun hesabı (nəzəri) məhsuldarlığı aşağıdakı tənliklə təyin edilir:

$$Q = F \cdot t \cdot n, \quad (1.3.112)$$

burada F – vintlərin kanallarının canlı kəsik sahəsi, m^2 ilə; t – vint yivinin addımı, m ilə; n – bir saniyədəki dövrlər sayıdır.



Şəkil 1.3.39. İkivintli nasosun konstruksiyasının
və hesablamaya dair sxemləri

F kəmiyyətinin qiyməti kifayət qədər dəqiqliklə aşağıdakı ifadədən təyin olunur:

$$F = \frac{\pi(D_x^2 - D_d^2)}{4}, \quad (1.3.113)$$

burada D_x və D_d – uyğun olaraq vintin xarici və girinti hissəsinin diametrləridir.

İkivintli nasosun bir dövründə verimi (ikivintli nasosun işçi həcmi) q_o :

$$q_o = Ft = \frac{\pi(D_x^2 - D_d^2)}{4} t \quad (1.3.114)$$

olacaqdır.

İkivintli nasosun nəzəri verimi $Q_{nəz}$:

$$Q_{nəz} = q_o n = \frac{\pi(D_x^2 - D_d^2)}{4} t n. \quad (1.3.115)$$

Nasosun həqiqi verimi $Q_{həq}$:

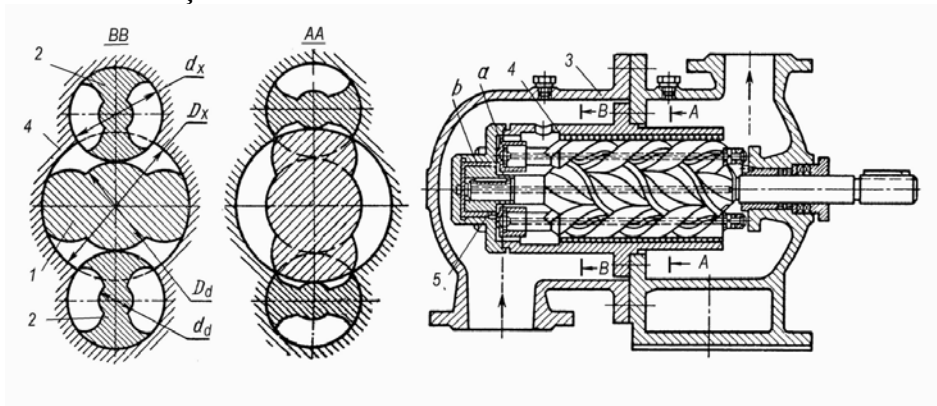
$$Q_{həq} = \eta_{həc} Q_{nəz} \quad (1.3.116)$$

Burucu momentin təsiri nəticəsində əmələ gələn oxboyu qüvvələrin təsirinin azaltmaq üçün hidravlik yüksüzləşdirmədən istifadə edilir. Bunun üçün a və b kanalları ilə vintlərin uclarının yan səthlərinə nasosla vurulan maye verilir (şəkil 1.3.39). Nasosun yüksüzləşdirməsi üçün digər üsuldən – qoşalaşmış vintlərin tətbiqi ilə də yerinə yetirilir. Qoşalaşmış vintlərin bir tərəfi – sol, digər tərəfi isə sağ yivlidir. Bu ikivintli nasoslar iki girişlidirlər.

Neft sənayesində istifadə olunan ikivintli nasosların verimi 1,6...36 m³/saat, vurma təzyiqi 1,1 MPa qədər; tam FİƏ – 0,3...0,57; həcmi FİƏ – 0,75...0,85; nasosun gücü – 1,15...18 kVt; aqreqatın gücü – 2,2...22 kVt olur.

Üçvintli hidravlik nasoslar. Qeyd olunduğu kimi geniş yayılmış vintli nasoslardan – üçvintli (iki girişli yivli) nasoslardır

(şəkil 1.3.40). Nasosun bir ədəd aparan 1 və iki aparılan 2 vintləri var ki, bunlar da yastıqların içərisində 5 və gövdə 3 daxilində fırlanırlar. Vintlər üç ikidişli çarxdan düzəldilir. Dişlərin yan səthləri sikloidal, xarici səthləri isə silindrik olub gövdənin 4 daxili səthi ilə sürüşürlər.



Şəkil 1.3.40. Üçvintli nasosun konstruksiyası

1 – aparan vint; 2 – aparılan vintlər; 3 – gövdə; 4 – daxili gövdə;
5 – yastıqlar

Vintlər ilişmə halında olduqda təcrid edilmiş kameraları yaradırlar. Vintlər fırlandıqda kameralar irəliləyərək yer dəyişirlər. İşçi dövrünün başlanğıcında onlardan hər biri p_1 təzyiqli maye gətirən sahə (nasosun girişi) ilə, axırda isə p_2 təzyiqli sahə (nasosun çıxışı) ilə birləşirlər və buraya da maye vintin yan səthi ilə sıxışdırılır.

Üçvintli horizontal nasoslar əsasən $800 \text{ m}^3/\text{saat}$ -da və 25 MPa vurma təzyiqli buraxılır ki, bunlarla vurulan mayenin özlülüyü $0,1 \dots 60 \text{ sm}^2/\text{san}$ (Pz) arasında olmalıdır. Üçvintli nasoslar iki gövdə şəkilində: mayenin nasosa birtərəfli verilməsi və mayenin nasosa ikitərəfli verilməsi şəkilində hazırlanır.

Üçvintli nasosun işçi həcmi:

$$q_o = (F - f)t, \text{ m}^3 \quad (1.3.117)$$

burada F – vintlərin yerləşdirildiyi gövdə zolağının en kəsik sahəsi, m^2 ilə; f – həmin kəsikdə vintlərin tutduğu sahə, m^2 ilə; t – vintin addımıdır, m ilə.

Vintin profillərinin ölçülərinin nisbəti sikloidal ilişmə nəzəriyyəsinə əsasən müəyyən edilir (işarələr şəkil 6.7.15-də göstərilib). Adətən $t = \frac{10d_x}{3}$ (bəzən $t = \frac{5d_x}{3}$); $D_x = \frac{5d_x}{3}$;

$d_d = \frac{d_x}{3}$; $d_x = D_d$ qəbul olunur. Burada D_x , D_d – apararı d_x , d_d – aparılan vint yivlərin xarici və daxili diametrləridir. Bu zaman:

$$F - f = 1,24307 d_x^2. \quad (1.3.118)$$

Onda nasosun işçi həcmi;

$$q_o = (F - f)t = 4,1d_x^3. \quad (1.3.119)$$

İş zamanı vintlərin istənilən vəziyyətdə nasosun giriş kamerası çıxış kamerasından əlaqəsi olmaması üçün vintlərin təmasda olan hissələrinin uzunluğu vintlərin addımından t bir qədər artıq olmalıdır:

$$L_{\min} = (1,2 \dots 1,3)t. \quad (1.3.120)$$

Nasosda daha yüksək hermetiklik əldə etmək və yüksək təzyiqlər (15...20 MPa) yaratmaq üçün $L = (6 \dots 8)t$ qəbul olunur, yəni nasosda ardıcıl yerləşmiş 6...8 pillə yaradılır. Adətən 2...3 MPa yaratmaq üçün bir pillə tələb olunur. Pillələrin lazımı sayını n əldə etmək üçün vintin uzunluğu L olmalıdır:

$$L \geq (n + 0,1)t. \quad (1.3.121)$$

Üçvintli nasosun nəzəri verimi aşağıdakı düsturla təyin oluna

bilər:

$$Q_{n\ n\ z} = q_o\ n = (F - f)t\ n, \text{ m}^3/\text{san.} \quad (1.3.122)$$

və ya

$$Q_{n\ n\ z} = q_o\ n = 4,1 d_x^3 n, \quad (1.3.123)$$

Üçvintli nasosun həqiqi verimi:

$$Q_{n\ h\ a\ q} = \eta_{n\ h\ a\ c} q_o\ n = \eta_{n\ h\ a\ c} (F - f)t\ n, \text{ m}^3/\text{san} \quad (1.3.124)$$

burada $\eta_{n\ h\ a\ c}$ – nasosun həcmi FİƏ; n – nasosun dövrlər sayıdır, dövr/san ilə.

(1.3.123) və (1.3.124) düsturlara əsasən üçvintli nasosun aparılan vintlərinin xarici diametrini d_x aşağıdakı ifadədən tapmaq olar:

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{Q_{n\ h\ a\ q}}{4,1 n \eta_{n\ h\ a\ c}}}, \quad (1.3.125)$$

Nasosun həcmi FİƏ $\eta_{n\ h\ a\ c} = 0,90...0,95$ qəbul etmək olar.

Vintli hidravlik maşınlarda sızmalar yalnız daxilə olur. Sızma vintlərin ilişmə uzunluğunda və vintlərin dayaq yastıqlarında 6 baş verir.

Yüksək təzyiqli maşın hazırladıqda sızmanı azaltmaq üçün vintin uzunluğu artırılır. Belə maşınların gövdəsində eyni zamanda ardıcıl olaraq 10...15 kamera yerləşir. İki qonşu kameralar arasında təzyiq düşküsi az olduğundan vintlərin qıraqlarının kipliyində mükəmməl olmamasına baxmayaraq sızmalar az olur. Belə maşınlar $p_n \approx 25$ MPa təzyiqdə normal işləyirlər. $p_n = 1,5...2$ MPa təzyiqlərdə nasos işlədikdə gövdənin uzunluğunun $(1,2...1,5)t$ qədər olması kifayətdir. Bu zaman yüksək təzyiqli nasosun həcmi FİƏ $\eta_{h\ a\ c} = 0,7...0,8$, alçaq təzyiqli nasoslarda $0,95...0,9$ kimi çatır.

Vintli nasosların üstünlükləri ondan ibarətdir ki, aparən və

aparılan vintlərin ilişməsi qüvvə ilə yüklənmir. Aparılan vintin dişlərinin yan səthinə təsir edən p_2 təzyiqli sahədə mayenin təzyiq qüvvəsi onu aparıcı vintin fırlanma istiqamətinə fırlatmağa çalışır. Bu təmasda olan haşiyələri (kənarları) qoruyur və nəticədə maşının iş müddətini uzadır. Vinti p_1 təzyiqli sahəyə itələməyə çalışan ox boyu qüvvəsi vintin 6 başı altında açılmış 2 deşikdən yüksək təzyiq altında verilən mayenin hidrostatik qüvvəsi ilə müvazinətləşir. Aparılan vinti aparıcıdan ayırmağa çalışan radial qüvvələri gövdə qəbul edir. Nəticədə, mexaniki itkilər vintin gövdəsinə, ilişmədə və yastıqlardakı sürtünmələrdə baş verir.

Deyilənlər göstərir ki, vintli hidravlik maşınlarda sürtünməyə sərf olan güc əhəmiyyətli dərəcədədir. Bu maşınlar FİΘ-larına görə ($\eta_{mex} \approx 0,9...0,8$) porşenli nasoslardan geri qalır. Digər çatışmamazlıq onların dəyişən həcmli (q_o) hazırlanmasının, yəni verimin və ya sərfin tənzim edilməsinin mümkün olmamasıdır.

Sənayedə istifadə olunan üçvintli nasoslarda verimi 1,6...36 m³/saat, vurma təzyiqi 10 MPa qədər; tam FİΘ – 0,3...0,57; həcmi FİΘ – 0,75...0,85; nasosun gücü – 1,15...70 kVt; aqreqatın gücü – 2,2...110 kVt olur.

Misal 1.3.10.1

Üçvintli nasosun əsas konstruktiv parametrlərinin aşağıdakı verilənlərə görə təyin edilməsi: nasosun $n_n = 25$ dövr/san olduqda nasosun hesabı (nəzəri) verimi $Q_{nnəz} = 4,75$ dm³/san, vurma təzyiqi $p_n = 7$ MPa olmalıdır.

Həlli:

Nasosun işçi həcmi:

$$q_o = \frac{Q_{nnəz}}{n_n} = \frac{4,75 \cdot 10^{-3}}{25} = 0,19 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{dövr} = 190 \text{ sm}^3/\text{dövr}$$

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

(1.3.18) düstura əsasən üçvintli nasosun aparılan və apararı vintlərinin diametrləri $d_x = D_d$ aşağıdakı ifadədən tapmaq olar:

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{Q_{nhəq}}{4,1n}} = \sqrt[3]{\frac{4,75 \cdot 10^{-3}}{4,1 \cdot 25}} = 36 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 36 \text{ mm},$$

Tövsiyə olunduğu kimi, tapırıq:

– apararı vintin daxili və aparılan vintin xarici diametrləri:

$$d_x = D_d = 36 \text{ mm};$$

– apararı vintin xarici diametri D_x :

$$D_x = \frac{5d_x}{3} = \frac{5 \cdot 36}{3} = 60 \text{ mm};$$

– aparılan vintin daxili diametrləri d_d :

$$d_d = \frac{d_x}{3} = \frac{36}{3} = 12 \text{ mm};$$

– vintin addımı t :

$$t = \frac{10d_x}{3} = \frac{10 \cdot 36}{3} = 120 \text{ mm};$$

– tələb olunan vurma təzyiqini nəzərə alaraq – $p_n = 7 \text{ MPa}$, nasosda pillələrin sayı $n = 3$ qəbul edilir və vintlərin uzunluğu L :

$$L = (n + 0,1)t = (3 + 0,1)120 = 372 \text{ mm}.$$

Nasosun həcmi FİƏ $\eta_{nhəc} = 0,95$ və hidromexaniki FİƏ $\eta_{hmex} \approx 0,9$ qəbul edib, nasosun həqiqi verimini tapırıq:

$$Q_{n\ həq} = Q_{n\ nəz} \eta_{n\ həc} = 4,75 \cdot 0,95 = 4,5 \text{ dm}^3/\text{san.}$$

Hidromexaniki FİƏ $\eta_{hmex} \approx 0,9$ olduqda nasosun gücü:

$$N_n = \frac{N_{fay}}{\eta_n} = \frac{p_n Q_{n\ həq}}{\eta_{n\ həc} \eta_{n\ hmex}} = \frac{7 \cdot 10^6 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3}}{0,9 \cdot 0,95} =$$
$$= 36840 \text{ Vt} = 36,9 \text{ kVt olur.}$$

1.3.10.3. Vintli hidravlik quyu mühərrikləri və onların konstruksiyaları

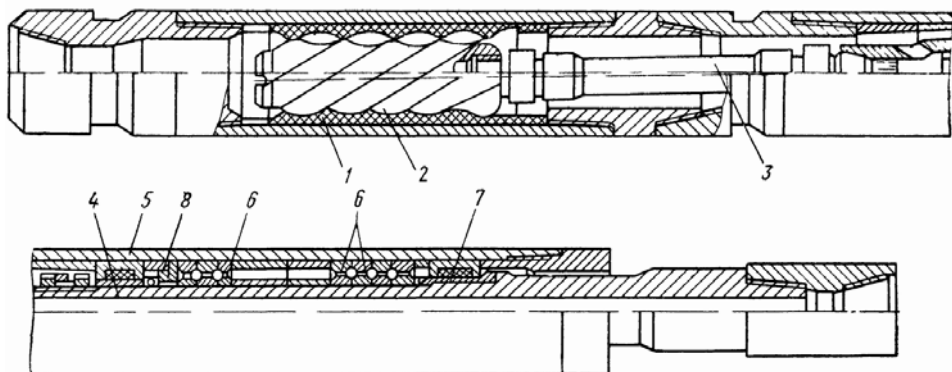
Neft-mədən işlərində tətbiq olunan hidravlik intiqallı quyu baltalarının işləməsinin tədqiqi göstərir ki onların uzunömürlüyü onları hərəkətə gətirən mühərriklərin parametrlərindən, xarakteristikalardan asılıdır. Həmin tədqiqatlara görə şaquli və maili quyuların qazılmasında quyu baltalarını fırlatmaq üçün quyu vintli hidravlik mühərriklər ən əlverişli quyu mühərrikləridir.

Vintli hidravlik quyu mühərriklərinin (Д1-170 markalı mühərrik) keçmiş SSRİ-də 1967...1969 illərdən başlayaraq qazıma geniş istifadəsi başlandı və onların digər mühərriklərlə müqayisədə bir neçə üstünlükləri aşkarlandı.

ABŞ-da vintli hidravlik quyu mühərriklərinin inkişafı ilə çoxlu saylı tədqiqat işləri aparılır. «Dayna Drill» firmasının verilənlərinə görə şaquli və maili quyuların qazılması və quyuların xüsusi təmir işləri üçün 11 fərdi ölçülü vintli hidravlik mühərriklər istehsal olunur. Bu firmada istehsal olunan vintli hidravlik mühərriklərin xarici diametri 244 mm, ən kiçik isə 44 mm-dir.

Əks Muano prinsipi ilə hazırlanan vintli hidravlik mühərriklər (şəkil 1.3.41) həcmi hidravlik mühərriklərin bir növü olaraq quyudibi qazıma aqreqatlarında geniş tətbiq edilir. Onlar yer səthindən nasoslarla qazıma kəmərinə vurulan gilli məhlulun axını ilə hərəkətə gətirilir.

Vintli nasoslar kimi vintli hidravlik mühərrikdə statordan və eksentrik yerləşdirilmiş vintli rotordan ibarətdir. Mühərrik sanki daxili ilişməli vint dişli cütü əks Muano prinsipini xatırladır. Bunlarda da statorun dişlərinin sayı rotorun dişlərinin sayından bir artıqdır ki, bu da ona planetar hərəkət edərək statorun dişlərindən yumaqlanma imkanı verir. Bu zaman rotorun oxu ikiqat eksentrisitetə bərabər diametrli çevrə üzrə hərəkət edir. Rotoru gövdə ilə tuşoxlu yerləşən şpindel valı ilə birləşdirmək üçün eksentrisiteti kompensə edən kürəvi ikili oynaq (şarnirli) mufta vardır.



Şəkil 1.3.41. D-170 tipli vintli quyudibi mühərrik:

1, 2 – vintli stator və stator; 3 – ikiyönlü birləşmə; 4 – şpindelin valı;
5 – gövdə; 6 – radial yastıq; 7 – radial yastıq; 8 – yan kipləşdirici

Vintli mühərrikin şpindel radial rezin-metal yastıqlarda bərkidilmiş və oxboyu yükləri qəbul etmək üçün kürəvi dabanla təchiz olunmuşdur. Şpindelin vallarının içi boşdur, yuxarı hissəsində mayenin baltaya keçməsi üçün kanal vardır. Gövdə çevirici vasitəsilə qazıma kəmərinin aşağı hissəsinə bərkidilir.

Təsir prinsipinə görə vintli hidravlik mühərriklər həcmi rotor hidravlik maşınlarına aid olurlar. Vintli hidravlik nasoslar kimi bunların işçi orqanlarının əsas elementləri aşağıdakılardır:

- yüksək və aşağı təzyiq kameralarına malik stator-gövdə;
- fırladıcı momenti şpindelın valına ötürən aparən rotor-vint;
- vintli səthlərin qıfıllayıcıları.

Stator və rotorun vintli səthləri mühərrikin işçi həcmını bir sıra boşluqlara bölür. Yüksək və aşağı təzyiq sahələri ilə əlaqədar boşluqlar – kameralar, qapalı boşluqlar (mühərrikin işçi həcmələri) isə – *şlüzlər* adlanır. Nəzəri olaraq bir addımda boşluqlar dövrü olaraq yüksək və aşağı təzyiqli kameralarla əlaqələnilir. Rotor və statorun vintli dişlərinin səthləri bir birini qarşılıqlı kəsərək mayenin yüksək təzyiq sahəsini aşağı təzyiq sahəsindən ayırır və onun bir kameradan digərinə sərbəst axmasının qarşısını alır. Aparən vintdə mayenin təzyiq düşküsunün təsiri altında şpindelın valına ötürülən fırlanma momenti əmələ gəlir. Mühərrikdə təzyiq düşküsu nə qədər çox olarsa, fırlanma momenti də bir o qədər çox olar.

Vintli mühərriklər vintli nasoslar kimi bir sıra üstünlüklərə malikdirlər. Bu üstünlüklər onları hidravliki quyudibi mühərrikləri kimi istifadə etməyə imkan verir:

- maye axınının klapan və zolotnik paylayıcılarının olmaması;
- rotor-stator cütü detallarında nisbi yerdəyişmənin olmaması;
- təmas xəttinin vəziyyətinin fasiləsiz dəyişməsi qazıma məhluluna imkan verir ki, kameradan və şlüzlərdən abraziv hissəcikləri çıxarsın;

1.3.41 şəkildə göstərilən Д1-170 markalı vintli mühərrikin konstruksiyası əsas hissələrdən: vint cütüyü (1 və 2), ikiyonaqlı birləşmə (şarnir – 3) və birləşdirici keçidlərdən ibarətdir.

Mühərrikin əsas işçi orqanı vintlər cütüyündən (1 və 2) ibarətdir. Poladdan hazırlanmış statorun daxilində vulkanizasiya vasitəsilə birləşdirilən daxili 10 girişli yivli səthdən ibarət metal-rezinli çənbər yerləşdirilib. Xarici səthi 9 girişli yivli səthdən hazırlanmış poladlı rotorun oxu statorun oxuna nisbətən

ekssentrisitetlə yerləşdirilib.

Fırladıcı moment rotordan 2 şpindelin valına 4 ikiyoynaqlı şarnirlə ötürülür. Bu tipli ötürücü ekssentrik yerləşən rotorun 2 statorun 1 oxunun ətrafında fırlanmasının planetar şəklində yerinə yetirməsinə imkan verir.

Vintli quyu mühərrikinə şpindel valından əlavə bunlar daxildir: şpindelin gövdəsi 5; çoxsıralı radial yastıq 6; metal-rezinli radial yastıq 7 və doldurma (salnik) tipli yan kipləşdirici 8.

Vintli quyu mühərriklərinin səmərəliliyini artırmaq üçün onlar iki seksiyalı konstruksiya şəklində istifadə oluna bilərlər.

Birgirişli rotorlu vintli hidravlik mühərrikin valında fırladıcı moment analitik düsturla tapıla bilər:

$$M = \frac{4pDet}{\pi}, \quad (1.3.126)$$

burada D – rotorun en kəsiyin diametridir.

Rotorun dövrlər sayı, həcmi rotorlu hidravlik maşınlar kimi:

$$n = \frac{Q_m}{q_o}, \quad (1.3.127)$$

haradakı Q_m – mühərrikin sərfi; q_o – mühərrikin işçi həcmidir.

Vintli nasoslar kimi, vintli mühərrikin işçi həcmi aşağıdakı kimi hesablanır:

$$q_o = (F - f)Tz_2, \quad (1.3.128)$$

burada z_2 – rotorun dişlərinin (girişlərin) sayıdır.

Hiposikloidal ilişməli vintli mühərrikin $F - f$ (işçi həcmi) en kəsik sahəsi belə tapılır:

$$F - f = 2\pi e^2(z_2 - 1) + 8er. \quad (1.3.129)$$

Ötürmə əmsalı $i = \frac{1}{2}$ (1:2) olduqda:

$$n = \frac{Q_m}{8erT} . \quad (1.3.130)$$

Birgirişli vintli mühərriklər yüksək sürətli olduğuna görə çıxış valının 100...200 dövr/dəq alınması üçün çoxgirişli vintlərdən istifadə olunur. Adətən, girişlərin sayı 6...12 qəbul olunur. Rotor yivinin girişlərin sayı $z_2 = 9$ optimal sayıdır

Hidravlik mühərriklərin əsas xarakteristikası valında yaradılan momentin təzyiq düşküsündən asılılığıdır. Buna görə vintli mühərriklərin işçi xarakteristikası təzyiq düşküsünün Δp , dövrlər sayının n , gücün N və FİΘ η müxtəlif yükləmələrdə yaranan müqaviməti dəf edən valın momenti M ilə asılılıqlarıdır.

Tam FİΘ-nın maksimal qiymətinə uyğun olan rejimə optimal rejim deyilir, bu rejimdə olan parametrlər mühərrikin optimal parametrləri adlanır.

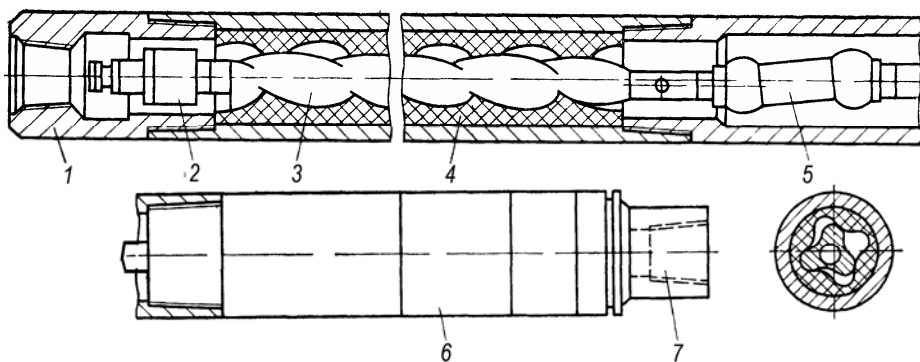
Mühərrikin gücünün maksimal qiymətinə uyğun olan rejimə effektiv rejim deyilir. Adətən, vintli quyu mühərriklərində optimal rejim və effektiv rejim üst-üstə düşürlər. Vintli mühərriklərin dayanıqlı iş rejimi zonası bu iki rejimlərin arasında yerləşir. Bu zonada vintli mühərriklərin hidromexaniki FİΘ $\eta_{hmex} = 40...50\%$, həcmi FİΘ $\eta_{hac} = 30...90\%$, tam FİΘ isə $\eta = 50...55\%$ olur.

Ümumiyyətlə, həcmi hidravlik mühərriklərdə onların dövrlər sayı yüklənən momentdən az asılı olmalıdır. Lakin, vintli hidravlik mühərriklərdə təzyiqlər fərqi artdıqca onların daxilində sızmaların artması müşahidə olunur və bu vintli mühərriklərin qeyrisərtliliyinə gətirir. Sızmaların miqdarı asılıdır:

- rotor və stator aralarında təmas xəttinin uzunluğundan;
- mühərrikin işçi həcmnin en kəsik sahəsindən;
- təzyiq düşküsündən;
- mayenin özlülüyündən və sıxlığından;

– işçi kameraların sayından və s.

Hal-hazırda dərin qazıma işlərində, o cümlədən maili quyuların qazılmasında Baker Hughes firmasında (ABŞ) istehsal olunan «Dayna Drill» və «Navi Drill» markalı vintli hidravlik mühərrikləri geniş yayılmışdır (<http://bakerhughes.com>). 1995-ci ildən başlayaraq INTEQ kompaniyasının Baker Hughes firması Navi-Drill markalı ISO 9001 və API Q1 standartlarına cavab verən vintli hidravlik mühərriklərin yeni X-treme və Ultra X-treme növlərinin istehsalına başlayıb (şəkil 1.3.42). Rotor-stator yivlərin girişlərinin sayı – 1/2, 2/3, 3/4, 5/6, 7/8 və 9/10; mühərrikin diametri 2-3/8" ...12-3/4"; sərf – 100...6600 dm³/dəq; baltanın dövrlər sayı – 50...1185 dövr/dəq; yüksüz halda təzyiq düşküsi – 0,6...2,4 MPa; nominal rejimdə təzyiqlər düşküsi – 5,0...14,25 MPa; moment – 395...40200 Nm-dir.



Şəkil 1.3.42. «Baker Oil Tool» firmasının
vintli (3/4) quyu mühərriki:

1 – gövdə; 2 – axıdıcı klapan; 3 – rotor; 4 – stator;
5 – oynaqli birləşdirmə; 6 – şpindel; 7 – aparıcı val

1.3.11. Hidravlik güc silindrləri

Hidravlik güc silindrləri irəli-geri hərəkətli həcmi hidravlik mühərriklərə aiddirlər. Hidravlik güc silindrləri vasitəsilə onların

çıxış bəndlərində məhdud qiymətdə irəliləmə hərəkətini yaradırlar. Hidravlik silindrlərin hazırlanması sadə, istismarda davamlı, onların köməyi ilə xeyli qüvvələr və sürətlər almaq olar, onların yerləşdirilməsi nasosun, paylayıcının və tənzimedicisi aparatların hidravlik qurğuda quraşdırılması yerindən asılı deyil.

1.3.11.1. Hidravlik güc silindrlərinin təsnifatı və onlar haqqında ümumi məlumat

Güc irəli-geri hərəkətli hidravlik silindrlər texnikanın əksəriyyət sahələrində, xüsusilə inşaat, torpaq qazıntılarında, qaldırıcı nəqliyyatlarda, yol maşınlarında və eləcə də texnoloji avadanlıqda – metal kəsən dəzgahlarda, dəmirçi-məngənə (press) maşınlarında tətbiq edilir.

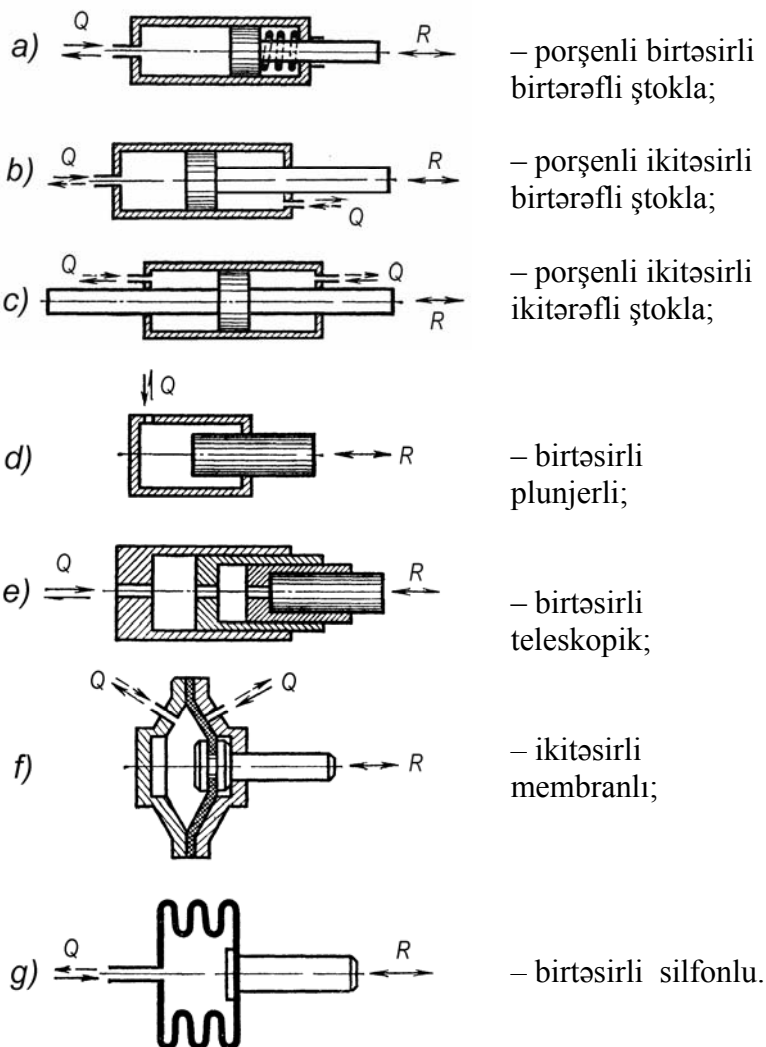
Hidravlik silindrin əsas hissələri – kipləşdirici elementlərlə silindrik gövdə və porşenli ştokdur (və ya plunjerdir). Tərpənməz gövdə olduqda hidravlik silindrlərdə çıxış bəndi – ştok (plunjer), tərpənməz ştok olduqda isə – silindr gövdəsidir.

İrəli-geri hərəkətli hidravlik güc silindrləri ona daxil olan elementlərdən asılı olaraq aşağıdakı kimi təsnif olunur (şəkil 1.3.43):

- təsirlərin sayına görə:
 - birtəsirli (birtərəfli) (a, d, g);
 - ikitəsirli (ikirtərəfli) (b, c, f);
- gövdədəki bəndin konstruksiyasına görə:
 - porşenli (a, b, c);
 - plunjerli (d);
 - ştokların sayına görə:
 - birtərəfli ştokla (b);
 - ikitərəfli ştokla (c);
 - ştoksuz;
- konstruksiyasına görə:
 - adi silindrlər ($, a, b, c, d$);

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

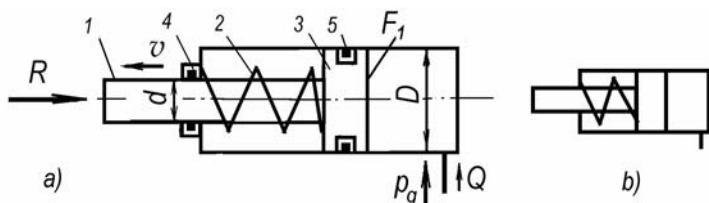
- teleskopik silindrlər (e);
- kombinə (qarışıq) tipli və s.



Şəkil 1.3.43. İrəli-geri hərəkəti hidravlik silindrlərin növlər

Ştokun hərəkət istiqaməti işçi mayenin daxil olduğu boşluqdan asılıdır. Bu zaman əks tərəfdə silindrin qeyri işçi olan boşluğu axıtma xətti ilə birləşir (şəkil 1.3.43, *c, f, g*).

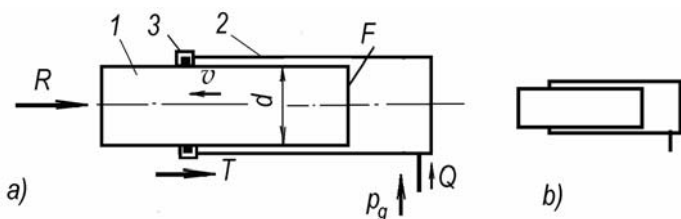
Bir tərəfli təsir edən (birtəsirli) hidravlik silindrlərdə (şəkil 1.3.44) porşenin 3 işçi gediş yolu işçi maye təzyiqinin təsiri altında, ilkin vəziyyətə qayıtması isə yayın 2 və ya xarici qüvvələrin R təsiri ilə baş verir. Adətən, belə tipli hidravlik silindrlər lazımi qaytarıcı qüvvə kiçik olduqda tətbiq olunur (şəkil 1.3.43, *a*).



Şəkil 1.3.44. Birtəsirli birtərəfli ştoklu hidravlik silindrin sxemi (a) və şərti işarəsi (b)
 1 – ştok; 2 – yay; 3 – porşen; 4 – ştokun kipləşdiricisi;
 5 – porşenin kipləşdiricisi

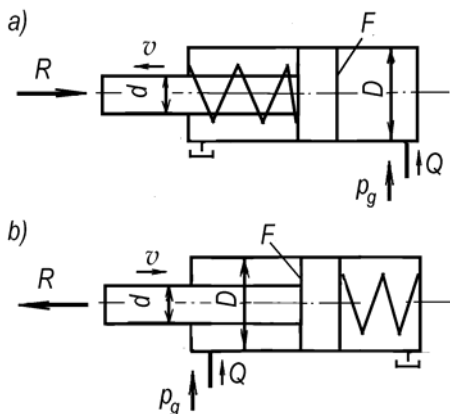
Xarici qüvvələrin təsirinin istiqamətindən asılı olaraq birtəsirli birtərəfli ştoklu hidravlik silindrlərin hərəkət sxemləri şəkil 1.3.46-da göstərilib. Sxemdə *a*-da (şəkil 1.3.46) ştokla itələyici, sxemdə *b*-də (şəkil 1.3.46) isə dartıcı qüvvə yaradılır. Porşen qrupunun ilkin vəziyyətinə qayıtması yay vasitəsilə yerinə yetirilir.

Plunjerli hidravlik silindrlərdə (şəkil 1.3.45) vahid xarici əsas kipləşdirici 3-dən ibarətdir. Porşenli hidravlik silindrlərdə isə daxili (porşenin) kipləşdirici 5 də (şəkil 1.3.44) mövcuddur.



Şəkil 1.3.45. Plunjerli hidravlik silindrin sxemi (a) və şərti işarəsi (b)

1 – plunjer; 2 – silindrinin gövdəsi; 3 – plunjerin kipləşdiricisi

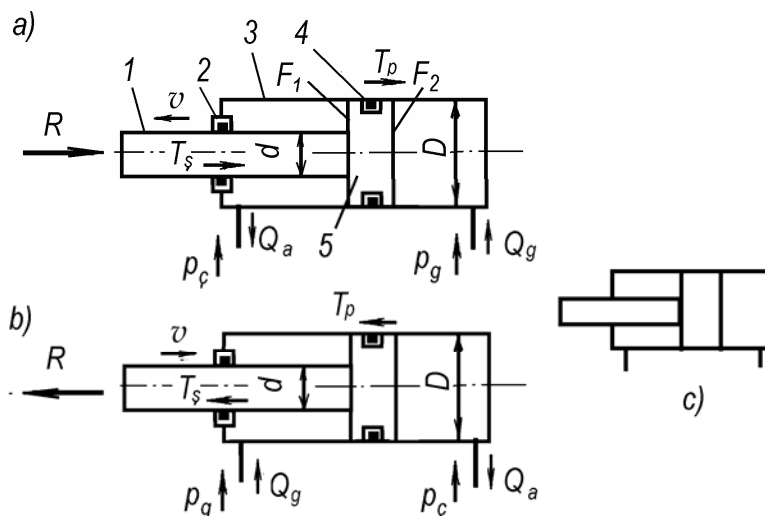


Şəkil 1.3.46. Birtəsirli birtərəfli ştoklu hidravlik silindrlərin hərəkət sxemləri

İki tərəfli təsir edən (ikitəsirli) hidravlik silindrin sxemi şəkil 1.3.43, *b*, *c*, *f*-də, irəliyə və geriye hərəkət sxemləri şəkil 1.3.47-də göstərilmişdir. Bu tipli hidravlik silindrlərdə porşenin düzünə və əksinə gedişləri mayenin təzyiqinin təsiri altında yerinə yetirilir.

Çox hallarda hidravlik silindrlər ağır, yükün və sürətin birdən (sıçrayışla) dəyişməsi və əlverişsiz iqlim şəraitində işləyirlər. Nəmliyin və çirkin düşməsinin qarşısını almaq üçün ikiqat çirk

yığan həlqəli və ya digər formalı kipkəcdən və bəzən də irəliləmədə ştoku tam bağlayan rezin silfondan istifadə edilir.



Şəkil 1.3.47. İkitəsirli birtərəfli ştoklu hidravlik silindrin irəliyə (a) və geriye (b) hərəkətlərinin sxemi və şərti işarəsi (c)

1 – ştok; 2 – ştokun kipləşdiricisi; 3 – silindrin gövdəsi;
4 – porşenin kipləşdiricisi; 5 – porşen

Hidravlik silindrlərin əsas göstəriciləri bunlardır:

- nominal təzyiq p_{nom} ;
- silindrin daxili (porşenin) diametri D ;
- ştokun diametri d ;
- silindrin çıxış bəndində yaradılan qüvvə P ;
- silindrin çıxış bəndinin sürəti v ;
- ştokun addımı (gediş yolunun uzunluğu) l ;
- işçi mayenin sərfi Q ;
- silindrin gücü N ;
- silindrin ümumi η və mexaniki η_{mex} FİƏ və s.

**1.3.11.2. Hidravlik güc silindrlərinin əsas parametrləri
və onların hidravlik sistemə qoşulma üsulları**

Hidravlik silindrin iş zamanı çıxış bəndində (adətən – ştokda) yaradılan qüvvə R (nəzəri qüvvə) sadələşdirilmiş halda (sürtünmə, ətalət və axıtma xəttində əmələ gələn qüvvələri nəzərə almamaqla) belə tapılır (şəkillər 1.3.44...1.3.47):

$$P = R = p_g F, \quad (1.3.131)$$

burada p_g – silindrin girişində (işçi kamerasında) mayenin təzyiqi, F – porşenin işçi sahəsidir.

Birtəsrirli və ikitəsrirli silindrlərin porşen boşluğu tərəfinin təzyiqi ilə işləyən hidravlik silindrlərin işçi sahəsi bərabərdir (şəkillər 1.3.46, *a*; 1.3.47, *a*):

$$F = F_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (1.3.132)$$

burada D – silindrin (porşenin) diametridir.

Birtəsrirli və ikitəsrirli silindrlərin ştok boşluğu tərəfinin təzyiqi ilə işləyən və ikitərəfli ştoklu silindrlərin işçi sahəsi isə (şəkillər 1.3.46, *b*; 1.3.47, *b*)

$$F = F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (1.3.133)$$

olur, haradakı d – ştokun diametridir.

Plunjerli hidravlik silindrlərin işçi sahəsi isə (şəkil 1.3.38)

$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (1.3.134)$$

burada d – plunjerin diametridir.

Porşenin lazımi işçi sahəsi F , *ətalət qüvvələrini nəzərə almamaq* şərti ilə (porşenin hərəkətin qərarlaşmış rejimində), ilkin olaraq aşağıdakı düsturdan tapılır:

$$F = \frac{R}{(p_g - p_c)\eta_{mex}}, \quad (1.3.135)$$

burada R – ştok çıxdıqda və ya silindrə daxil olduqda ona təsir edən faydalı qüvvə, N; p_g – silindrin girişində təzyiq, adətən, $p_g = (0,8 \dots 0,9)p_{nom}$; p_{nom} – hidravlik sistemin nominal təzyiqi (qidalandırıcı nasosdan sonra); $p_c = p_a$ – silindrin çıxışında (axıtma) təzyiq, Pa, çox vaxt $p_c = p_a = (0,2 \dots 0,3)$ MPa olur; η_{mex} – kipkəclərdə sürtünmə müqavimətləri nəzərə alan hidravlik silindrin mexaniki FİƏ, $\eta_{mex} = 0,93 \dots 0,97$.

Onda hidravlik silindrlərin lazımi daxili diametrini D belə təyin edilir:

– birtəsirli və ikitəsirli silindrlərin porşen boşluğu tərəfinin təzyiqi ilə işləyən silindrlər üçün (şəkillər 1.3.46, a ; 1.3.47, a):

$$D = \sqrt{\frac{4F_l}{\pi}}; \quad (1.3.136)$$

– birtəsirli və ikitəsirli silindrlərin ştok boşluğu tərəfinin təzyiqi ilə işləyən və ikitərəfli ştoklu silindrlər üçün (ştokun diametrini d qəbul etdikdən sonra) (şəkillər 1.3.46, b ; 1.3.47, b):

$$D = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi} + d^2}. \quad (1.3.137)$$

Adətən, birsilindrli hidravlik güc silindrlərinin porşenin diametri $D > l/15$ qəbul olunur, haradakı l – porşenin addımıdır.

İkitəsirli hidravlik silindrin işçi sahələrinin nisbəti multiplikasiya əmsalı adlanır və φ -lə işarə olunur:

$$\varphi = \frac{F_l}{F_2} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}, \quad (1.3.138)$$

və, bunu nəzərə alsaq, onda:

$$D = \sqrt{\frac{4F_2 \varphi}{\pi}}. \quad (1.3.139)$$

φ -nin qiyməti 1,25, 1,33 və ya 1,6-ya bərabər qəbul edilir.

Hidravlik silindrin çıxış bəndinin sürəti belə tapılır:

$$v = \frac{Q\eta_{h\acute{a}c}}{F}, \quad (1.3.140)$$

burada Q – hidravlik silindrə daxil olan işçi mayenin sərfi, F – porşenin işçi sahəsi, $\eta_{h\acute{a}c}$ – hidravlik silindrin daxili və xarici sızmalarını nəzərə alan FİƏ, kippəclər rezindən olduqda, $\eta_{h\acute{a}c} \approx 1$.

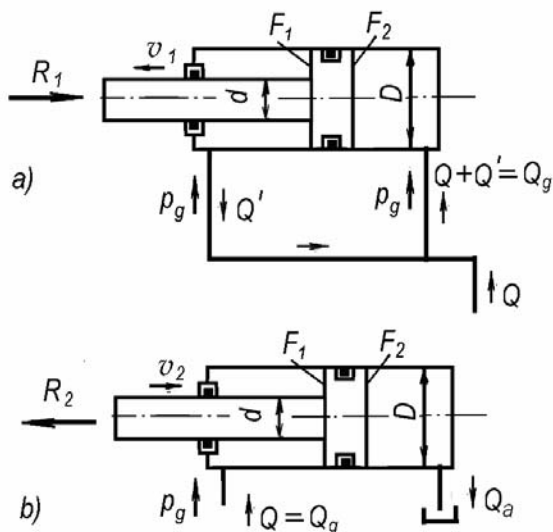
İcraedici mexanizmləri hərəkətə gətirmə sürətindən və lazımı qüvvədən asılı olaraq həcmi hidravlik sistemə müxtəlif üsulla qoşulmuş, müxtəlif tipli hidravlik silindrlər tətbiq edilir.

(1.3.140) düsturdan görünür ki, sabit təzyiqdə və sabit sərfdə birtərəfli ştoklu ikitəsirli hidravlik silindrlərin porşenin sürəti və yaradılan qüvvə işçi mayenin daxil olduğu boşluqdan asılıdır: işçi maye ştok boşluğuna daxil olduqda porşenin sürəti porşen boşluğuna daxil olduğundan φ nisbətində daha yüksəkdir, yaradılan qüvvə isə əksinə, φ nisbətində kiçikdir.

Bu nöqsanı aradan qaldırmaq üçün ikitərəfli ştoklu ikitəsirli hidravlik silindrlərdən istifadə olunur (şəkil 1.3.43, c). Birtərəfli ştoklu ikitəsirli hidravlik silindrlər olduqda isə hər iki (irəli və geri) istiqamətdə eyni sürəti təmin etmək üçün silindr hidravlik sxemə diferensial şəkildə birləşdirilir (şəkil 1.3.48) və bu silindrin işçi

sahələrinin nisbəti $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2} = 2$ qəbul olunur, yəni, ştokun en

kəsik sahəsi porşenin en kəsik sahəsindən iki dəfə kiçik olmalıdır və onda $F_2 = 2F_1$.



Şəkil 1.3.48. Hidravlik silindrin irəli (a) və geri (b) sürətlərinin eyni olması üçün onun hidravlik sistemə (diferensial) qoşulma sxemi.

Belə tipli qoşulmada silindrin hər iki boşluğu giriş xətti ilə (nasosla) birləşə bilər. Bu halda porşen tərəfdəki boşluqda yaranan qüvvə ştok tərəfdə əmələ gələn qüvvədən iki dəfə artıq olmasına görə porşen *sol* tərəfə hərəkət edir. İşçi maye bu zaman nasosdan Q miqdarda olan və ştok boşluğunu tərk edən $Q' = F_1 v_1$ miqdarda birgə Q_g miqdarda porşen boşluğuna daxil olur və onda porşenin sürəti sol tərəfə v_1 olacaqdır (şəkil 1.3.48, a):

$$v_1 = \frac{Q_g}{F_2} = \frac{Q + Q'}{F_2} = \frac{Q + v_1 F_1}{F_2}, \quad (1.3.141)$$

və, $F_2 = 2F_1$ nəzərə alaraq, buradan tapılır:

$$v_1 = \frac{Q}{F_1}. \quad (1.3.142)$$

Porşen sağ tərəfə hərəkət etdikdə, ştok boşluğu giriş xətti ilə, porşen boşluğu isə axıtma xətti ilə birləşdirilir (şəkil 1.3.41, *b*), və porşenin sürəti v_2 olacaqdır:

$$v_2 = \frac{Q}{F_1} = v_1. \quad (1.3.143)$$

Silindrin ştokunda hər iki istiqamətdə maksimal yaradıla bilən qüvvə R :

a) sağ tərəfə hərəkət etdikdə (şəkil 1.3.48, *b*):

$$R_2 = p_g F_1; \quad (1.3.144)$$

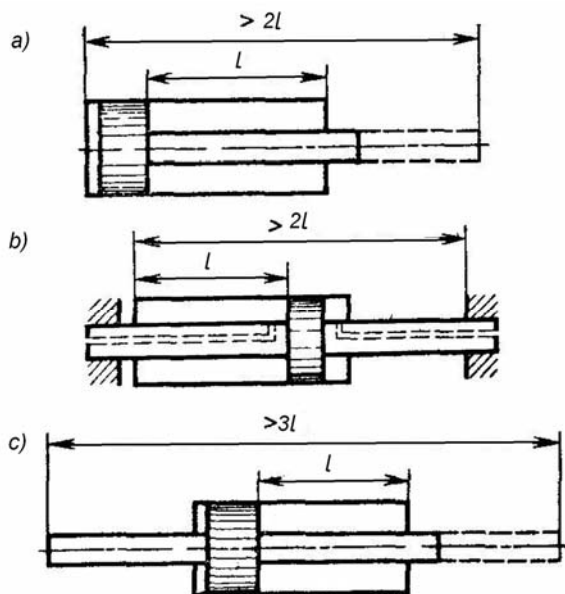
b) sol tərəfə hərəkət etdikdə (şəkil 1.3.48, *a*):

$$R_1 = p_g(F_2 - F_1) = p_g F_1 = R_2 \quad (1.3.145)$$

Hidravlik sistemə diferensial şəkilində qoşulan hidravlik silindrin işi iki və ya üçvəziyyətli hidravliki paylayıcılarla idarə olunur.

Qeyd olunduğu kimi, irəli və geri hərəkətlərdə eyni sürət və eyni qüvvə yaratmaq üçün hidravlik silindrdə iki tərəfli eyni diametrlili ştokla olan porşenin konstruksiyasından istifadə olunur (şəkil 1.3.33, *c* və 1.3.49 *c*). Lakin, silindr ştoklarının hər iki tərəfə çıxması bu tipli silindr konstruksiyası tətbiq olunan hidravlik qurğunun ölçülərini xeyli artırır. Şəkil 1.3.49-dən görünür ki, birtərəfli ştoklu olan hidravlik silindrin açılmış vəziyyətdə qurğuda $L > 2l$ uzunluq lazımdırsa (şəkil 1.3.49, *a*), haradakı l – ştokun addımıdır, ikitərəfli ştoklu hidravlik silindr olduqda isə qurğuda $L > 3l$ uzunluq (şəkil 1.3.49, *c*) tələb olunacaq. Hidravlik silindrin

çıxış bəndi ştok yox, silindrin gövdəsi olarsa (şəkil 1.3.49, *b*), ikitərəfli ştoklu hidravlik silindrlə qurğuda tələb olunan uzunluq çıxış bəndi ştok olan birtərəfli ştoklu hidravlik silindrə (şəkil 1.3.49, *a*) sərf olunan uzunluqla eynidir. İkitərəfli ştoklu hidravlik silindrlərin birtərəfli ştoklu silindrlərə nisbətən istehsalı daha mürəkkəbdir.

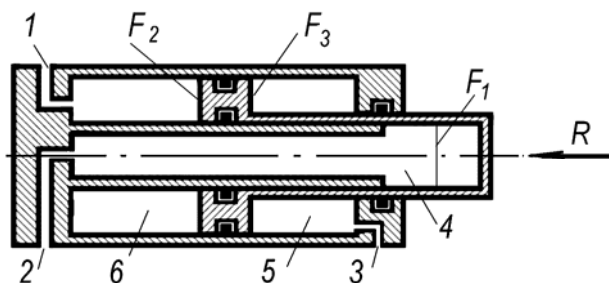


Şəkil 1.3.49. Hidravlik güc silindrinin açılmış vəziyyətdə ölçülərinə dair sxem

İki səviyyədə qüvvəni yaradan üçsürətli hidravlik silindrin sxemi şəkil 1.3.50-də verilib. Belə hidravlik silindrlər mənəgənə avadanlığında yayılmışdır. Daxili silindrin 4 boşluğu gətirici 2 xətlə doldurulma, boşluqlar 5 və 6 isə boşaldıcı xətlərlə 1 və 3 birləşmə zamanı ştokun sürəti v_1 – maksimal olub, iti gedişli yaxınlaşmanı təmin edir:

$$v_I = \frac{Q}{F_I}, \quad (1.3.146)$$

burada F_1 – daxili silindrin 4 səthidir.



Şəkil 1.3.50. İki səviyyədə qüvvəni gücləndirən
ücsürətli hidravlik silindrin sxemi

1, 2, 3 – işçi mayenin vurma və boşalma kanalları;
4, 5, 6 – silindrin işçi kameraları

Az məsafədə kiçik işçi sürəti yaratmaq üçün 4 və 6 boşluqları I və 2 gətirici xətləri ilə birləşdirirlər. Bu zaman silindrin işçi sahəsi maksimal olur: $F = F_1 + F_2$, sürəti v_2 isə minimal:

$$v_2 = \frac{Q}{F_l + F_2} \quad , \quad (1.3.147)$$

və silindrlə əldə edilən qüvvə R maksimal olur:

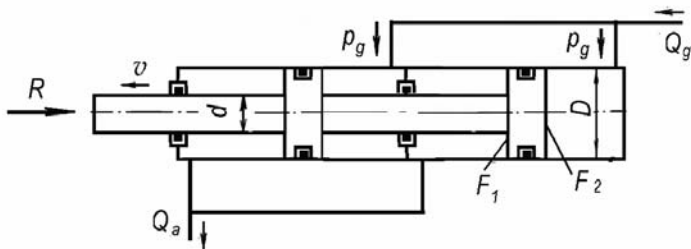
$$R = p(F_1 + F_2). \quad (1.3.148)$$

Qayıtma gedişində tez sürəti v_3 yaratmaq üçün boşluq 5 xətt 3 ilə doldurulur və bu halda 1 və 2 xətləri boşaldıcı xətlə birləşdirirlər. Onda

$$v_3 = \frac{Q}{F_3} . \quad (1.3.149)$$

Bu tipli hidravlik silindrin işi hidravlik sistemdə xüsusi üçvəziyyəətli hidravliki paylayıcılarla idarə olunur.

Hidravlik qurğularda yüksək qüvvə yaratmaq üçün böyük diametrlü hidravlik silindrin yerləşdirilməsinə məhdudiyyət olarsa, belə hallarda qoşalanmış (tandem) hidravlik silindrlər tətbiq olunur (şəkil 1.3.51).



Şəkil 1.3.51. Qoşalanmış (tandem) hidravlik silindrlərin hidravlik sisteminə qoşulma sxemi

Birtərəfli ştoklu iki porşenli tandem hidravlik silindrlərlə yaradıla bilən qüvvə belə hesablanır:

$$P = p_g(F_1 + F_2), \quad (1.3.150)$$

ştokun sürəti isə:

$$v = \frac{Q_g}{F_1 + F_2}, \quad (1.3.151)$$

haradakı F_1 və F_2 – porşenlərinin işçi sahələri;

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (1.3.152)$$

Yüksək etibarlılıq tələb olunan hidravlik sistemlərdə (təyyarələrdə və s.), haradakı iş prosesinin təkrar etməsi lazımdır, tandem silindrlərin hər iki silindri müstəqil qidalanma mənbələrinə birləşdirilir və ayrı-ayrı idarəetmə sistemlərinə malik olurlar.

1.3.11.3. Hidravlik güc silindrlərdə yaranan qüvvələr

Hidravlik silindrin işi zamanı onun porşeninə müxtəlif qüvvələr təsir edir. Hidravlik silindrin əsas ölçülərini təyin etmək üçün birinci növbədə iş zamanı porşenlə yaradılan maksimal qüvvəni P_p müəyyən etmək lazımdır.

Bu qüvvə statik P_{st} və dinamiki P_d toplananlardan ibarətdir:

$$P_p = P_{st} + P_d. \quad (1.3.153)$$

Ştokun müntəzəm qərarlaşmış hərəkəti zamanı porşenə təsir edən yalnız statik qüvvə P_{st} olur:

$$P_{st} = R + T + P_{\partial ks}, \quad (1.3.154)$$

burada R – ştoka təsir edən faydalı yük; T – silindrin kipləşdiricilərində yaranan sürtünmə qüvvələrinin cəmi, $T = \sum T_i$; $P_{\partial ks}$ – silindrin porşeninin hərəkətinə axıtma xətti tərəfindən müqavimət göstərən əks qüvvədir.

Dinamiki qüvvə P_d nəzərə alınmasa,

$$P_p = P_{st} = p_g F = R + T + P_{\partial ks}, \quad (1.3.155)$$

burada p_g – silindrinin girişində mayenin işçi təzyiqi, F – porşenin işçi sahəsi.

Əks qüvvə $P_{\partial ks}$ axıtma xəttində borularda və hidravlik silindrdən sonra yerləşdirilən hidravlik aparatlarda hidravlik müqavimətləri dəf etmək üçün qüvvələrin cəminə bərabərdir. Hidravlik silindrinin çıxışında axıtma təzyiqi (izafi) aşağıdakı

düsturla tapılır:

$$p_{\zeta} = p_a = \left(\lambda \frac{l_a}{d_a} + \sum \xi_i \right) \frac{\rho u^2}{2}, \quad (1.3.156)$$

burada λ – axıtma borusunda hidravliki sürtülmə əmsalı; l_a , d_a – axıtma borusunun uzunluğu və diametri; ξ_i – yerli müqavimət əmsalları; u – axıtma xəttində mayenin sürətidir.

Əgər axıtma təzyiqi p_a məlumdursa (adətən, bu təzyiq $p_a = (0,2...0,3)$ MPa olur), onda əks qüvvəni $P_{\partial ks}$ tapmaq olar:

$$P_{\partial ks} = p_a F', \quad (1.3.157)$$

burada F' – axıtma tərəfində olan porşenin işçi sahəsidir.

Sürtünmə qüvvələri silindrin (porşenin və ştokun) kipləşdirici elementlərinin növündən, sayından, ölçülərindən, təmasda olan materialdan, təzyiqdən və s. asılıdırlar.

Kipləşdiricilər yumru dairəvi rezindən olduqda sürtünmə qüvvəsini T belə tapmaq olar:

$$T = \pi D \tau, \quad (1.3.158)$$

haradakı D – kipləşdirici elementin sürtülən səthinin diametri; b – kipləşdirici elementlərin eni; τ – xüsusi sürtünmə qüvvəsidir, yağlama mineral yağlarla olduqda $\tau = 0,22$ MPa.

Silindrdəki təzyiqi nəzərə almaq üçün öz-özünü kipləşdirən rezin manjetlər olduqda aşağıdakı düsturdan istifadə etmək olar:

$$T_i = \pi D b_i f p c. \quad (1.3.159)$$

Burada b_i – porşenin və ştokun kipləşdiricilərinin eni; $b \approx 0,5D$; f – sürtünmə əmsalı, $f = 0,012...0,02$; p – işçi kamerasında təzyiq; c – kontakta təzyiqin qeyri bərabər paylanması nəzərə alan əmsal, $c = 0,7$.

Porşenin sürəti dəyişəndə (sürəti artanda, məsələn, 0-dan v_{max} qədər, və ya azalanda) hərəkət edən hissələrdə, o cümlədən mayedə, ətalət (dinamiki) qüvvələri P_d əmələ gəlir.

Ümumi halda

$$P_d = \pm m_g a, \quad (1.3.160)$$

harada m_g – axıtma tərəfində hərəkət edən hissələrin, o cümlədən mayenin, gətirilmiş kütləsi; a – porşenin təcili (“+” – sürət artanda, “–” – sürət azalanda). Təcilin qiymətini tapmaq üçün silindrin çıxış bəndinin (adətən – porşenin) hərəkət qanunu məlum olmalıdır, yəni sürəti yığıma və tormozlanma müddəti Δt ; qərarlaşmış sürəti v və sürəti yığıma və tormozlanmanın addımı Δl . Onda

$$a = \frac{2\Delta l}{\Delta t^2} = \frac{v_{max}}{\Delta t}. \quad (1.3.161)$$

Hidravlik silindrlərin hesabında və işində dinamiki qüvvələrin nəzərə alınması müasir zamanda böyük əhəmiyyət kəsb edir. Məsələn, müasir 100 kN-lu hidravlik presin (məngənənin) güc silindrin dəqiqədə 400 gedişlərin (revers hərəkətlərinin) sayına malikdir, kiçik kütləli və kiçik addımlı preslərdə isə bu qiymət 1000 çata bilər. Buna görə, hidravlik güc silindrinin işinə dinamiki qüvvələrin təsiri onun işə salma FİƏ η_d ilə nəzərə alınır.

1.3.11.4. Hidravlik silindrlərin gücü və FİƏ

Hidravlik silindrin, digər həcmi hidravlik maşınlar kimi, ümumi FİƏ η_s aşağıdakı ifadə ilə təyin olunur:

$$\eta_s = \eta_{hac} \eta_{mex} \eta_h. \quad (1.3.162)$$

Burada hidravlik silindrin η_{hac} – həcmi, η_{mex} – mexaniki, η_h – hidravliki FİƏ-dır.

Hidravlik silindrin qərarlaşmış hərəkəti olduqda güc balansı aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$N_g = N_f + N_{sür} + N_a = N_s + N_a, \quad (1.3.163)$$

burada N_g – hidravlik silindrə daxil olan işçi mayenin gücü, $N_g = p_g F_1$; N_f – faydalı işə sərf edilən güc – silindrin nominal gücü, $N_f = Rv$; $N_{sür}$ – sürtünməyə sərf edilən güc, $N_{sür} = Tv$; N_a – hidravlik silindrin xaric edərkən axının axıtma xəttindəki gücüdür, $N_a = p_a F_2$; N_s – silindrə istifadə olunan güc – silindrin nəzəri gücü, $N_s = N_f + N_{sür}$.

Hidravlik silindrin ümumi FİƏ-nın qiyməti onun faydalı işə sərf edilən gücünün istifadə etdiyi gücə olan nisbətinə bərabərdir:

$$\begin{aligned} \eta_s &= \frac{N_f}{N_s} = \frac{Rv}{N_g - N_a} = \frac{Rv}{p_g F_1 v - p_a F_2 v} = \\ &= \frac{R}{p_g F_1 - p_a F_2} = \frac{R}{P_p - P_{aks}} \end{aligned}, \quad (1.3.164)$$

burada R – ştoka təsir edən faydalı yük, N ; P_p – maye təsiri ilə porşenin yaratdığı qüvvə, N ; F_1 və F_2 – işçi mayenin giriş və çıxış tərəfində porşenin işçi sahələridir. Bu tənlilərdə porşenin sürəti dəyişən zaman (porşen təcillə hərəkət etdikdə) yaranan ətalət qüvvələri nəzərə alınmır.

İkitərəfli və eyni diametrlı ştoklu olan silindrlər üçün :

$$\eta_s = \frac{N_f}{N_s} = \frac{Rv}{N_g - N_a} = \frac{Rv}{(p_g - p_a)Fv} = \frac{R}{(p_g - p_a)F}, \quad (1.3.165)$$

Hidravlik silindrin mexaniki FİƏ-nın qiyməti onun faydalı işə sərf edilən gücünün faydalı və sürtünməyə sərf edilən güclər cəminin nisbətinə bərabərdir:

$$\eta_{mex} = \frac{N_f}{N_f + N_{sür}} = \frac{Rv}{(R+T)v} = \frac{R}{R+T}, \quad (1.3.166)$$

Müxtəlif faktorlardan asılı olaraq, hidravlik güc silindrlərin mexaniki FİƏ $\eta_{mex} = 0,85 \dots 0,97$ hədlərində ola bilər, orta qiyməti isə $\eta_{mex} = 0,95$ qəbul olunur. Nəzərə almaq lazımdır ki, porşen yerindən tərpənərkən, yaranan sürtünmə qüvvələri porşenin sabit sürətində göstərilən sürtünmə qüvvələrindən qat-qat artıq olur (2...3 dəfə).

Hidravlik silindrlərin həcmi FİƏ-lı bərabərdir:

$$\eta_{hac} = \frac{vF}{Q} = \frac{vF}{vF + \Delta Q} \quad (1.3.167)$$

burada v – porşenin sürəti, Q – sərfi, ΔQ – porşen və ştokdakı sızmalardır.

Təcrübələr göstərir ki, rezindən hazırlanmış kipləşdirici manjet tətbiq edildiyindən, hidravlik silindrin daxili axıntıları olmur və buna görə həcmi FİƏ $\eta_{hac} \approx 1,0$ qəbul edilir.

Hidravlik silindrlərdə maye axınlarına göstərilən hidravlik müqavimətlərin cüzi olduğundan, onlar nəzərə alınmırlar, yəni hidravliki FİƏ $\eta_h \approx 1,0$ qəbul olunur.

Onda, təxmini hesablamalarda qəbul etmək olar:

$$\eta_s \approx \eta_{mex}. \quad (1.3.168)$$

1.3.11.5. Hidravlik güc silindrlərin dempferləri

Hidravlik güc silindrləri adətən böyük kütləyə malik olan yükləri yüksək mənfi təcillərlə müşahidə olunan irəli-geri hərəkətinə gətirmək üçün istifadə olunur. Əgər, hidravlik silindrin konstruksiyasında və ya istismar olunan hidravlik sistemdə

porşenin sürətini azaldan hansı bir tərtibat nəzərdə tutulmayıbsa, porşenin gedişinin sonunda hərəkət edən hissələrlə yaradılan kinematik enerjisi E ($E = \frac{mv^2}{2}$, m və v – hərəkət edən hissələrin

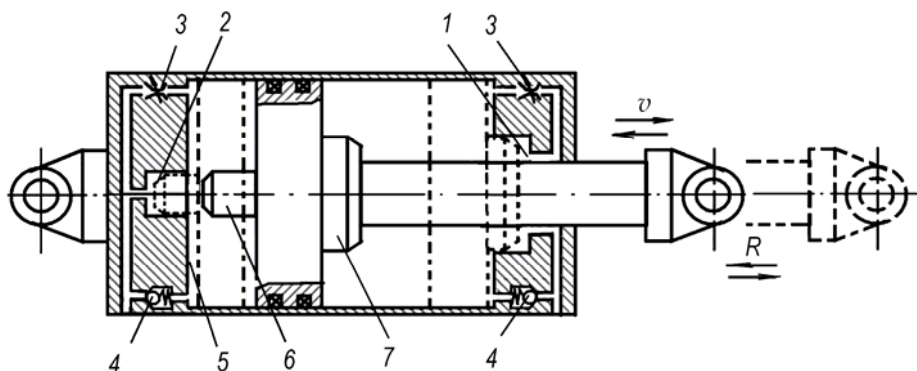
kütləsi və maksimal sürəti) porşenin qapağa zərbə zamanı onların deformasiya (zərbə) enerjisinə çevrilir.

Porşenin silindrinin qapağına ola bilən zərbədən müdafiə etmək üçün xüsusi stabilləşdirici və ya tormozlayıcı (dempfer) qurğulardan istifadə olunur. Bunların əsas vəzifəsi porşen yolunun qurtaracağında silindrin çıxışında (axıtma xəttində) tormozlayan əks qüvvə yaratmaqdan ibarətdir. Bu qurğularla hərəkət edən hissələrin dayandırma zamanı ətalət enerjisini süni şəkildə yaradılan hidravlik müqavimətlər vasitəsilə istilik enerjisinə çevrilir. Dempfer qurğularının konstruksiyaları müxtəlifdir, lakin onların iş prinsipi eynidir.

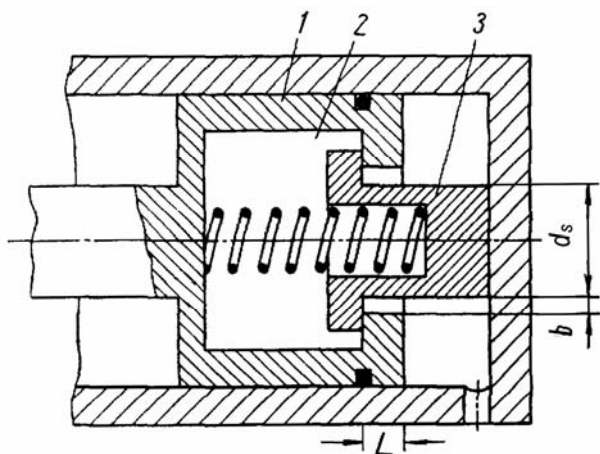
Misal kimi, birtərəfli şoklu ikitəsirli hidravlik silindrin dempfer qurğusunun prinsipial konstruksiyası şəkil 1.3.52-də göstərilib. Hidravlik silindrin qapaqlarında 1 və 2 yuvaları, porşendə isə onlara uyğun və onların az aralıq təşkil edən 6 və 7 çıxışları düzəldilir. Yolun axırında qapanan həlqəvi həcm 5 drossel 3 vasitəsilə sıxışdırılır, əks klapan 4 bağlanır və müqaviməti böyük olan həlqəvi aralıqda porşenin sürəti azalır. Yolun başlanğıcında silindrləri tez doldurmaq üçün işçi maye drossel 3, açılmış əks klapan 4-dən və aralıqlardan keçərək işçi boşluğuna daxil olur.

Qeyd olduğu kimi, dempfer qurğularının konstruksiyalarının müxtəlif olmasına baxmayaraq, onların iş prinsipi eynidir. Buna görə sadə şəkilli dempferi nəzərdən keçirək (şəkil 1.3.53)

Porşenin 1 gedişinin sonunda porşendə olan boşluğa 2 stəkan 3 daxil olaraq, oradakı olan mayeni sıxışdırıb, b enişli həlqəvi aralıqdan xaric edir. Porşenin sürəti v_p olduqda, bu aralıqdan keçən mayenin sərfi olacaqdır:



Şəkil 1.3.52. Birtərəfli ştoklu ikitəsirli hidravlik silindrin dempfer qurğusunun prinsipial sxemi



Şəkil 1.3.53. Hidravlik güc silindrinin dempferinin hesabına dair sxem

$$Q = v_p F_s, \quad (1.3.169)$$

haradaki F_s – ştokanın en kəsik sahəsidir:

$$F_s = \frac{\pi d_s^2}{4}, \quad (1.3.170)$$

burada d_s – stəkanın diametridir.

Kamera 2-də sıxışdırılan mayenin həlqəvi aralıqdan keçən sürətini v_ζ aşağı tənlikdən tapmaq olar:

$$v_p F_s = v_\zeta f. \quad (1.3.171)$$

haradakı f – həlqəvi aralığın sahəsidir:

$$f = \pi d b. \quad (1.3.172).$$

Burada d – həlqəvi aralığın orta diametri; b – həlqəvi aralığın enidir:

$$d = d_s + b. \quad (1.3.173)$$

$d_s \gg b$ olduğundan $d = d_s$ qəbul etmək olar.

Onda aralıqdan keçən mayenin v_ζ sürəti

$$v_\zeta = \frac{v_p F_s}{4f} = \frac{v_p d_s}{4b} \quad (1.3.174)$$

Keçən maye axınının aralıqda təzyiq itkisi:

$$\Delta p_d = \frac{12\mu L}{b^2} v_\zeta, \quad (1.3.175)$$

burada L – aralığın uzunluğudur.

Dempferləmə zamanı yaranan tormozlayıcı qüvvə:

$$P_t = \Delta p_d F_s. \quad (1.3.176)$$

Dempfer qurğusunun parametrlərini nəzərə alaraq, alınır:

$$P_t = \frac{3}{4} v_p \pi \mu L \left(\frac{d_s}{b} \right)^3. \quad (1.3.177)$$

Porşenin oyuğunda dempferin stəkani koaksial yox – eksentrik vəziyyətdə yerləşərsə, mayenin aralıqda olan təzyiq itkisinin tənlikdə $\frac{3}{4}$ əmsalı 2,5 dəfə artır və dempferləyici qüvvəsi aşağıdakı kimi tapılır:

$$P_t = \frac{15}{8} v_p \pi \mu L \left(\frac{d_s}{b} \right)^3, \quad (1.3.178)$$

burada b – birtərəfli aralıq məsafənin orta qiymətidir.

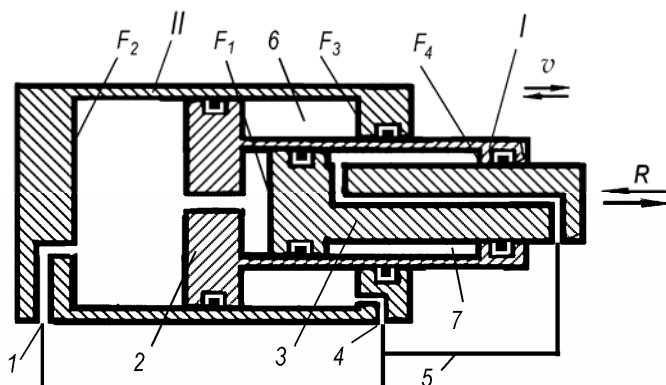
Tormozlamayı sabit təcillə yerinə yetirmək üçün dempfer dəliyinin en kəskin sahəsi dəyişən formalı şəkildə istifadə olunur.

1.3.11.6. Hidravlik teleskopik silindrlər

Əgər silindrin gövdəsinin uzunluğundan artıq olan gediş yolunu təmin etmək lazım gələrsə, onda teleskopik hidravlik silindrlər (şəkil 1.3.43, e; 1.3.54), yəni bir neçə ştoku olan hidravlik silindrlər tətbiq edilir.

Teleskopik silindrin ştokuna sol tərəfə təsir edən qüvvə R sabit olduqda və sabit verimli Q nasosdan xətt l -dən (şəkil 1.3.54) qidalanan zaman silindrin seksiyalarının irəli çəkilməsi sürətləri v və silindrin girişində yaranan təzyiqlər p müxtəlif olur.

Teleskopik silindrin seksiyalarının hərəkətə başlaması ardıcılığı porşenlərin işçi sahələrinin nisbi qiymətlərindən və ya silindrin seksiyaların hidravlik sxeminə birləşdirmə üsulundan asılıdır. Adətən, birinci böyük işçi sahəyə malik olan porşen hərəkətə başlayır.



Şəkil 1.3.54. Teleskopik silindrin sxemi (birinci silindrə işçi maye ştokdan verilir)

Kanal *I*-dən maye *II* (xarici) silindrə daxil olduqda, birinci növbədə porşen 2 daxili *I* silindrlə sağ tərəfə hərəkət edərək *II* (xarici) silindrinin sağ qapağına çatdıqda dayanır. (*I* silindr kimi, adətən, ən kiçik diametrli silindr işarə olunur). Bu zaman çıxış bəndinin sürəti v_1

$$v_1 = \frac{Q}{F_2}, \quad (1.3.179)$$

və təzyiq p_1

$$p_1 = \frac{R}{F_2} \quad (1.3.180)$$

olacaqdır. Burada F_2 – *II* (xarici) silindrin porşeninin işçi sahəsidir.

Porşen 2 dayanandan sonra, *I* (daxili) silindrin ştoklu porşeni 3 sağa doğru hərəkətə başlayır. Həmin bu anda çıxış bəndinin sürəti və silindrin girişində təzyiq sıçrayışla dəyişir (adətən – artırırlar) və aşağıdakı kimi olurlar:

$$v_2 = \frac{Q}{F_1}; p_1 = \frac{R}{F_1}. \quad (1.3.181)$$

Burada $F_1 - I$ (daxili) silindrin porşeninin işçi sahəsidir.

Porşen 3 ştokla birgə sağa doğru I silindrin qapağına qədər hərəkət edib, dayanır.

Teleskopik silindrə təsir edən qüvvə R sağa doğru olarsa və təzyiq altında maye axını kanal 5-dən daxil olduqda, birinci növbədə daha kiçik tələb olunan təzyiqə uyğun silindr hissəsi silindrə daxil olacaq, bu da, adətən, II (xarici) silindrdə olan porşen 2-dir. Bu porşen xarici silindrin sol qapağına qədər daxil olub, ona çatdıqda, dayanır. Bu hərəkət zamanı porşenin 2 sürəti:

$$v_3 = \frac{Q}{F_3}, \quad (1.3.182)$$

və girişdə təzyiq

$$p_3 = \frac{R}{F_3} \quad (1.3.183)$$

olacaqdır.

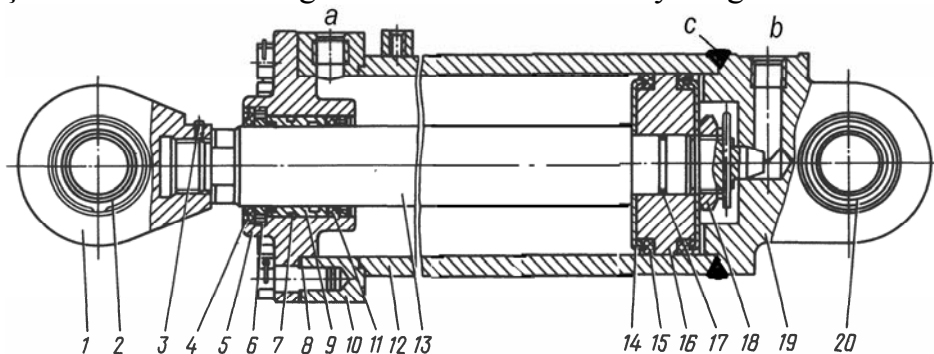
Porşen 2 son sol nöqtədə dayanandan sonra I (daxili) silindrdəki ştoklu porşen 3 sol tərəfə hərəkətə başlayır. Ştoklu porşenin 3 sürəti və silindrin girişində təzyiq sıçrayışla dəyişirlər (adətən – artırlar) və aşağıdakı kimi olurlar:

$$v_4 = \frac{Q}{F_4}; p_4 = \frac{R}{F_4}. \quad (1.3.184)$$

1.3.11.7. Hidravlik güc silindrlərinin konstruksiyaları

Hidravlik güc silindrləri sənayedə *tikişsiz* normal dəqiqliklə isti və soyuq yayılma üsulu ilə hazırlanmış polad borulardan istehsal olunur. Adətən, güc silindrlərini quraşdırma (yığım)

şəklində layihələndirirlər. Onlar gövdədən, porşəndən, ştokdan, kippəclərdən və qapaqlardan ibarətdirlər. Məsələn üçün şəkil 1.3.55-də neft mədən borudöşəyən qurğusunun tirinin iki təsirli bir tərəfli ştokla olan hidravlik güc silindrinin konstruksiyası göstərilir.



Şəkil 1.3.55. Neft mədən borudöşəyən qurğusunun tirinin hidravlik güc silindri

1 – asqı; 2, 20 – yastıqlar; 3 – bağlayıcı şplint; 4 – çirkə və zibilə qarşı kipləşdirici; 5 – dəlikli silindr qapağı; 6 – həlqə; 7, 8 – kipləşdirici həlqə; 9 – preslənmiş oymaq; 10 – flans; 11 – kipləşdirici manjet; 12 – silindrin gövdəsi; 13 – ştok; 14 – dayaq həlqəsi; 15 – kipləşdirici manjetlər; 16 – porşen; 17 – kipləşdirici həlqə; 18 – qayka; 19 – asqılı qapaq

Hidravlik silindrlərin qapaqları, bir qayda olaraq, yastı formada hazırlanır və onlar gövdəyə yivlər və ya boltlarla birləşdirilir. Dəliksiz arxa qapaq (porşen boşluğu tərəfdəki) çox vaxt gövdəyə qaynaq edilir (şəkil 1.3.55, *c*). Hidravlik silindrlərə işçi mayenin gətirilməsi və xaric olunması gövdəyə yivlə birləşdirilmiş ştuserlər vasitəsilə (şəkil 1.3.55, *a* və *b*) yerinə yetirilir.

Şəkil 1.3.55-dəki hidravlik silindr tiri şarnir 20 ətrafında döndərərək onu qaldırılıb, endirilmə işlərini yerinə yetirmək üçün,

yəni tirin çıxış qolunun uzunluğunun dəyişməsi üçün istifadə olunur.

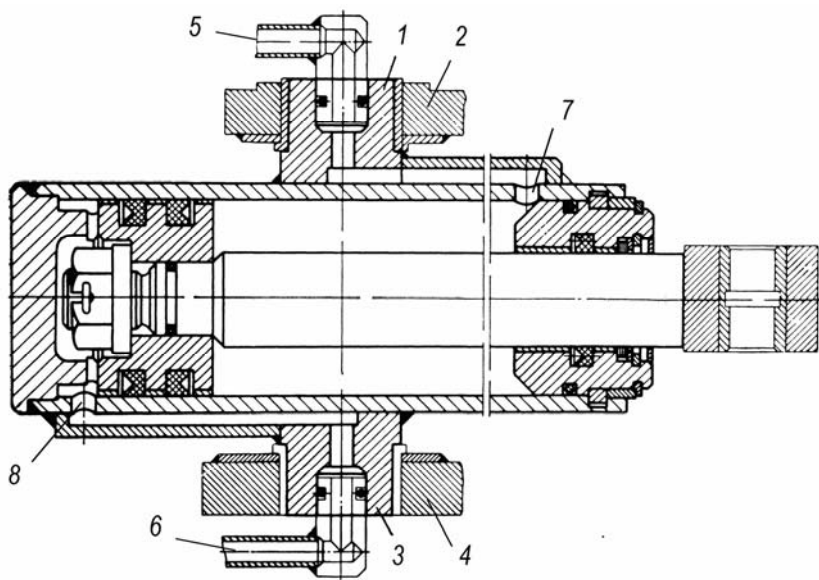
Hidravlik silindrin gövdəsi silindrik boruya (gilizə) 12 qaynaqla birləşdirilmiş flansdan 10, asqılı qapaqdan 19 və dəlikli qapaqdan 5 ibarətdir. Gövdənin daxilində manjetlərlə 15 birlikdə qayka 18 ilə bərkidilmiş porşen 16 yerləşdirilib. Ştok 13 dəlikli qapaqdan 5 keçir və porşenlə kipkəc həlqə 17 ilə kipləşdirilir. Qapaq 5 silindrinin gövdəsi ilə həlqə 8-lə kipləşdirilir. Ştok 13 çıxışda manjet 11, həlqə 6 və zibildən təmizləyən həlqə 4 ilə kipləşdirilir. Asqılar 1 və 19 oynaqlı yastıqlarla 2 və 20 təchiz olunurlar.

Tiri aşağıya endirmək üçün işçi maye silindrin porşen tərəfdəki, qaldırmaq üçün isə ştok tərəfdəki boşluğuna verilir, yəni qaldırma zamanı ştoka yalnız dartıcı qüvvə təsir edir.

Hidravlik güc silindrlər çox vaxt iş zamanı hansı bir bucağa qədər dönürlər. Qidalandırıcı nasosdan gətirilmə və silindrdən xaric olunma boruları tərpənməz qalmaq üçün bu səbəbdən silindrlər şarnirlərlə (oynaqlarla) bərkidilə bilər (şəkil 1.3.56). Bu halda işçi mayenin gətirilməsi və xaric olunması silindr gövdəsinin maşına birləşdirilmiş şarnirli sapfalar (şəkil 1.3.56, 1 və 3) vasitəsilə aparılır. İşçi maye ilə qidalanmasının bu tipli konstruksiyasının icra edilməsi şəkil 1.3.56-da göstərilib. Bu konstruksiyada işçi maye tərpənməz sərt borularla 5 və 6 sapfalara 1 və 3 ötürülür, sonra isə yellənən silindrdəki kanallarla müvafiq olaraq dəliklərlərdən 6 və 7 porşen ya ştok boşluqlarına daxil olur.

Bəzi hidravlik qurğularda hidravlik güc silindrləri həmin qurğularda olan mövcud tələblərə cavab verən xüsusi konstruksiyaya malikdirlər.

Şəkil 1.3.57-da neft mədən təmir işlərində tətbiq olunan yükqaldırıcı qurğunun qülləsinin (maçtanın) qaldırılması və endirilməsi üçün hidravlik teleskopik domkratın konstruksiyası verilmişdir.



Şəkil 1.3.56. Səpfələr vasitəsilə qidalanan hidravlik güc silindrinin konstruksiyası

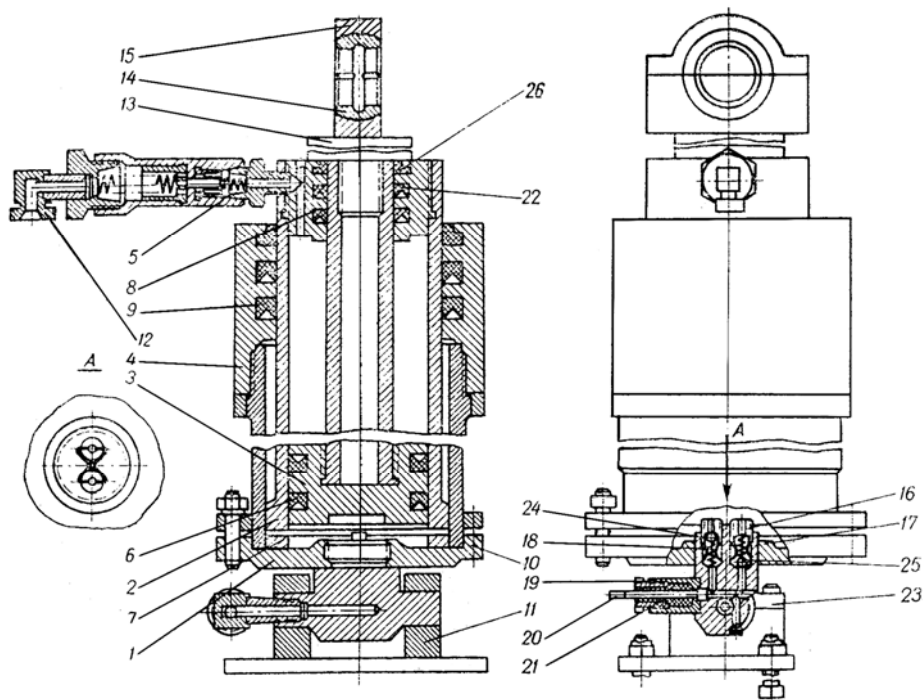
1, 3 – səpfələr; 2, 4 – silindrin dayaqları; 5, 6 – maye axının gətirmə və axıtma xətlə; 7 – ştok boşluğunun qidalandırıcı dəliyi; 8 – porşen boşluğunun qidalandırıcı dəliyi.

Hidravlik domkrat xarici 2 və daxili 4 silindrlərdən və porşenli ştokdan 3 ibarətdir. Kipləşdirmək üçün V şəkilli rezin manjetlər 6, 9, 22, palçıq təmizliyə rezin halqalar 8 və 26 istifadə edilmişdir.

Domkratların ştokları tirin səpfələri ilə özü qurulan sürüşmə yastıqları vasitəsilə birləşirlər. Bu yastıqlar tirin qaldırılması və endirilməsi zamanı baş verə bilən ayrılıqları kompensasiya edirlər.

Tirin düşməsinin qarşısının alınması və endirmə sürətinin azaldılması məqsədi ilə xarici silindrin aşağı hissəsində iki yaylı klapanalardan və iynəli drosseldən 16, 17, 20, 24, 25 ibarət tərtibat quraşdırılıb. Tərtibatın işi aşağıdakılardan ibarətdir: yağ silindrə

porşen altına daxil olduqda klapın 25 açılır və yağı buraxır, digər klapın 24 bağlı olur. Ştokun aşağı gedışı zamanı klapın 24 açılır və yağı silindrdən çənə buraxır. Qapanmış yağ həcmi tirin enməsinin verilmiş surətini təmin edən drossel vasitəsilə çıxarılır. Bu tərtibat düzgün tənzimləndikdə hətta yağ borusu qırılsa belə tirin düşmə ehtimalı istisna edilir.

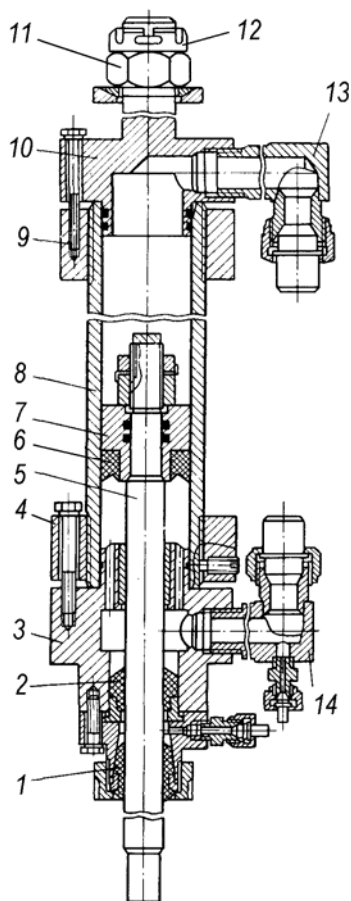


Şəkil 1.3.57. Hidravlik teleskopik domkratın konstruksiyası

- 1 – dayaq; 2 – daxili silindr; 3 – ştok; 4 – xarici silindr;
 5 – sakitləşdirici; 6 – manjet; 7 – həlqə; 8 – araqat; 9 – manjet;
 10 – qapaq; 11 – domkratın aşağı asqısı; 12 – ştuser;
 13 – ştok; 14 – domkratın yuxarı asqısı (oynaq); 15 – oynaqın qapağı;
 16 – tıxac; 17 – yay; 18 – əks klapın; 19 – aşağı ştuser;
 20 – iynə; 21 – kipləşdirici; 22 – manjet; 23 – qapaq;
 24, 25 – əks klapınların kürələri; 26 – araqat

Hidravlik domkratın (hidravlik silindrin) porşeninin səlis hərəkətini almaq üçün daxili silindrdə sakitləşdirici 5 qurulmuşdur.

Maşınqayırmada və neft-mədən həcmi hidravlik intiqal qurğularında bir tərəfli ştoklu ikitəsirli hidravlik silindrlər daha geniş istifadə olunur. Bu tipli hidravlik silindrlərdə ştokun işçi hərəkəti və ona təsir edən qüvvələr hər iki istiqamətdə ola bilər. Bu silindrlərdə iki işçi boşluq (kamera) olur (şəkil 1.3.58).



- 1 – çirk yığan (mühafizə) kipkəc;
- 2 – ştok kipkəci;
- 3 – aşağı qapaq;
- 4, 9 – flanslar;
- 5 – ştok;
- 6 – porşen kipkəci;
- 7 – porşen;
- 8 – silindr gövdəsi (silindr);
- 10 – yuxarı qapaq;
- 11 – qayka;
- 12 – əks qayka;
- 13, 14 – ştuserlər.

Şəkil 1.3.58. Unifikasiya olunmuş ştanqlı nasos qurğusunun birtərəfli ştoklu ikitəsirli hidravlik silindrin konstruksiyası

Məsələ 1.3.11.1

Diametri $D = 100$ mm olan hidravlik silindrin porşeni $R = 100$ kN qüvvəsini dəf edərək, $v = 2$ sm/san $= 0,02$ m/san sürəti ilə yuxarı hərəkət edir. Əgər hidravlik silindrin mexaniki FİƏ $\eta_{s\,mex} = 0,98$, həcmi FİƏ $\eta_{s\,hac} = 1,0$ və ştokla birlikdə porşenin kütləsi $m = 50$ kq-dırsa, nasosun verimini, təzyiqini və eləcədə hidravlik silindrin faydalı gücünü təyin etməli. Hidravlik silindrin ştok boşluğundakı mayenin təzyiqi nəzərə alınmır.

Həlli:

Nasosun yaratdığı təzyiqi tarazlıq şərtindən tapırıq:

$$R + mg = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_m.$$

Buradan:

$$p = \frac{4(R + mg)}{\pi D^2 \eta_{s\,mex}} = \frac{4(10^5 + 50 \cdot 9,81)}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,98} = 13,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}.$$

İşçi mayenin sərfi:

$$Q = v \frac{\pi D^2}{4} \frac{1}{\eta_{s\,hac}} = 0,02 \frac{3,14 \cdot 0,10^2}{4} \cdot \frac{1}{1} = 0,000157 \text{ m}^3/\text{san}.$$

Hidravlik silindrin faydalı gücü

$$N_f = (R + mg) v = (10^5 + 50 \cdot 9,81) \cdot 0,02 = 2000 \text{ Vt} = 2 \text{ kVt}.$$

Misal 1.3.11.2

$D = 200 \text{ mm} = 0,200 \text{ m}$ diametrli hidravlik silindrin işi zamanı işçi mayenin sərfi $Q = 0,2 \text{ dm}^3/\text{san} = 0,0002 \text{ m}^3/\text{san}$, porşenin boşluğundakı təzyiq $p = 10 \text{ MPa}$, axıntıdakı (ştoklu) boşluğun əks təzyiq $p = 0,1 \text{ MPa}$. Mexaniki FİΘ $\eta_m = 0,95$, həcmi FİΘ $\eta_0 = 1$, hidravliki FİΘ $\eta_h = 1$, ştokun diametri $d = 80 \text{ mm}$ olduqda (qiymətlərində) hidravlik silindrin faydalı və yaratdığı gücünü təyin etməli.

Həlli:

Hidravlik silindrin porşeninin yerdəyişmə sürətini hesablayaq:

$$v_n = \frac{4Q}{\pi \cdot D^2} \eta_0 = \frac{4 \cdot 0,0002}{3,14 \cdot 0,20^2} \cdot 1 = 0,0064 \text{ m/san.}$$

Ştoka təsir edən qüvvə – porşenin boşluğunda porşen və ştokun boşluğundakı qüvvələrinin fərqidir:

$$R = p \frac{\pi \cdot D^2}{4} - p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 10^7 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} - 10^5 \frac{3,14}{4} (0,2^2 - 0,08^2) = 3,11 \cdot 10^5 \text{ N} = 311 \text{ kN}$$

Faydalı güc N_n aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$N_n = Rv_n = 3,11 \cdot 10^5 \cdot 0,0064 = 1990 \text{ Vt} = 1,99 \text{ kVt.}$$

Hidravlik silindrin gücü N aşağıdakı ifadədən müəyyən edilir:

$$\eta_s = \frac{N_n}{N} = \frac{Rv_n}{N}$$

nəzərə almaqla ki, FİƏ $\eta_s = \eta_m \eta_0 \eta_h = 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 0,95$;

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{1,99}{0,95} = 2,10 \text{ kVt.}$$

Misal 1.3.11.3

Hidravlik intiqalın $p_{nom} = 6,3$ MPa təzyiqi ilə porşen boşluğu tərəfindən işləyən ikitəsirli hidravlik güc silindrinin diametrini verilənlərə görə təyin etməli: hidravlik silindrinin ştokuna təsir edən statik yük (faydalı yükü R , kippəclərdə T və axıtma xəttə yaranan P_{aks} qüvvələri nəzərə almaqla) $P_{st} = 8000$ N = 8,0 kN; ştokun maksimal sürəti $v_{max} = 0,5$ m/san; ştokun 0-dan maksimal sürəti v_{max} yığıma vaxtı $\Delta t = 0,1$ san, hərəkətə gətirilən kütlə $m_g = 500$ kq-dır.

Həlli.

Ştokun sürəti yığıma zamanı əmələ gələn ətalət (dinamiki) qüvvəsi P_d :

$$P_d = m_g a, = m_g \frac{v_{max}}{\Delta t} = 500 \frac{0,5 - 0}{0,1} = 2500 \text{ N.}$$

Sürəti yığıma zamanı porşenə təsir edən qüvvə P_p :

$$P_p = P_{st} + P_d = 8000 + 2500 = 10500 \text{ N.}$$

və porşenin təcili:

$$a = \frac{v_{max}}{\Delta t} = \frac{0,5 - 0}{0,1} = 5 \text{ m/san}^2$$

1.3. Həcmi hidravlik intiqalların hidravlik maşınları

Porşenin Δl məsafəni dəf etdikdən sonra qərarlaşmış hərəkəti baş verir:

$$\Delta l = \frac{a \Delta t^2}{2} = \frac{5 \cdot 0,1^2}{2} = 0,025 \text{ m} = 2,5 \text{ sm.}$$

və porşenə təsir edən sonrakı qüvvə yalnız P_{st} olur.

Hidravlik silindrin diametrini təyin etmək üçün iş zamanı porşenlə yaradılan maksimal qüvvəni P_p nəzərə almaq lazımdır:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} k = \sqrt{\frac{4P_p}{\pi p_{nom}}} k = \sqrt{\frac{4 \cdot 10500}{3,14 \cdot 6,3 \cdot 10^6}} 1,3 = 0,0525 \text{ m.}$$

Burada k – ilkin olaraq, itkiləri (güc silindrə qədər və silindrdən sonra işçi mayenin təzyiq düşküsu, silindrdəki sızmalar və s.) nəzərə alan əmsaldır, $k = 1,1 \dots 1,3$.

Məlumat (sorgu) kitablarında verilən cədvəllərdən yaxın olan böyük standart diametri qəbul edirik: $D = 63 \text{ mm}$.

Hidravlik silindrin sərfi:

$$Q = v_{max} F = v_{max} \frac{\pi D^2}{4 \eta_{h\partial c}} = 0,5 \frac{3,14 \cdot 0,063^2}{4 \cdot 1,0} =$$
$$= 0,00156 \text{ m}^3/\text{san} = 0,16 \text{ dm}^3/\text{san.}$$

Hidravlik silindrin gücü:

– sürəti yığma zamanı:

$$N = P_p v_{max} = 10500 \cdot 0,5 = 5250 \text{ Vt} = 5,25 \text{ kVt}$$

– qərarlaşmış hərəkət zamanı

$$N = P_{st} v_{max} = 8000 \cdot 0,5 = 4000 \text{ Vt} = 4,0 \text{ kVt.}$$

1.3.12. Döndərici hidravlik silindrlər

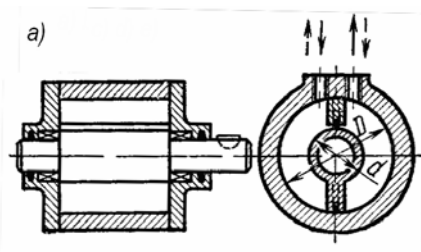
Dönmə hərəkətli həcmi hidravlik mühərriklərə döndərici (momentli) hidravlik silindrlər aiddirlər. Döndərici hidravlik silindrlər vasitəsilə onların çıxış valının məhdud bucaq arasında ($270^{\circ} \dots 280^{\circ}$) fırlanma (qayıdan-dönən) hərəkəti yaradılır.

Döndərici hidravlik mühərriklərin əsas konstruksiyalarının sxemləri şəkil 1.3.59-də verilib. Lövhəli tipli döndərici hidravlik mühərrikləri eyni zamanda momentli hidravlik silindrlər və ya dönmə təsirli hidravlik silindrlər adlandırırlar. Ümumiyyətlə, bu hidravlik mühərriklər, həcmi hidravlik maşın olaraq, əsas növlərinin quruluşu ilə lövhəli hidravlik maşınlarla yaxındır. Döndərici hidravlik silindrlər bir, iki və nadir hallarda çoxlövhləli, eləcə də şiberli, porşenli və membranlı növlü olurlar.

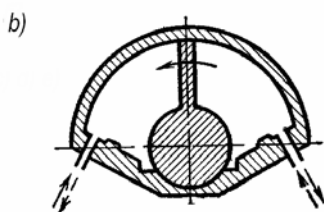
Bu hidravlik mühərriklərlə döndərici hərəkəti yaratmaq üçün işçi maye növbə ilə onların işçi kameralarına (boşluqlarına) verilir. Porşenli (şəkil 1.3.51, *d*) və membranlı (şəkil 1.3.59, *e*) tipli silindrlərdə döndərici hərəkətlər əlavə olunmuş tərtibatlarla: porşenli silindrlərdə dişli çarx-reyka ilə və membranlı silindrlərdə manivela-oymaq vasitəsilə yerinə yetirilir.

Lövhəli döndərici hidravlik mühərriklər ən geniş yayılmışlar ki, bunlarda da mühərrikin valı ilə sərt birləşdirilmiş lövhə işçi orqan hesab edilir. Bu hidravlik mühərriklər, praktik olaraq, ətalətsizdir və böyük burucu momentlər yarada bilər. Bu isə intiqal mexanizmlərinin kinematikasını xeyli dərəcədə sadələşdirir. Öz sadəliyinə, kiçik ölçülərinə və yüksək etibarlılığına görə döndərici hidravlik mühərriklər səyyar tikinti maşınlarında və nəqliyyat hidravlik intiqallarında geniş istifadə olunur.

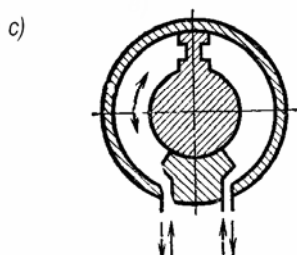
Bu tipli hidravlik mühərriklər adətən təzyiqi 10...16 MPa-la olan hidravlik intiqallarda tətbiq olunur. Təmasda olan kameralar arasında həcmi itkilərin qabağını etibarlı almaq üçün onlarda xüsusi tipli kipləşdiricilər tətbiq olunur.



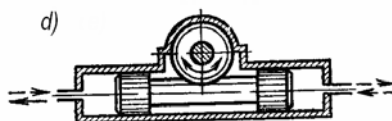
– şiberli;



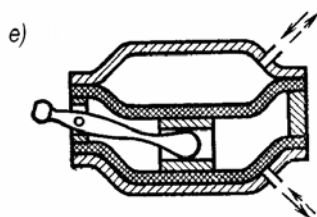
– lövhəli;



– fıqurlu-şiberli;



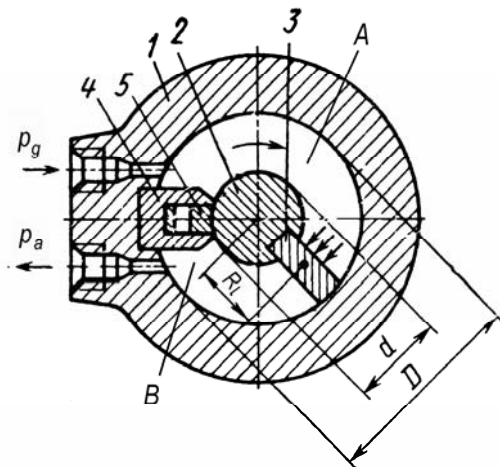
– porşenli;



– membranlı.

Şəkil 1.3.59. Döndərici hidravlik silindrlər

Döndərici hidravlik silindr gövdə 1 və lövhəni 3 (kürəyi) aparan dönmə valından 2 ibarətdir (şəkil 1.3.60). Halqavari boşluq sıxıcı elementin 4 yayının 5 kiplik yaratmasını təmin edən arakəsmə ilə bölünmüşdür.



Şəkil 1.3.60. Birlövhəli iki kameralı döndərici hidravlik mühərriklərin sxemləri

İşçi maye təzyiq altında A boşluğuna daxil olub, lövhəyə təsir edir və nəticədə val ilə lövhə dönür (adətən $270...280^\circ$ -dən çox olmayaraq). B boşluğunda olan maye oranı tərk edir. Maye veriminin istiqamətini dəyişdikdə val əks istiqamətdə fırlanacaq, maye təzyiq altında B boşluğuna daxil olacaq, A boşluğunda yerləşən maye isə oranı tərk edəcəkdir.

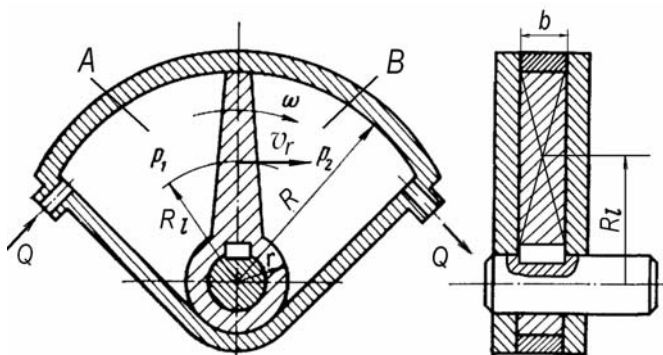
Lövhələrin sayından asılı olaraq, silindrdə iki və ya çox qövslü kameralar yarana bilər.

Bu silindrlərin konstruksiya edilməsində də və hesablanmasında da əsas etibarilə boşluqların kipliyini saxlamaq üçün yan hissələrin möhkəmliyinin təmin olunmasını nəzərə almaq vacibdir.

Dönmə hidravlik silindrin sərfinin onun lövhəsinin təzyiq mərkəzinin çevrəvi xətti sürətindən asılılığı aşağıdakı kimidir (şəkil 1.3.61):

$$Q = \frac{1}{\eta_{h\acute{a}c}} v_r F_l, \quad (1.3.185)$$

burada F_l – lövhənin işçi sahəsidir, v_r – lövhənin təzyiq mərkəzinin çevrəvi xətti sürətidir.



Şəkil 1.3.51. Lövhəli döndərici hidravlik silindrin hesablamasına dair sxem

Buradan, hidravlik silindrin sərfindən asılı olaraq, lövhənin xətti sürəti

$$v_r = \frac{Q \eta_{h\acute{a}c}}{F_l}. \quad (1.3.186)$$

Lövhənin işçi sahəsi F_l :

$$F_l = (R - r) b. \quad (1.3.187)$$

Burada b – lövhənin enidir.

Lövhənin bucaq sürəti:

$$\omega = \frac{v_r}{R_l}, \quad (1.3.188)$$

harada R_l – lövhənin təzyiq mərkəzinin valın mərkəzinə qədər olan məsafəsidir:

$$R_l = \frac{R+r}{2}. \quad (1.3.189)$$

R_l qiymətini yerinə qoyduqda, alarıq:

$$\omega = \frac{2v_r}{R+r}, \quad (1.3.190)$$

və sərfin qiymətini nəzərə alaraq, valın bucaq sürətinin qiymətini aşağıdakı kimi tapırıq:

$$\omega = \frac{2Q\eta_{h\acute{e}c}}{(R^2 - r^2)b} \quad (1.3.191)$$

Mexaniki itkiləri nəzərə almaqla döndərici hidravlik silindrin valındakı moment:

$$M = (p_1 - p_2)F_l R \eta_{mex} \quad (1.3.192)$$

Burada p_1 və p_2 işçi mayenin uyğun olaraq A və B kameralarındakı ($p_1 > p_2$) təzyiqlərdir.

$p_1 \gg p_2$ olduqda $p_1 - p_2 \approx p_1 = p_g$ qəbul etmək olar və F_l və R qiymətlərini nəzərə alaraq, tapırıq:

$$M = p_g b \frac{R^2 - r^2}{2} \eta_{mex} \quad (1.3.193)$$

Dörd kameralı iki lövhəli hidravlik mühərriklərdə alınan moment 2 dəfə artır, lakin bucaq sürəti isə azalır. İkilövhəli döndərici silindrlərlə 30 MPa təzyiqdə $4 \cdot 10^4$ Nm burucu moment və 140° bucaq dönməsi yaradıla bilər.

Çoxlövhləli döndərici silindrlərlə yaradıla bilən moment:

$$M = z p_g b \frac{R^2 - r^2}{2} \eta_{mex} = z p_g b \frac{D^2 - d^2}{8} \eta_{mex}, \quad (1.3.194)$$

valın bucaq sürəti isə:

$$\omega = \frac{2Q\eta_{h\alpha c}}{z(R^2 - r^2)b} = \frac{8Q\eta_{h\alpha c}}{z(D^2 - d^2)b}, \quad (1.3.195)$$

burada z – lövhələrin sayı; D – statorun daxili diametri; d – rotorun xarici diametridir.

Üçlövhləli döndərici silindrlərlə 30 MPa təzyiqdə $6 \cdot 10^4$ Nm burucu moment və yalnız 70° bucaq dönməsi yaradıla bilər.

Çoxlövhləli döndərici hidravlik mühərriklərin istehsalı onların daxili sızmalarının qarşısını almaq üçün konstruksiyanın mürəkkəbləşdirilməsinə görə müəyyən dərəcədə çətinləşir.

Dönmə hidravlik silindrlərində lövhənin silindrin daxili səthinə sıxılması işçi kameradan lövhələrdəki kanallar ilə verilən maye itkisinin hesabına əldə edilə bilər.

Məsələ 1.3.12.1

Birtəsirli dönən lövhəli hidravlik mühərrikin (silindrin) düzbucaqlı formada olan lövhəsinin eni $B = 80$ mm və işçi kameranın diametrləri: xarici $D = 400$ mm və daxili $d = 200$ mm. (şəkil 1.3.62).

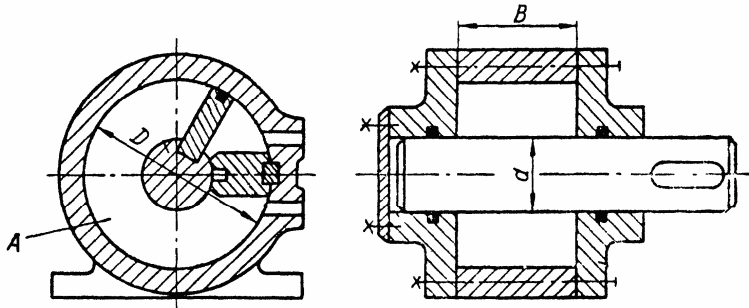
Çıxış valının faydalı burucu momenti $M = 4800$ Nm və dönmə bucaq sürəti $\omega_b = 5$ rad/s olduqda dönən hidravlik

1.3. Həcmi hidravlik inteqalların hidravlik maşınları

mühərrikin A -işçi kamerasında işçi təzyiqini və yağın Q sərfini təyin edilməli.

Bu döənən hidravlik mühərrik üçün mexaniki FİƏ $\eta_m = 0,8$ qəbul olunur, həcmi FİƏ $\eta_0 = 0,967$.

Hidravlik mühərrikin axıntı boşluğundakı əks təzyiqi nəzərə almamalı.



Şəkil 1.3.62.

Həlli:

Aşağıdakı düstura əsasən:

$$M = \frac{(p_g - p_{\varphi})(D^2 - d^2)B \cdot \eta_m}{8},$$

burada p_g – hidravlik mühərrikin girişində olan təzyiq, p_{φ} – çıxışda olan təzyiq $p_{\varphi} = 0$ (təzyiqlər izafidir) nəzərə alsaq, lövhəli hidravlik silindrin girişindəki təzyiq olmalıdır:

$$p_g = \frac{8M}{(D^2 - d^2) \cdot B \cdot \eta_m} = \frac{8 \cdot 4800}{(0,4^2 - 0,2^2) \cdot 0,08 \cdot 1 \cdot 0,8} = 5 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 5,0 \text{ MPa}.$$

Aşağıdakı ifadədən hidravlik mühərrikin sərfi tapılır:

$$Q = \frac{(D^2 - d^2) \cdot B \cdot \omega_b}{8\eta} = \frac{(0,4^2 - 0,2^2) \cdot 0,08 \cdot 5}{8 \cdot 0,967} = 0,062 \text{ m}^3/\text{san}.$$

1.4. HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALIN TƏNZİM EDİLMƏSİ

1.4.1. Həcmi hidravlik intiqalların tənzim edilməsi üsulları

Qeyd olunduğu kimi, *idarəetmə xarakterinə* görə həcmi hidravlik intiqallar iki yerə bölünür:

- tənzim olunmayan;
- tənzim olunan

Tənzim olunmayan hidravlik intiqallarda çıxış bəndinin sürətini dəyişmək üçün tənzimləyici qurğu olmur.

Hidravlik intiqalın hidravlik mühərrikinin çıxış bəndinin sürətini təşkil edir:

- hidravlik silindr olduqda – xətti sürət v_s :

$$v_s = \frac{Q_s \cdot \eta_{s\ h\acute{a}c}}{F_s}; \quad (1.4.1)$$

- hidravlik motor olduqda – dövrlər sayı n_m :

$$n_m = \frac{Q_m \cdot \eta_{m\ h\acute{a}c}}{q_m}, \quad (1.4.2)$$

- hidravlik döndərici silindr olduqda – bucaq sürəti ω_d :

$$\omega_d = \frac{Q_d \cdot \eta_{d\ h\acute{a}c}}{F_d R_m}, \quad (1.4.3)$$

harada Q_s , Q_m , Q_d , $\eta_{s\ h\acute{a}c}$, $\eta_{m\ h\acute{a}c}$, $\eta_{d\ h\acute{a}c}$ – müvafiq olaraq hidravlik mühərrikə: hidravlik güc silindrə, hidravlik motora və hidravlik döndərici silindrə daxil olan işçi maye axının sərfələri və həcmi FİƏ; F_s – hidravlik güc silindrinin işçi sahəsi; q_m – hidravlik

motorun işçi həcmi; F_d – hidravlik döndərici silindrin lövhəsinin işçi sahəsi; R_m – lövhənin təzyiq mərkəzindən valın mərkəzinə qədər olan məsafəsidir.

Qeyd: izahatlar ümumiyyətlə bütün növ hidravlik mühərriklərə aid olarsa “ s ”, “ m ” və “ d ” indeksləri yalnız “ m ” ilə işarələnəcək.

Hidravlik mühərrikə daxil olan işçi mayenin sərfi:

$$Q_s = Q_m = Q_d = Q_n - \Delta Q_x, \quad (1.4.4)$$

burada Q_n – nasosun verimi; ΔQ_x – hidravlik xətdə itkilər, o cümlədən hidravlik intiqalın idarə edilməsi üçün tənzim olunandır.

Nasosun verimi ümumi şəkildə:

$$Q_n = q_n n_n \eta_{n.h\acute{e}c} = q_{n \max} \bar{u}_n n_n \eta_{n.h\acute{e}c}, \quad (1.4.5)$$

burada $q_{n \max}$ – tənzimlənən nasosun maksimal işçi həcmi;

$\bar{u}_n = \frac{q_n}{q_{n \max}}$ – onun işçi həcmnin tənzimləyici parametridir,

$$|\bar{u}_n| \leq 1.$$

Tənzimləmə parametri kimi tənzimlənən radial-porşenli və həcmi lövhəli hidravlik maşınlarda eksentrisitetin nisbi

qiyməti $\left(\bar{u} = \bar{e} = \frac{e}{e_{\max}} \right)$, aksial-porşenli tənzimlənən hidravlik

maşınlarda isə tənzimləyici diskin nisbi bucaq qiyməti

$\left(\bar{u} = \bar{\beta} = \frac{\beta}{\beta_{\max}} \right)$ götürülə bilər.

Onda hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin sürəti olacaqdır:

– hidravlik güc silindrinin çıxış bəndinin sürəti:

$$v_s = \frac{Q_n - \Delta Q_x}{F_s} \eta_{shac} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_{nhac} - \Delta Q_x}{F_s} \eta_{shac}; \quad (1.4.6)$$

– hidravlik motorun dövrlər sayı:

$$n_m = \frac{Q_n - \Delta Q_x}{q_m} \eta_{mhac} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_{nhac} - \Delta Q_x}{q_{mmax} \bar{u}_m} \eta_{mhac}; \quad (1.4.7)$$

– döndərici silindrin valının bucaq sürəti ω_d :

$$\omega_d = \frac{Q_n - \Delta Q_x}{F_d R_m} \eta_{dhac} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_{nhac} - \Delta Q_x}{F_d R_m} \eta_{dhac}. \quad (1.4.8)$$

burada q_{mmax} – tənzimlənən hidravlik motorun maksimal işçi həcmi; $\bar{u}_m = \frac{q_m}{q_{mmax}}$ – onun işçi həcmnin tənzimləyici parametridir, $|\bar{u}_m| \leq 1$, yəni $-1 \leq \bar{u}_m \leq 1$.

Alınan düsturları nəzərə alaraq belə bir qərara gəlmək olar ki, hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürətini tənzim etmək üçün aşağıdakı parametrlərin:

- 1) nasosun giriş valının dövrlər sayının n_n ;
- 2) hidravliki xətlərdə təyinatlı itkilərin ΔQ_x ;
- 3) nasosun işçi həcmnin q_n – nasosun tənzimləyici paramet-rinin $\bar{u}_n$;
- 4) hidravlik motorun işçi həcmnin q_m – hidravlik motorun tənzimləyici parametrin $\bar{u}_m$

qiymətlərini dəyişməklə aparmaq olar

Qeyd: hidravlik güc silindrinin və döndərici silindrin işçi həcmi, bir qayda olaraq, tənzimlənmir, yəni $F_s = \text{const}$ və $F_d = \text{const}$ olurlar.

Həcmi hidravlik intiqallar kursunda adətən həcmi hidravlik

intiqallarının işinin nasosun giriş valının dövrlər sayı ilə tənzimləmə üsuluna baxılır.

Ona görə də tənzim olunan hidravlik intiqallar çıxış bəndinin sürətinin ***tənzim olunma qurğudan (tərtibatdan)*** asılı olaraq aşağıdakı hidravlik intiqallara bölünürlər:

1. drossellə tənzimlən həcmi hidravlik intiqallar (2-ci üsul);
2. həcmi (maşınla) tənzim olunan (nasosla, hidravlik motorla, hidravlik motor və nasosla birgə) (3-cü və 4-cü üsullar).

Təcrübədə qeyd olunan tənzimlə üsulların kombinasiəsi də istifadə olunur, məsələn həcmi-drossellə tənzimlən həcmi hidravlik intiqallar.

Həcmi hidravlik intiqal mühərrikinin sürətinin ***tənzimlənmə üsulundan*** asılı olaraq idarəetmə aşağıdakı şəkillərdə həyata keçirilə bilər:

- əl ilə;
- avtomatik;
- proqramlı.

Hidravlik intiqalın çıxış bəndinin hərəkətinin ***tənzimləmə məqsədlərinə*** görə onlar:

- xarici təsirlər dəyişdikdə çıxış bəndinin sürəti sabit saxladığıda hidravlik intiqal ***stabilləşdirilmiş*** adlanır;
- çıxış bəndinin sürəti qabaqcadan verilmiş proqramla dəyişirsə hidravlik intiqal ***proqramlaşdırılmış*** adlanır;
- çıxış bəndi idarəetmə bəndinin hərəkətini girişdəki signala görə təkrar edirsə, bu hidravlik intiqal ***izləyici*** hidravlik intiqal adlanır.

1.4.2. Drossel ilə tənzim olunma

Drossel ilə tənzim olunan həcmi hidravlik intiqallarda adətən nisbətən kiçik qiymətli sabit verimli (tənzim olunmayan) nasoslar tətbiq olunur, hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin sürətinin tənzim olunması isə hidravlik xətdə itkilərin məqsədə yönəldilmiş dəyişdirilməsinin hesabına həyata keçirilir.

Drossel ilə tənzimlənən hidravlik intiqallar iki sxem üzrə icra olunur:

- işçi mayenin sabit sərfi ilə;
- sabit təzyiq ilə.

Sabit sərfli hidravlik intiqalların sxemində hidravlik mühərrikin yüklənməsindən asılı olmayaraq nasosun sabit dövrlər sayında işçi mayenin sərfi də sabit qalır, nasosun yaratdığı təzyiq isə xarici yükdən asılı olur.

Sabit təzyiqli hidravlik intiqalların sxemində axıdıcı klapın istifadə olunur və bu tipli hidravlik intiqallar adətən avtomatik tənzimlənən hidravlik sistemlərdə tətbiq olunur. Sabit təzyiqli hidravlik intiqallarda xarici yükləmədən asılı olmayaraq bir nasosdan eyni zamanda bir necə hidravlik mühərriklərin işləməsi mümkündür.

Drossel ilə tənzimlənən hidravlik intiqallar tənzimləyici drosselin hidravlik sxemdə yerləşdirilməsi yerindən asılı olaraq iki növ olur:

- drossel hidravlik mühərrikə *ardıcıl*;
- drossel hidravlik mühərrikə *parallel* yerləşdirilən hidravlik intiqallar.

Təcrübədə hər iki üsul birgə də istifadə oluna bilər.

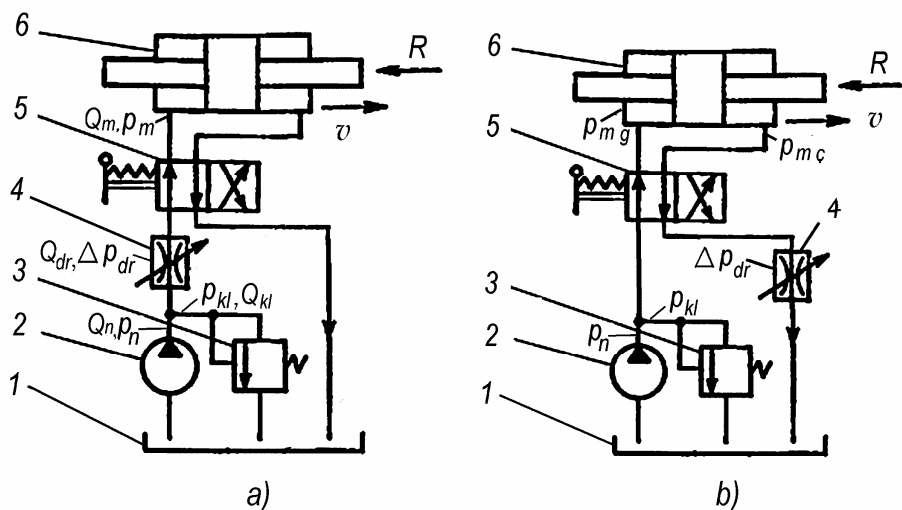
Hidravlik intiqalın drossel ilə tənzimlənən sxeminin seçilməsi bir neçə faktorlardan asılıdır:

- hidravlik mühərrikin yükünün növündən və xarakterindən;
- verilən idarəedici signalın yerinə yetirilməsinin lazımı tezliyi və dəqiqliyindən;
- hidravlik intiqalın FİƏ-ndan;
- hidravlik intiqalın etibarlılığından;
- hidravlik intiqalın iqtisadi səmərəliliyindən və s.

Drossel ilə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallar açıq dövrəli intiqallardır və onlar, adətən, 5...10 kVt-dan artıq güclərdə tətbiq olunurlar.

1.4.2.1. Tənzimləyici drosselin hidravlik mühərriklə ardıcıl birləşdirilməsi

Bu tipli hidravlik intiqallar sabit təzyiqli intiqallar növündəndirlər (şəkil 1.4.1, *a* və *b*).



Şəkil 1.4.1. Tənzimləyici drosselin irəliləmə hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın sxeminə ardıcıl qoşulmasının növləri:

- a* – hidravlik mühərrikdən (hidravlik silindrdən) əvvəl;
- b* – hidravlik mühərrikdən (hidravlik silindrdən) sonra
- 1 – hidravlik tutum (çən); 2 – qidalandırıcı nasos; 3 – qoruyucu klapan;
- 4 – tənzimləyici hidravlik drossel; 5 – hidravlik paylayıcı;
- 6 – hidravlik mühərrik – hidravlik güc silindri.

Qeyd olunduğu kimi tənzimləyici drosseli 4 hidravlik mühərriklə 6 ardıcıl birləşdirildikdə hidravlik intiqalın basqı (qidalandırıcı nasosdan 2 sonra və hidravlik mühərrikdən əvvəl (şəkil 1.4.1, *a*)) və ya axıtma (hidravlik mühərrikdən sonra) xəttində yerləşdirilə bilər (şəkil 1.4.1, *b*).

Baxılan sxemlərdə (şəkil 1.4.1), misal kimi, hidravlik

mühərrik – ikitəsirli və ikitərəfli ştoklu güc hidravlik silindr 6 götürülmüşdür, onun işçi sahəsi F_s -dir, qidalandırıcı nasos – tənzimlənməyən, sabit verimli ($Q_n = const$) həcmi rotorlu nasosdur 2 .

Tənzimləmə zamanı nasosun yaratdığı təzyiq p_n axıdıcı klapanın 3 köklənmiş (sazlanmış) təzyiqi p_{kl} ilə müəyyən edilir ki ($p_{kl} = p_n$), bu isə hidravlik silindrin ştokunu lazımi maksimal yüklənmə R_{max} ilə müəyyən olunur:

$$p_n = p_{kl} = \frac{R_{max}}{F_s \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_{smex}} = const. \quad (1.4.9)$$

Burada η_{sh} və η_{smex} – silindrin hidravlik və mexaniki FİƏ-dırlar.

Buna görə nasosun valındakı gücü də tənzimləmə zamanı sabitdir və xarici yüklənmədən asılı deyil:

$$N_{nv} = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} = const, \quad (1.4.10)$$

haradakı η_n – nasosun tam FİƏ-dır.

Qeyd: $p_n < p_{kl}$ olduqda tənzimlənməni aparmaq mümkün deyil, $R > R_{max}$ olduqda isə hidravlik intiqalın çıxış bəndi tərpənməzdir. Tənzimləməni yalnız $p_n = p_{kl}$ olduqda aparmaq olar, yəni – axıdıcı klapanla işçi mayenin bir qismi çənə axıdılan müddətdə.

Ümumiyyətlə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın bir neçə növ xarakteristikalarından istifadə olunur:

– tənzimləyici xarakteristikası – həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürətinin tənzimləyici parametrdən asılılığı: $v_m = f(\bar{x})$;

– yükləmə xarakteristikası – həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürətinin xarici yüklənmədən asılılığı: $v_m = f(p_m)$;

– yükləyici-sərf xarakteristikası: $p_m = f(Q_m)$;

– energetik xarakteristikası – həcmi hidravlik intiqalın tam FİƏ-nın xarici yükləmədən asılılığı: $\eta = f(p_m)$.

Həcmi hidravlik intiqalların xarakteristikalarının təhlilini asanlaşdırmaq və müxtəlif idarəetmə üsullarının müqayisəsini sadələşdirmək məqsədilə **ideal həcmi hidravlik intiqal** anlayışından aşağıdakı fərziyyələrlə istifadə olunur:

– həcmi hidravlik intiqalın boru kəmərlərində və hidravlik paylayıcıların kanallarında işçi mayenin hərəkətinə sərf olunan təzyiq itkilərini nəzərə alınmır ($\eta_x = 1$, idarəetməyə yönələn itkilərdən başqa);

– həcmi hidravlik intiqalı təşkil edən hidravlik maşınların tam FİƏ-larının vahidə bərabər olması qəbul olunur ($\eta_n = 1$; $\eta_m = 1$).

Beləliklə, hidravlik xətlərdə, hidravlik paylayıcıda 5 (şəkil 1.4.1) təzyiq itkisini və sızmaları nəzərə almadıqda, ardıcıl birləşdirilmiş drosselli intiqalın hidravlik mühərrikinin girişindəki təzyiqi:

$$p_m = p_n - \Delta p_{dr}, \quad (1.4.11)$$

sərfi isə:

$$Q_m = Q_{dr} = Q_n - \Delta Q_{kl} \quad (1.4.12)$$

olacaqdır. Burada Δp_{dr} – tənzimləyici drosseldəki təzyiq düşküsi; ΔQ_{kl} axıdıcısı klapandan çənə keçən sızmalardır.

Drosseldən keçən sərfin tənliyi:

$$Q_{dr} = \mu \cdot \omega_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{dr}}{\rho}}, \quad (1.4.13)$$

olduğundan, tənzimlənən hidravlik drossel üçün alırıq:

$$Q_m = Q_{dr} = \mu \bar{x} \omega_{dr \max} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_m)}{\rho}} = a_{dr} \bar{x} \sqrt{p_n - p_m}, \quad (1.4.14)$$

Burada μ – drosselin sərf əmsalı; $\omega_{dr.max}$ – drosselin keçid kəsiyinin maksimal işçi sahəsi; $\bar{x}$ – drosselin açılma dərəcəsi, tənzimləyici parametr: $\bar{x} = \frac{\omega_{dr}}{\omega_{dr.max}}$ ($0 \leq \bar{x} \leq 1$); $a_{dr} = \mu \omega_{dr.max} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$

isə – drosseli xarakterizə edən əmsaldır.

1. İrəliləmə hərəkətli hidravlik intiqalda silindr ştokuna təsir edən xarici yükü $R < R_{max}$ olduqda onu hərəkətə gətirmək üçün silindrin girişində p_m ($p_m < p_{kl}$) təzyiq yaranır və ştokun sürəti olacaqdır:

$$v_m = \frac{Q_{dr}}{F_s} = \frac{\mu \bar{x} \omega_{dr.max}}{F_s} \sqrt{\frac{2 \cdot \left(p_n - \frac{R}{F_s} \right)}{\rho}} = \frac{a_{dr} \bar{x}}{F_s} \sqrt{p_n - p_m}. \quad (1.4.15)$$

Bu düsturdan görünür ki digər parametrlər sabit qaldıqda ($a_{dr} = \text{const}$, $F_s = \text{const}$, $p_n = \text{const}$), ştokun sürəti aşağıdakılardan asılıdır:

– drosselin açılma dərəcəsi – $\bar{x}$ -dən: sabit xarici yükləmədə ($R = \text{const}$ ($p_m = \text{const}$)) $\bar{x}$ -in qiymətini azaldıqca ştokun sürəti v_m də düz xətlə azalır, $\bar{x} = 0$ olduqda (drossel tam bağlananda) ştok tərpənməzdir ($v_m = 0$);

– xarici yükləmədən – R -dən: drosselin açılma dərəcəsi sabit qalarsa ($\bar{x} = \text{const}$), yükləmə R artdıqca ştokun sürəti v_m parabolik azalır və $R = R_{max}$ ($p_m = p_{kl}$) çatdıqda maye axını bütövlüklə axıdıcı klapandan hidravlik cənə axıdılır və ştok dayanır ($v_m = 0$).

Silindrin ştokunun ola bilən maksimal sürəti ($\bar{x} = 1$ – drossel tam açıq olduqda və $R = 0$ ($p_m = 0$) – yükün olmadıqda):

$$v_{m.max} = \frac{\mu \omega_{dr.max}}{F_s} \sqrt{\frac{2 p_n}{\rho}} = \frac{a_{dr}}{F_s} \sqrt{p_n}. \quad (1.4.16)$$

Drossel ilə tənzimləməsinin təhlili adətən ümumiləşdirilmiş halda nisbi dəyişən parametrlər vasitəsi ilə aparılır:

– silindrin ştokunun nisbi sürəti:

$$\frac{v_m}{v_{mmax}} = \bar{v}_m ; \quad (1.4.17)$$

– silindrin ştokunun nisbi yükü:

$$\frac{R}{R_{max}} = \bar{R} ; \quad (1.4.18)$$

– hidravlik mühərrikin nisbi təzyiqi:

$$\frac{p_m}{p_n} = \bar{p}_m, \quad (1.4.19)$$

– hidravlik motorun valındakı nisbi momenti:

$$\frac{M_m}{M_{mmax}} = \bar{M} ; \quad (1.4.20)$$

– hidravlik intiqalın nisbi gücü:

$$\frac{N}{N_{max}} = \bar{N} . \quad (1.4.21)$$

(1.4.15) və (1.4.16) tənlikləri tərəf-tərəfə böldükdə, alınır:

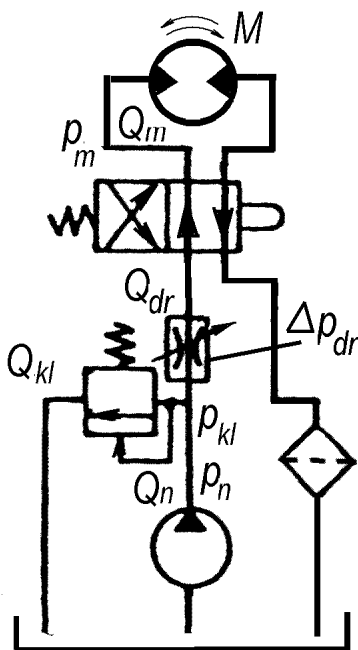
$$\frac{v_m}{v_{mmax}} = \bar{x} \sqrt{\frac{p_n - p_m}{p_n}} = \bar{x} \sqrt{1 - \frac{p_m}{p_n}}, \quad (1.4.22)$$

və ya

$$\bar{v}_m = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{p}_m} . \quad (1.4.23)$$

Qeyd olunmalıdır ki, burada alınan tənlik hidravlik intiqalın ardıcıl drossel ilə tənzimləməsinin yalnız bir xüsusi halında tətbiq oluna bilər: sərtlər $Q_n = Q_{dr} = Q_m$ olduqda və nasosun yaratdığı təzyiq $p_n = \Delta p_{dr}$, hansı ki Q_{dr} -in qiymətindən asılıdır. Həcmi hidravlik intiqalların drossellə tənzimlənməsi nəzəriyyəsində dərsləklərin və xüsusi ədəbiyyatların əksəriyyətində bu nəzərə alınmır.

2. Fırlanma hərəkətli hidravlik intiqalda (şəkil 1.4.2) M_m ilə yükləmədə ($0 \leq M_m \leq M_{m \max}$) hidravlik motorun valının dövrlər sayı:



Şəkil 1.4.2. Fırlanma hərəkətli həcmi hidravlik intiqala tənzimləyici drosselin ardıcıl qoşulması sxemi

$$n_m = \frac{Q_{dr}}{q_m} = \frac{\mu \bar{x} \omega_{dr \max}}{q_m} \sqrt{\frac{2 \left(p_n - \frac{M_m}{2\pi q_m} \right)}{\rho}} = \frac{a_{dr} \bar{x}}{q_m} \sqrt{p_n - \frac{M_m}{2\pi q_m}}. \quad (1.4.24)$$

Hidravlik motorun valının maksimal ola bilən dövrlər sayı (drossel tam açıq olduqda – $\bar{x} = 1$ və hidravlik motorun valında moment olmadıqda – $M_m = 0$ ($p_m = 0$)):

$$n_{m \max} = \frac{\mu \omega_{dr \max}}{q_m} \sqrt{\frac{2 p_n}{\rho}} = \frac{a_{dr}}{q_m} \sqrt{p_n} \quad (1.4.25)$$

(1.4.24) və (1.4.25) tənlikləri tərəf-tərəfə böldükdə, alınır:

$$\frac{n_m}{n_{m \max}} = \bar{x} \sqrt{\frac{p_n - \frac{M_m}{2\pi q_m}}{p_n}} = \bar{x} \sqrt{1 - \frac{M_m}{2\pi q_m p_n}}, \quad (1.4.26)$$

və

$$p_n = \frac{M_{m \max}}{2\pi q_m} \quad \text{və} \quad p_m = \frac{M_m}{2\pi q_m} \quad (1.4.27)$$

olduğunu nəzərə alaraq (1.4.26) tənliyi aşağıdakı şəkildə yazıla bilər:

$$\frac{n_m}{n_{m \max}} = \bar{x} \sqrt{1 - \frac{M_m}{M_{m \max}}}, \quad (1.4.28)$$

və ya

$$\bar{n}_m = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{M}_m} = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{p}_m} \quad (1.4.29)$$

Beləliklə, ümumiləşdirilmiş nisbi yük ($\frac{p_m}{p_n} = \bar{p}_m = \bar{p}$) və nisbi

sürəti ($\frac{v_m}{v_n} = \frac{n_m}{n_{mmax}} = \bar{v}$) anlayışlarından istifadə edərək ardıcıl

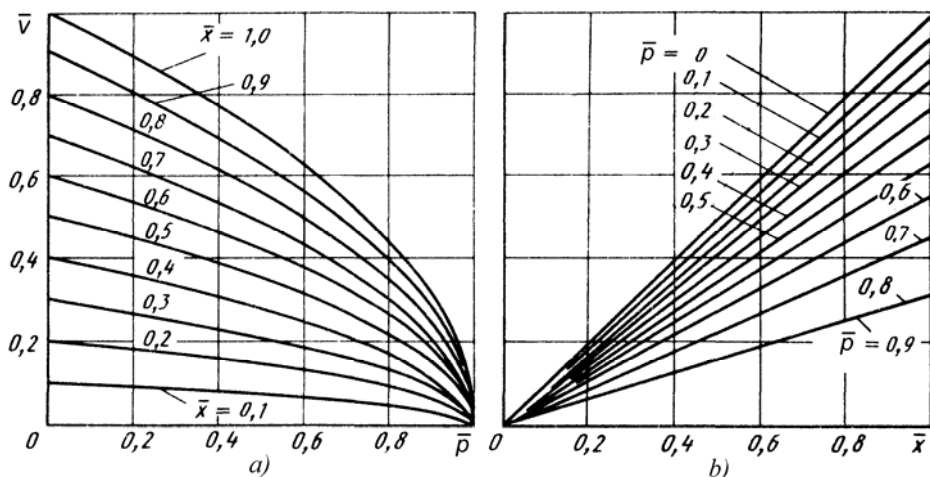
drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalının **əsas tənzimləyici tənliyi** aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$\bar{v} = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{p}}. \quad (1.4.30)$$

Bu tənliyi istifadə edərək, ardıcıl drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalının nisbi **yükləmə** (şəkil 1.4.3, *a*) və nisbi **tənzimləyici** (şəkil 1.4.3, *b*) xarakteristikalarını qurmaq olar. Bu qrafiki xarakteristikalar vasitəsilə irəliləmə və fırlanma hərəkətli ardıcıl drossellə tənzimlənən *ideal* həcmi hidravlik intiqalın əsas parametrlərinin (drosselin açılma dərəcəsinin $\bar{x}$, nisbi sürətin $\bar{v}_m$ və nisbi yükünün $\bar{p}_m$) aralarında asılılıqları, dəyişmə istiqamətlərini daha aydın görmək olar.

Qeyd etmək lazımdır ki, ardıcıl drossellə tənzimlənən və drosselin hidravlik mühərrikdən əvvəl yerləşən halda həcmi hidravlik intiqalın tənzimlənməsi yalnız təsir edən yükün istiqamətinin çıxış bəndinin hərəkəti ilə əks istiqamətdə olduqda mümkündür. Hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin hərəkətinin istiqaməti və yükün istiqaməti üst-üstə düşərsə (buna *mənfi* yükləmə deyilir), hidravlik silindrdə işçi maye axının kəsilməməzliyi pozula bilər (axıtma xətti tərəfdə işçi maye porşendən ayrılır) və yüklənmiş stok öz-özünə hərəkət edə bilər (tənzimləmə tam pozulur). Bu hadisə drosselin tam bağlanan zamanı və porşenin ətalət qüvvələrin təsiri ilə davam etdiyi zamanı daha ehtimallıdır. Drosselin hidravlik mühərrikdən əvvəl yerləşmənin digər nöqsanı ondan ibarətdir ki, mühərrikin çıxış bəndinin sürətindən asılı olaraq drosseldən keçən işçi maye qızır və

o öz növbəsində hidravlik mühərrikin qızmasına səbəb olur və mühərrikin iş rejimi qeyri-stabilləşir.



Şəkil 1.4.3. Ardıcıl drossellə tənzimlənən hidravlik intiqalın yükləmə (a) və tənzimləyici (b) xarakteristikaları.

Bu səbəbdən dəyişən istiqamətli yükləmə (qüvvələr, momentlər) olduqda hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürətinin tənzimlənməsinin etibarlı yerinə yetirilməsi üçün tənzimləyici drossel hidravlik mühərrikdən sonra (şəkil 1.4.1, b) və ya iki tənzimləyici drossel (mühərrikdən əvvəl və sonra) yerləşdirilir.

Tənzimləyici drossel hidravlik mühərrikdən sonra yerləşdirəndə onun çıxış bəndinin sürəti aşağıdakı kimi tapıla bilər:

$$v_m = \frac{Q_{dr}}{F_s} = \frac{\mu \bar{x} \omega_{dr \max}}{F_s} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n \pm |p_m|)}{\rho}} = \frac{a_{dr} \bar{x}}{F_s} \sqrt{p_n \pm \frac{|R|}{F_s}}. \quad (1.4.31)$$

Düsturdan görünür ki hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin hərəkətinin istiqaməti və yükün istiqaməti (mənfi yükün) R üst-üstə düşərsə çıxış bəndinin sürəti $v_m \geq v_{m \max}$ olur, burada $v_{m \max}$ —

tənzimləyici drossel hidravlik mühərrikdən əvvəl yerləşdiriləndə onun çıxış bəndinin maksimal sürətidir.

Nəzəri cəhətdən ardıcıl drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların güc xarakteristikaları drosselin qoşulma yerindən asılı deyillər. Tənzimləyici drossel axıtma xəttində qoşduqda hərəkətin başlanğıcında hidravlik mühərrikin dartınmaları yarana bilər. Eyni zamanda bu tipli hidravlik intiqallar dəyişən istiqamətli yükləmədə istifadə oluna bilər. Axıtma xəttində qoşulan drossel kiçik təzyiq altında olur, hidravlik intiqal isə daha müntəzəm rejimdə işləyir. Bu halda drosseldə ayrılan istilik hidravlik mühərriki qızdırmadan çənə ötürülür. Bu sxemli hidravlik intiqalların digər üstünlüyü – hidravlik mühərrikin tez tormozlanması mümkünəyüdür.

İki tənzimləyici drossellərin yerinə hidravlik intiqalın sxemində simmetrik drosselləşdirici hidravlik paylayıcı 3 da istifadə olunur (şəkil 1.4.4).

Drosselləşdirici hidravlik paylayıcıda zolotnikin yerini dəyişdikdə eyni zamanda onun iki simmetrik işçi pəncərələrinin sahələri dəyişir – hidravlik silindrə gedən və silindri tərk edən işçi maye axınlar üçün pəncərələr. Bu pəncərələr tənzimləyici drossellərin vəzifələrin yerinə yetirir.

Onda drosselləşdirici hidravlik paylayıcıdan keçən maye axının sərfi olacaqdır:

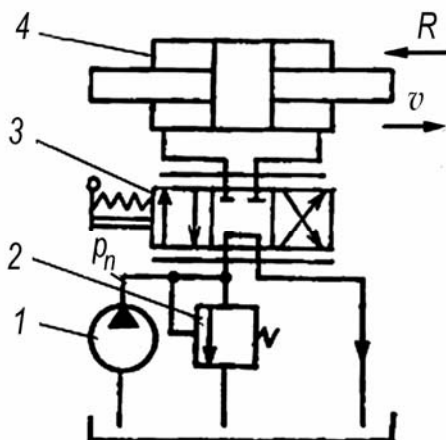
$$Q_{dr} = \mu \cdot \omega_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_m)}{2 \cdot \rho}}, \quad (1.4.32)$$

ştokun sürəti isə:

$$v_m = \frac{Q_{dr}}{F_s} = \frac{\mu \bar{x} \omega_{dr \max}}{F_s} \sqrt{\frac{p_n - p_m}{\rho}} = \frac{a_{dr} \bar{x}}{F_s} \sqrt{\frac{p_n - p_m}{2}}, \quad (1.4.33)$$

yəni, bir ardıcıl tənzimləyici drosselin yerinə drosselləşdirici hidravlik paylayıcı olduğu halda ştokun sürəti $\sqrt{2}$ dəfə kiçik olacaqdır. Bu tipli həcmi hidravlik intiqallar onların çıxış bəndinin

sürətli iş düşməsi və giriş siqnalların dəqiqlə yerinə yetirməsinə görə avtomatlaşdırılmış izləyici hidravlik sistemlərdə geniş tətbiq olunurlar.



Şəkil 1.4.4. Həcmi hidravlik intiqalın drosselləşdirici hidravlik paylayıcı ilə tənzimlənməsi sxemi

Real həcmi hidravlik intiqallar üçün həqiqi xarakteristikaları ideal xarakteristikalarından müxtəlif enerji (təzyiqlər və sərtlər) itkilərə görə müəyyən qədər fərqlənilir.

Tənzimləyici drosselin açılma dərəcəsi $\bar{x}$ və drosselin sərfi $Q_{dr} = Q_m$ olduqda (1.4.14) tənlikdən hidravlik mühərrikin təzyiqi tapıla bilər:

$$p_m = p_n - \left(\frac{Q_m}{a_{dr} \cdot \bar{x}} \right)^2, \quad (1.4.34)$$

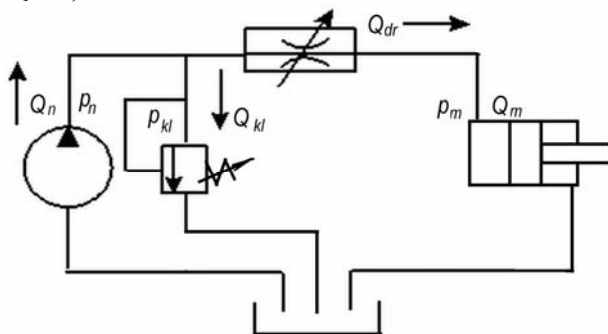
Həqiqi hidravlik mühərrikin həcmi $\eta_{m \text{ h} \acute{e}c}$ və hidromexniki $\eta_{m \text{ h}mex}$ ($\eta_{m \text{ h}mex} = \eta_{m \text{ h}} \eta_{m \text{ mex}}$) enerji itkilərin nəzərə alınsa çıxış

bəndində (məsələn, ştokda) qüvvə ilə sürətin v_m arasındakı asılılıq olacaqdır:

$$\begin{aligned}
 R &= p_m \cdot F_s \cdot \eta_{mhmex} = \left[p_n - \left(\frac{Q_m}{a_{dr} \cdot \bar{x}} \right)^2 \right] \cdot F_s \cdot \eta_{mhmex} = \\
 &= \left[p_n - \left(\frac{v_m \cdot F_s}{\eta_{mhac} a_{dr} \cdot \bar{x}} \right)^2 \right] \cdot F_s \cdot \eta_{mhmex}. \quad (1.4.35)
 \end{aligned}$$

1.4.2.2. Ardıcıl drossellə həcmi hidravlik intiqalın işinin tənzimlənməsinin qrafiki təsviri

Tənzimləyici drossel hidravlik mühərriklə ardıcıl yerləşdiyi hal üçün həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi şəkil 1.4.5-də verilmişdir (tənzimləyici drossel hidravlik mühərrikdən əvvəl yerləşdirilmişdir).



Şəkil 1.4.5. Hidravlik mühərriklə ardıcıl quraşdırılan drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi

Bu tipli tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın işini qrafiki üsulu ilə tədqiq etməkdən ötrü aşağıdakıları şərtləri qəbul edək:

– hidravlik intiqal idealdır, yəni boru xəttində, hidravlik maşınlarda və paylayıcılardakı itkilər hidravlik mühərrikin çıxış

bəndindəki yükə aid edilmişdir;

– hidravlik mühərrikin işləməsi üçün lazım olan təzyiq (irəli-geri və yaxud fırlanma hərəkəti) p_m -dir, hidravlik mühərrikdə əks təzyiq – boşalma (axıtma) təzyiqi p_a -dir və $p_a = 0$;

– tənzimləyici drosselin xarakteristikası kvadratikdir:

$$Q_{dr} = a_{dr} x \sqrt{\Delta p_{dr}}, \quad (1.4.36)$$

harada ki, $a_{dr} = \mu \omega_{dr} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – drosselin keçiricilik əmsalı, x və ya

$\bar{x}$ – nisbi (ölçüsüz) tənzimləyici parametr, $0 \leq x \leq 1$, Δp_{dr} – drosseldə təzyiq düşküsüdür;

– axıtma klapanının kökləmə təzyiqi p_{kl} -dir.

– nasosun verimi Q_n -dir, hidravlik mühərrikin sərfi Q_m isə drosseldən keçən maye sərfinə Q_{dr} bərabərdir: $Q_m = Q_{dr}$;

– nasosun yaratdığı təzyiq p_n :

– $p_m + \Delta p_{dr} < p_{kl}$ olduqda, bərabərdir

$$p_n = p_m + \Delta p_{dr}, \quad (1.4.37)$$

və tənzimləyici drosseldə təzyiq düşküsü:

$$\Delta p_{dr} = p_n - p_m; \quad (1.4.38)$$

– $p_m + \Delta p_{dr} \geq p_{kl}$ olduqda

$$p_n = p_{kl}, \quad (1.4.39)$$

və tənzimləyici drosseldə təzyiq düşküsü:

$$\Delta p_{dr} = p_{kl} - p_m. \quad (1.4.40)$$

Çıxış bəndinin hərəkət sürəti (məsələn, intiqalın irəli-geri hərəkətli növündə):

$$v_m = \frac{Q_{dr}}{F_s} = \frac{a_{dr}x}{F_s} \sqrt{\Delta p_{dr}}, \quad (1.4.41)$$

harada ki F_s – hidravlik silindr porşeninin en kəsiyinin işçi sahəsidir. Drossel vasitəsilə ən böyük sərf, $Q_{dr} = Q_m = Q_n$ halında olacaq. Bu halda drosseldə həm təzyiq fərqi, həm də çıxış bəndinin hərəkət sürəti ən böyük olacaq:

$$v_{m \max} = \frac{Q_n}{F_s} = \frac{Q_{dr}}{F_s} a_{dr} \sqrt{\Delta p_{dr}} = \frac{Q_n}{F_s} a_{dr} \sqrt{p_n}. \quad (1.4.42)$$

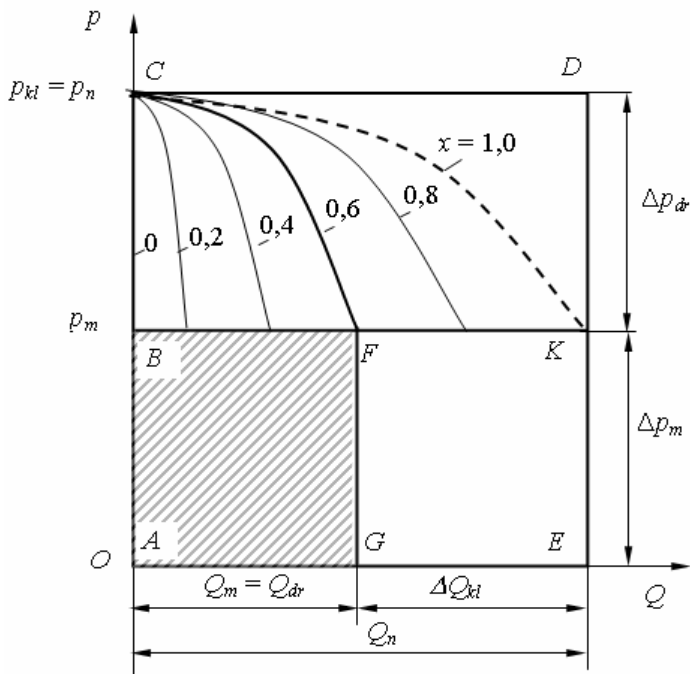
Ardıcıl yerləşdirilən drossel ilə həcmi hidravlik intiqalın işinin tənzimləmə zamanı bir heçə hal ola bilər. Onları ayrılıqda təhlil etmək lazımdır.

1. Drosselin girişdəki təzyiq qoruyucu klapanın təzyiqinə bərabər olduğu hal.

Qidalandırıcı nasosun təzyiqi p_n qoruyucu klapanın təzyiqinə bərabər olduğu halda, yəni, $p_n = p_m + \Delta p_{dr} = p_{kl}$, hidravlik mühərrikə qədər yerləşmiş ardıcıl drosselə həcmi hidravlik intiqalın tənzimləmə prosesinin təhlilini yükləyici-sərf xarakteristikasının qrafiki təsviri ilə aparmaq olar (şəkil 1.4.6). Burada tənzimləyici drosselin xarakteristikasının $\Delta p_{dr} = f(x, Q)$ təzyiqləri əks istiqamətdə göstərilmişdir.

Bu şəkildən görünür ki, bu halda intiqalın çıxış bəndinin sürətinin drossellə tənzimləməsini drosselin tənzimləyici parametrlərinin x bütün intervalında həyata keçirmək olar, yəni, x -in 0...1.0 intervalında. K nöqtəsindən keçən və qırıq-qırıq xətlə göstərilən əyri drosselin tam açılmış vəziyyətinə uyğundur ($x = 1,0$). Drosselin açılma dərəcəsindən asılı olaraq hidravlik mühərrikdən keçən işçi mayenin sərfi Q_{max} -dan 0-a qədər dəyişə bilər (haradakı $Q_{max} = Q_n$), və, müvafiq olaraq, çıxış bəndinin sürəti

də $v_{max} \dots 0$ intervalında dəyişə bilər. Şəkil 1.4.6-da göstərilən xüsusi halda drosselin tənzimləyici parametrinin $x = 0,6$ olduğu qiymətində drosseldən Q_{dr} keçən və hidravlik mühərrikin sərfi Q_m diaqramının düz xəttin AG parçası ilə müəyyənləşir, yəni $Q_m = Q_{dr}$. GE parçasına uyğun nasosun veriminin ΔQ_{kl} hissəsi faydalı iş görmədən klapandan çənə qayıdacaqdır.



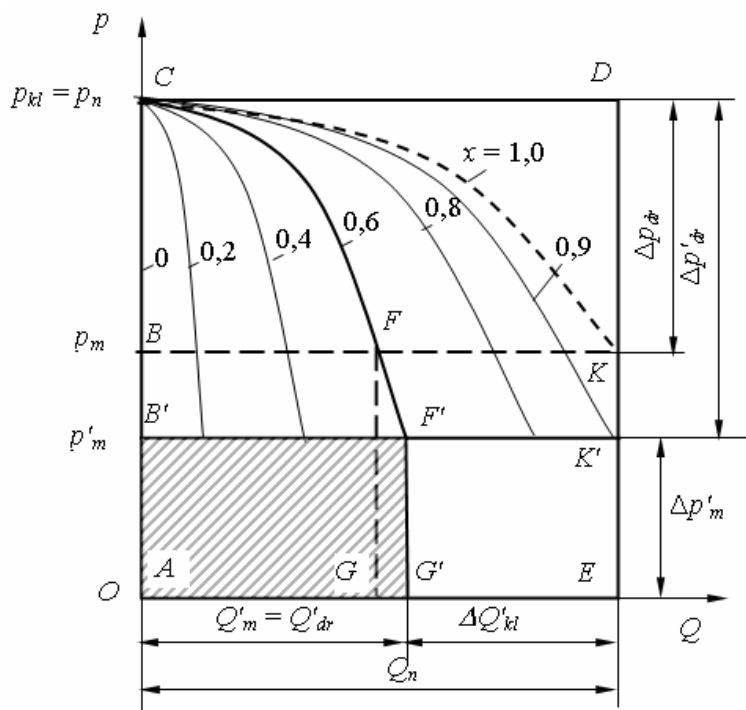
Şəkil 1.4.6. $\Delta p_{dr} + p_m = p_{kl}$ şərtində ardıcıl drosselli
həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikası

**2. Drosselin girişdəki təzyiq qoruyucu klapanın təzyiqindən
kiçik olduğu hal**

İntiqalın iş zamanı qidalandırıcı nasosun təzyiqi p_n qoruyucu klapanın köklənmiş təzyiqindən p_{kl} kiçik olduğu halda, yəni tam açılmış drossel üçün $p_n = p_m + \Delta p_{dr} < p_{kl}$ olduqda, hidravlik ardıcıl

mühərrikdən əvvəl yerləşmiş drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın prosesinin qrafiki təsviri şəkil 1.4.7-də verilmişdir.

Şəkil 1.4.7-dən görünür ki, bu halda drossellə tənzimləmə tənzimləyici parametrin bütün $x = 0...1.0$ ola bilən diapazonunda deyil, daha kiçik hədudlarda həyata keçirmək mümkündür.



Şəkil 1.4.7. $\Delta p_{dr} + p_m < p_{kl}$ şərtində ardıcıl drosselli
həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikası

Məsələn, baxılan halda tənzimləmə aparma intervalı $x = 0...0,9$ olur. Belə ki, tənzimləməni aparmaq üçün nasosdan sonrakı (drosseldən əvvəl) təzyiq qoruyucu klapanın kökləmə təzyiqinə bərabər olmalıdır. Bu məqsədlə tənzimləyici drosseli tədricən bağlamaqla onun müqavimətini Δp_{dr} o qədər artırırlar ki

($\Delta p_{dr} \rightarrow \Delta p'_{dr}$), $p_n = p_m + \Delta p'_{dr} = p_{kl}$ münasibəti ödənilsin. Tənzimləyici parametrimin $x = 1,0 \dots 0,9$ diapazonunda dəyişdiyi zaman hidravlik mühərrikin işçi mayesinin sərfi dəyişməyəcək, çıxış bəndinin sürəti isə nasosun $Q_{max} = Q_n$ sərfinə uyğun olmaqla maksimal qalacaq ($v = v_{max}$), yəni, $x = 1,0 \dots 0,9$ intervalında tənzimləmə prosesi aparıla bilməz.

$p_n = p_{kl}$ bərabərliyi baş verdikdən sonra x -i azaltmaqda (hazırkı halda 0,9-dan 0-a qədər) çıxış bəndinin sürəti də v_{max} -dan 0-a qədər azalacaqdır.

Şəkil 1.4.7-də halda drosselin tənzimləyici parametrimin $x = 0,6$ qiymətində hidravlik mühərrikin sərfi Q_m diaqramının parçasına AG' uyğun bərabərdir, yəni, $Q'_m = Q'_{dr}$. $G'E$ parçasına uyğun nasosun veriminin $\Delta Q'_{kl}$ hissəsi faydalı iş görmədən, klapandan keçərək, çənə qayıdır.

Şəkil 1.4.7-də göstərilən BFK və FG qırıq-qırıq düz xətlər drosselin girişdəki təzyiq qoruyucu klapanın təzyiqinə bərabər və tənzimləyici parametr x eyni ($x = 0,6$) olduğu halda və baxılan xarakteristikaların müqayisəsi üçün verilmişdir.

3. Drosselin girişdəki təzyiq qoruyucu klapanın təzyiqindən böyük olduğu hal.

Ardıcıl drosselli həcmi hidravlik intiqalın tənzimləmə prosesinin üçüncü halında – tənzimləyici drosselin tam açıq olduğu halında ($x = 1,0$) onun minimal müqavimət təzyiqi $\Delta p_{dr \min}$ ilə hidravlik mühərrikin girişindəki p_m təzyiqinin cəmi qoruyucu klapanın təzyiqindən p_{kl} böyük, yəni – $p_m + \Delta p_{dr \min} > p_{kl}$, olduqda tənzimləmənin qrafiki təsviri şəkil 1.4.8-də göstərilmişdir.

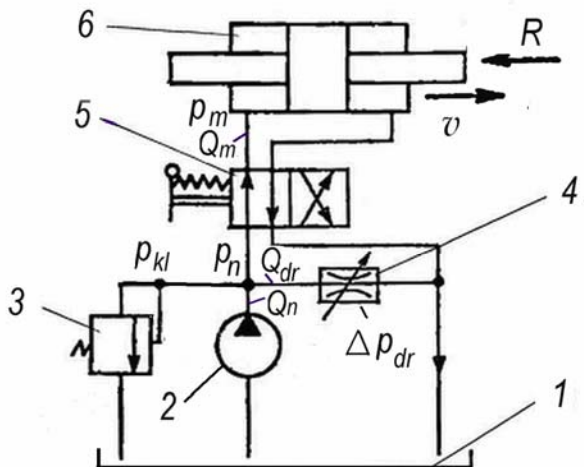
Şəkil 1.4.8-dən görünür ki, drosselin tam açıq vəziyyətində ($x = 1,0$) hidravlik intiqalın işə qoşulması zamanı çıxış bəndinin sürəti nasosun verimindən Q_n az olan $Q_{m \max}$ sərfinə uyğun olacaq ($Q_{m \max} < Q_n$). $Q_{m \max}$ sərfi p''_m xətti ilə $x = 1,0$ qiymətinə uyğun drosselin əyrisinin kəsişmə K'' nöqtəsi ilə təyin olunur (şəkil 1.4.8).

1.4.2.3. Tənzimləyici drosselin hidravlik mühərriklə paralel birləşdirilməsi

Tənzimləyici drosselin hidravlik mühərriklə paralel birləşməsi halında nasosun sərfinin Q_n bir hissəsi Q_{dr} hidravlik mühərrikdən keçməyərək tənzimləyici drossel vasitəsilə çənə ötürülür (şəkil 1.4.9). Bu sxemdə qoruyucu klapın 3 hidravlik sistemi yalnız ifrat təzyiqdən qoruyur və təcrübədə

$$p_{kl} \approx 1,05 \frac{R_{max}}{F_s \cdot \eta_{shmax}} \text{ və ya } p_{kl} \approx 1,05 \frac{2\pi M_{mv}}{q_m \cdot \eta_{shmax}} \text{ təzyiqə bərabər}$$

köklənir. Hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin sürətinin tənzimlənməsində qoruyucu klapın *iştirak etmir*, yəni tənzimlənmə zamanı o tam bağlıdır.



Şəkil 1.4.9. Tənzimləyici drosselin irəliləmə hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın sxeminə paralel qoşulmasının sxemi:

- 1 – hidravlik çən; 2 – nasos; 3 – qoruyucu klapın;
4 – tənzimləyici hidravlik drossel; 5 – hidravlik paylayıcı;
6 – hidravlik mühərrik – hidravlik güc silindri.

Paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallar sabit sərfli hidravlik intiqallardır.

Hidravlik xətlərdə itkilərin nəzərdən ataraq, nasosun yaratdığı təzyiq üçün yazmaq olar:

$$p_n = p_m = p_{dr}, \quad (1.4.43)$$

yəni nasosun yaratdığı təzyiqi xarici yüklənmədən asılı olaraq dəyişir. Buna görə də drosselin ardıcıl birləşdirilməsi sxeminə nisbətən belə bir birləşmə sxemi daha səmərəlidir.

Hidravlik mühərrikin sərfi təşkil edir:

$$Q_m = Q_n - Q_{dr} = Q_n - \mu \bar{x} \omega_{dr \max} \sqrt{\frac{2 \cdot p_m}{\rho}} = Q_n - a_{dr} \bar{x} \sqrt{p_m}. \quad (1.4.44)$$

1. İrəliləmə hərəkətli ideal hidravlik intiqalda silindr ştokuna təsir edən xarici yük $R < R_{\max}$ olduqda onu hərəkətə gətirmək üçün silindrin girişində $p_m = p_n$ təzyiq yaranır və ştokun sürəti olacaqdır:

$$v_m = \frac{Q_n - Q_{dr}}{F_s} = \frac{Q_n}{F_s} - \frac{\mu \bar{x} \omega_{dr \max}}{F_s} \sqrt{\frac{2 \cdot R}{F_s}} = \frac{Q_n}{F_s} - \frac{a_{dr} \bar{x}}{F_s} \sqrt{p_m}. \quad (1.4.45)$$

Bu düsturdan görünür ki digər parametrlər sabit qaldıqda ($a_{dr} = \text{const}$, $F_s = \text{const}$), ştokun sürəti asılıdır:

– drosselin açılma dərəcəsiindən – $\bar{x}$ -dən: sabit xarici yükləmədə ($R = \text{const}$ ($p_m = p_n = \text{const}$)) $\bar{x}$ -in qiymətini azaldıqca ştokun sürəti v_m düz xətlə artır, $\bar{x} = 0$ olduqda (drossel tam bağlananda) ştokun sürəti maksimaldır ($v_m = v_{m \max}$);

– xarici yükləmədən – R -dən: drosselin açılma dərəcəsi sabit qalarsa ($\bar{x} = \text{const}$), yükləmə R artdıqca ştokun sürəti v_m parabola ilə azalır və $R = R_{\max}$ ($p_m = p_n = p_{kl}$) çatdıqda maye axını bütövlüklə

qoruyucu klapandan hidravlik cənə axıdılır və ştok dayanır ($v_m = 0$).

Silindrin ştokunun ola bilən maksimal sürəti ($\bar{x} = 0$ – drossel tam bağlı olduqda və $R = 0$ ($p_m = 0$) – yükün olmadıqda):

$$v_{mmax} = \frac{Q_n}{F_s}. \quad (1.4.46)$$

(1.4.45) və (1.4.46) tənlikləri tərəf-tərəfə böldükdə, alınır:

$$\frac{v_m}{v_{mmax}} = 1 - \bar{x} \sqrt{\frac{p_m}{p_n}}, \quad (1.4.47)$$

və ya yazıla bilər:

$$\bar{v}_m = 1 - \bar{x} \sqrt{\bar{p}_m}. \quad (1.4.48)$$

Qeyd: burada $p_n = \frac{R_{max}}{F}$

2. Fırlanma hərəkətli ideal hidravlik intiqalında M_m ilə yükləmədə ($0 \leq M_m \leq M_{mmax}$) hidravlik motorun valının dövrlər sayı:

$$\begin{aligned} n_m = \frac{Q_{dr}}{q_m} &= \frac{1}{q_m} \left(Q_n - \mu \bar{x} \omega_{dr max} \sqrt{\frac{2 \frac{M_m}{2\pi q_m}}{\rho}} \right) = \\ &= \frac{1}{q_m} \left(Q_n - a_{dr} \bar{x} \sqrt{\frac{M_m}{2\pi q_m}} \right). \end{aligned} \quad (1.4.49)$$

Hidravlik motorun valının maksimal ola bilən dövrlər sayı ($\bar{x} = 0$ – drossel tam bağlı olduqda və $M_m = 0$ ($p_m = 0$) – hidravlik

motorun valında moment olmadıqda):

$$n_{mmax} = \frac{Q_n}{q_m} \quad (1.4.50)$$

(1.4.49) və (1.4.50) tənlikləri tərəf-tərəfə böldükdə, alınır:

$$\frac{n_m}{n_{mmax}} = 1 - \bar{x} \sqrt{\frac{M_m}{2\pi q_m p_n}}, \quad (1.4.51)$$

və burada

$$p_n = \frac{M_{mmax}}{2\pi q_m} \quad (1.4.52)$$

olduğunu nəzərə alaraq (1.4.51) tənliyi aşağıdakı şəkildə yazıla bilər:

$$\frac{n_m}{n_{mmax}} = 1 - \bar{x} \sqrt{\frac{M_m}{M_{mmax}}}, \quad (1.4.53)$$

və ya

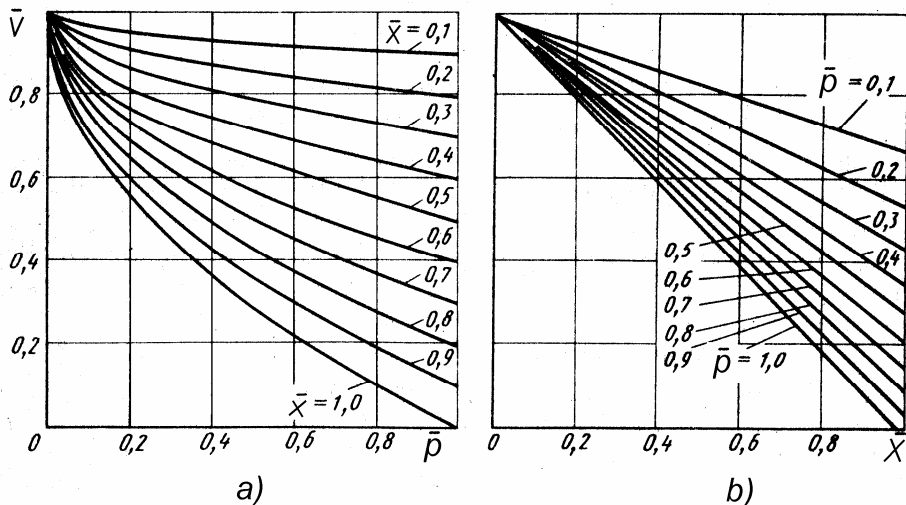
$$\bar{n}_m = 1 - \bar{x} \sqrt{\bar{M}_m} = 1 - \bar{x} \sqrt{\bar{p}_m} \quad (1.4.54)$$

Ümumiləşdirilmiş nisbi yükü anlayışı istifadə edərək ($\frac{p_m}{p_n} = \bar{p}_m$) *paralel drossellə tənzimlənən* həcmi hidravlik intiqalının **əsas tənzimləyici tənlik** aşağıdakı kimi yazıla bilər:

$$\bar{v} = 1 - \bar{x} \sqrt{\bar{p}}. \quad (1.4.55)$$

Bu tənliyi istifadə edərək, paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın **yükləmə** (şəkil 1.4.10, *a*) və **tənzimləyici** (şəkil 1.4.10, *b*) xarakteristikalarını qurmaq olar. Bu qrafiki xarakteristikalar vasitəsilə irəliləmə və fırlanma hərəkətli paralel

drossellə tənzimlənən ideal həcmi hidravlik intiqalın əsas parametrlərinin (drosselin açılma dərəcəsinin $\bar{x}$, nisbi sürətin $\bar{v}_m$ və nisbi yükünün $\bar{p}_m$) aralarındakı asılılıqları, dəyişmə istiqamətlərini daha aydın görmək olar.



Şəkil 1.4.10. Paralel drossellə tənzimlənən hidravlik intiqalın yükləmə (a) və tənzimləyici (b) xarakteristikaları.

Həqiqi hidravlik mühərrikin həcmi $\eta_{m\ h\acute{a}c}$ və hidromexniki $\eta_{m\ h\acute{m}ex}$ enerji itkilərini nəzərə alıqda silindr ştokunda əmələ gələn qüvvə R silindr ştokunun sürəti v_m ilə asılılığı üçün alırıq:

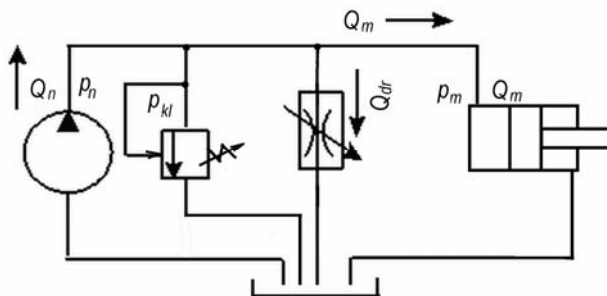
$$R = p_m \cdot F_s \cdot \eta_{m\ h\acute{m}ex} = \left(\frac{Q_n - \frac{v_m \cdot F_s}{\eta_{m\ h\acute{a}c}}}{a_{dr} \cdot \bar{x}} \right)^2 \cdot F_s \cdot \eta_{m\ h\acute{m}ex} = \quad (1.4.56)$$

$$= \left(\frac{Q_n \cdot \eta_{m\ h\acute{a}c} - v_m \cdot F_s}{a_{dr} \cdot \bar{x} \cdot \eta_{m\ h\acute{a}c}} \right)^2 \cdot F_s \cdot \eta_{m\ h\acute{m}ex}$$

Drosselin birləşməsinin baxılan hər iki sxemində dəyişən yüklənmədə çıxış bəndinin sabitliyi təmin edilmir.

1.4.2.4. Paralel yerləşən drossellə həcmi hidravlik intiqalın işinin tənzimlənməsinin qrafiki təsviri

Tənzimləyici drossel hidravlik mühərriklə paralel yerləşdiyi hal üçün drossel üsulu ilə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi şəkil 1.4.11-də verilmişdir.



Şəkil 1.4.11. Hidravlik mühərriklə paralel quraşdırılan drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi

Bu tipli tənzimlənən ideal həcmi hidravlik intiqalın işini qrafiki üsul ilə təhlili üçün qəbul edək:

- hidravlik mühərrikin işləməsi üçün lazım olan təzyiq p_m -dir, hidravlik mühərrikdə boşalma təzyiqi $p_a = 0$;
- tənzimləyici drosselin xarakteristikası kvadratikdir;
- qoruyucu klapanın kökləmə təzyiqi p_{kl} -dir ($p_{kl} \geq p_m$);
- nasosun verimi Q_n hidravlik mühərrikin Q_m və drosselin Q_{dr} sərfələrinin cəminə bərabərdir: $Q_n = Q_m + Q_{dr}$;
- nasosun yaratdığı təzyiq p_n hidravlik mühərrikin girişdəki təzyiqinə bərabərdir: $p_n = p_m$.

Çıxış bəndinin hərəkət sürəti (məsələn, irəli-geri hərəkətli ideal həcmi hidravlik intiqalın növü üçün):

$$v_m = \frac{Q_n - Q_{dr}}{F_s} = \frac{Q_n - a_{dr}x\sqrt{\Delta p_{dr}}}{F_s}, \quad (1.4.57)$$

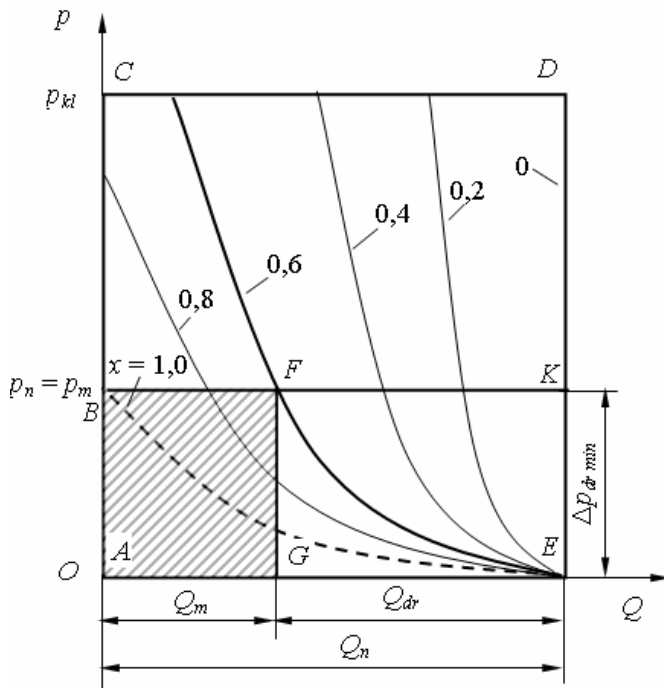
Drossel tam bağlı ($x = 0$ və $Q_{dr} = 0$) halında hidravlik mühərrikdə ən böyük sərf $Q_n = Q_m$ olacaq və bu sərfə uyğun çıxış bəndinin hərəkət sürəti ən böyük olacaq.

Paralel yerləşdirilən drossel ilə həcmi hidravlik intiqalının işinin tənzimləmə zamanı bir heçə hal ola bilər.

1. Hidravlik mühərrikin yükü drosselin minimal təzyiq düşküsinə bərabər olduğu hal.

Bu hala ($p_m = \Delta p_{dr \min}$) uyğun həcmi hidravlik intiqalın tənzimləmə prosesinin təhlili üçün yükləyici-sərf xarakteristikasının qrafiki təsviri şəkil 1.4.12-də verilmişdir. Burada tənzimləyici drosselin xarakteristikasının $\Delta p_{dr} = f(x, Q)$ maye sərləri Q əks istiqamətdə göstərilmişdir.

Bu şəkildən görünür ki, $\Delta p_{dr \min} = p_m$ olduğu halda intiqalın çıxış bəndinin sürətinin drossellə tənzimləməsini drosselin tənzimləyici parametrinin x bütün intervalında həyata keçirmək olar, yəni, $x = 0 \dots 1.0$ intervalında. B nöqtəsindən keçən və qırıq-qırıq xətlə göstərilən əyri drosselin tam açılmış vəziyyətinə uyğundur ($x = 1.0$). Bu halda hidravlik mühərrikin sürəti $v_m = 0$ olacaqdır. Tənzimləyici drosselin açılma dərəcəsi x azaldıqca, mühərrikdən keçən işçi mayenin sərfi 0-dan $Q_{\max} = Q_n$ qədər artacaq və, müvafiq olaraq, çıxış bəndinin sürəti də 0-dan $v_{\max}$ -a kimi artacaq. Məsələn, şəkil 1.4.12-də göstərilən xüsusi halda drosselin tənzimləyici parametrinin $x = 0.6$ qiymətində hidravlik mühərrikin sərfi Q_m diaqramının düz xəttin AG parçası ilə müəyyənləşir, yəni $Q_m = Q_n - Q_{dr}$. GE parçasına uyğun nasosun veriminin Q_{dr} hissəsi faydalı iş görmədən klapandan çənə qayıdacaqdır.



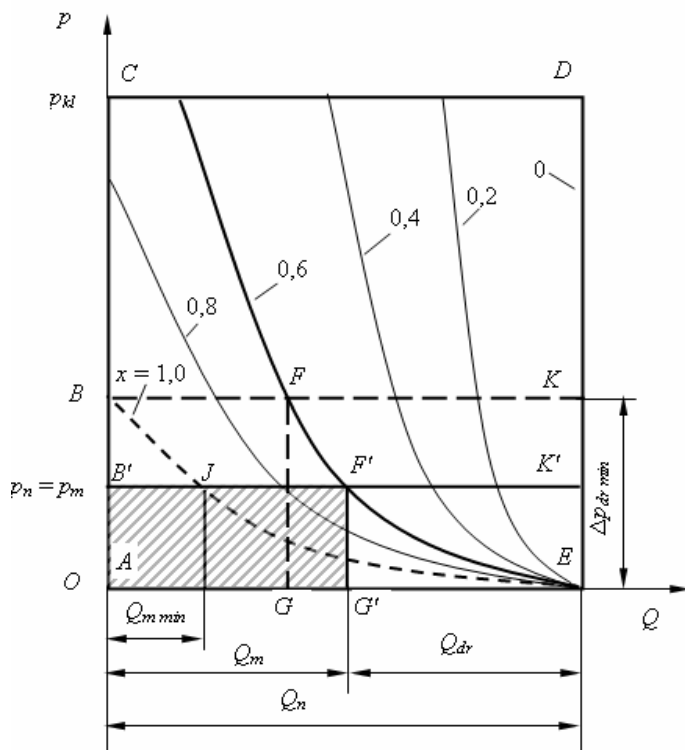
Şəkil 1.4.12. $\Delta p_{dr \min} = p_m$ olduğu halda paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikası

2. Hidravlik mühərrikin yükü drosselin minimal təzyiq düşküsündən kiçik olduğu hal.

$p_m < \Delta p_{dr \min}$ hala uyğun paralel drosselli həcmi hidravlik intiqalın tənzimləmə prosesin təhlili üçün onun yükləyici-sərf xarakteristikasının qrafiki təsviri şəkil 1.4.13-də verilmişdir.

Bu şəkildən görünür ki, $p_m < \Delta p_{dr \min}$ olduğu halda intiqalın çıxış bəndinin sürətini drossellə tənzimləməsini drosselin tənzimləyici parametrinin x bütün intervalında həyata keçirmək olar, yəni, $x = 0 \dots 1.0$ intervalında. Drosselin qırıq-qırıq xətləli əyrisi onun tam açılmış vəziyyətinə uyğundur ($x = 1.0$). Lakin, bu vəziyyətdə ($x = 1.0$) hidravlik mühərrikin sürəti $v_m = 0$ olmayacaq

($v_m \neq 0$), $v_m = v_{m \min}$ olacaqdır, çünki $p_m < \Delta p_{dr \min}$ olduğundan nasos sərfinin $Q_{m \min}$ miqdarında olan hissəsi drosseldən yox – hidravlik mühərrikdən keçəcəkdir. Tənzimləyici drosselin açılma dərəcəsi x azaldıqca, mühərrikdən keçən işçi mayenin sərfi $Q_{m \min}$ -dan $Q_{m \max} = Q_n$ qədər artacaq və, müvafiq olaraq, çıxış bəndinin sürəti də $v_{m \min}$ -dan v_{max} -a kimi artacaq. Məsələn, şəkil 1.4.13-də göstərilən xüsusi halda drosselin tənzimləyici parametrlərinin $x = 0,6$ qiymətində hidravlik mühərrikin Q_m sərfi diaqramının düz xəttin AG' parçası ilə müəyyən edilir, yəni $Q_m = Q_n - Q_{dr}$. Nasosun veriminin $G'E$ parçasına uyğun Q_{dr} hissəsi faydalı iş görmədən klapandan çənə qayıdacaqdır.

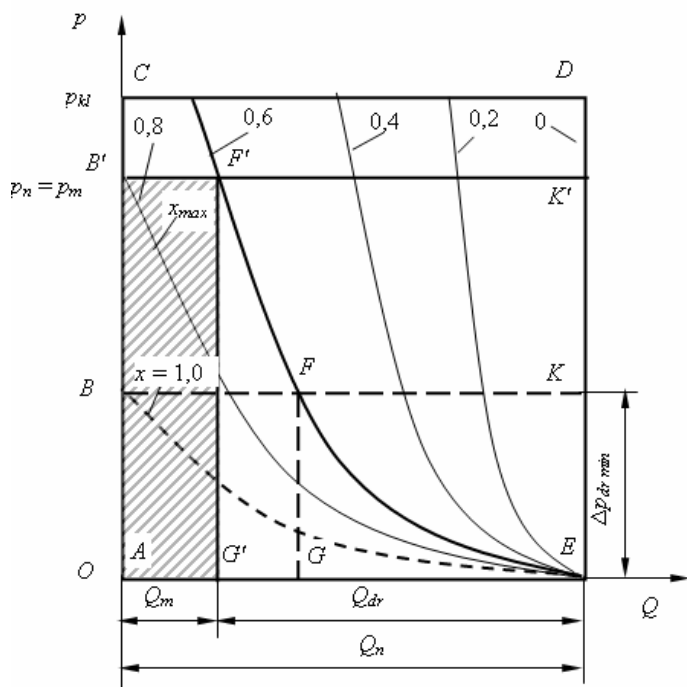


Şəkil 1.4.13. $p_m < \Delta p_{dr \min}$ olduğu halda paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikası

Şəkil 1.4.13-də göstərilən BFK və FG qırıq-qırıq düz xətlər hidravlik mühərrikin yükü drosselin minimal təzyiq düşküsünə bərabər və tənzimləyici parametr x eyni ($x = 0,6$) olduğu halda və baxılan xarakteristikaların müqayisəsi üçün verilmişdir.

3. Hidravlik mühərrikin yükü drosselin minimal təzyiq düşküsündən böyük olduğu hal.

$p_m > \Delta p_{dr \min}$ hala uyğun paralel drosselli həcmi hidravlik intiqalın tənzimləmə prosesin təhlili üçün yükləyici-sərf xarakteristikasının qrafiki təsviri şəkil 1.4.14-də verilmişdir.



Şəkil 1.4.14. $p_m > \Delta p_{dr \min}$ olduğu halda paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikası

Bu şəkildən görünür ki, $p_m > \Delta p_{dr \min}$ olduğu halda intiqalın çıxış bəndinin sürətini drossellə tənzimləməsini drosselin

tənzimləyici parametrinin x bütün $x = 0 \dots 1.0$ intervalında yox, yalnız məhdudlaşdırılmış intervalda həyata keçirmək olar, yəni, $x = 0 \dots x_{max}$ intervalında ($x_{max} < 1,0$, göstərilən şəkildə tənzimləmə intervalı $x = 0 \dots 0,8$). Drosselin qırıq-qırıq xətlə B nöqtəsindən keçən əyrisi onun tam açılmış vəziyyətinə uyğundur ($x = 1,0$). Drosselin açılma dərəcəsi $x = 1,0$ -dən x_{max} -a (şəkildə $x_{max} = 0,8$) qədər azaldıqda hidravlik mühərrikin çıxış bəndi tərpənməz qalacaqdır ($v_m = 0$) Drosselin açılma dərəcəsinə x_{max} sonra azaldıqda mühərrikin çıxış bəndinin sürəti $v_m = 0$ qiymətindən nasosun veriminə Q_n uyğun v_{max} qədər artacaqdır. Şəkil 1.4.14-də göstərilən xüsusi halda drosselin tənzimləyici parametrinin $x = 0,6$ qiymətində hidravlik mühərrikin Q_m sərfi diaqramının düz xəttin AG' parçası ilə müəyyənləşir, yəni $Q_m = Q_n - Q_{dr}$. Nasosun veriminin $G'E$ parçasına uyğun Q_{dr} hissəsi faydalı iş görmədən klapandan çənə qayıdacaqdır.

Şəkil 1.4.14-də göstərilən BFK və FG qırıq-qırıq düz xətlər hidravlik mühərrikin yükü drosselin minimal təzyiq düşküsünə bərabər və tənzimləyici parametr x eyni ($x = 0,6$) olduğu halda və baxılan xarakteristikaların müqayisəsi üçün verilmişdir.

1.4.3. Drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların tam FİƏ

1.4.3.1. Ardıcıl drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların FİƏ

Həcmi hidravlik intiqalların tam FİƏ ümumi halda, qeyd olunduğu kimi, aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$\eta = \frac{N_{mv}}{N_{nv}} = \frac{p_m \cdot Q_m}{p_n \cdot Q_n}. \quad (1.4.58)$$

Ardıcıl drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların

FİΘ-1 üçün bu düstur belə yazıla bilər:

$$\eta = \frac{p_m \cdot Q_m}{p_n \cdot Q_n} = \bar{p} \bar{v} = \bar{p} \bar{x} \sqrt{1 - \bar{p}} \quad (1.4.59)$$

Bu tənlikdən görünür ki, $\bar{p} = 0$ və ya $\bar{p} = 1$ bərabər olduqda həcmi hidravlik intiqalların FİΘ-1 $\eta = 0$. Nisbi yükləmənin $\bar{p}$ digər nöqtələrində ($0 < \bar{p} < 1$) $\eta \neq 0$, yəni $\eta = f(\bar{p})$ funksiyası $0 \leq \bar{p} \leq 1$ intervalında ekstremal (maksimum və ya minimum) nöqtələrinə malikdir.

Minimum və maksimum nöqtələrini müəyyən etmək üçün $\eta = f(\bar{p})$ funksiyasının birinci törəməsini tapıb, onu 0-a bərabər olduqda həll etmək lazımdır ($\bar{x} = \text{const}$):

$$\frac{d\eta}{d\bar{p}} = \frac{d(\bar{x} \bar{p} \sqrt{1 - \bar{p}})}{d\bar{p}} = \sqrt{1 - \bar{p}} - \frac{1}{2} \frac{\bar{p}}{\sqrt{1 - \bar{p}}} = \frac{2 - 3\bar{p}}{\sqrt{1 - \bar{p}}} = 0. \quad (1.4.60)$$

Buradan tapırıq: $\bar{p} = 2/3 = 0,667$ olduqda funksiya $\eta = f(\bar{p})$ maksimum nöqtəsinə malikdir (minimum nöqtəsinin fiziki mənası yoxdur).

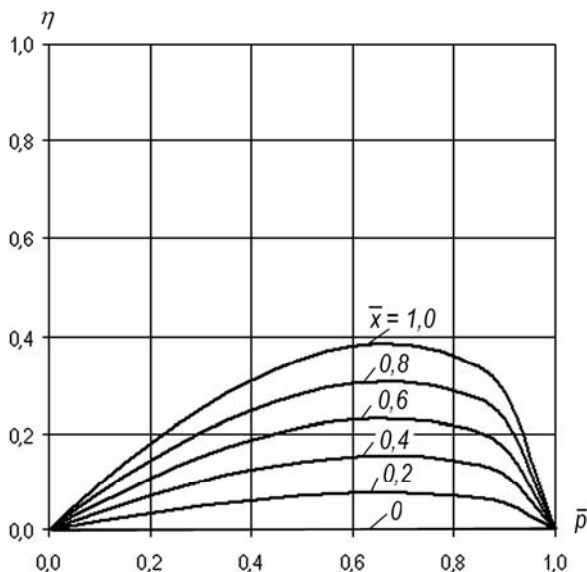
Beləliklə, $\bar{x} = 1$ olduqda (drossel tam açıq vəziyyəti) FİΘ η -nın maksimal qiyməti η_{max} bərabərdir (şəkil 1.4.15):

$$\eta_{max} = \bar{p} \sqrt{1 - \bar{p}} = \frac{2}{3} \sqrt{1 - \frac{2}{3}} = 0,385 \quad (1.4.61)$$

Tənzimləyici parametr $\bar{x} < 1$ olduqda $\eta = 0,385 \bar{x}$, yəni ardıcıl drossellə tənzimləmədə hidravlik intiqalın FİΘ-1 $\eta = 0,385$ qiymətindən də kiçik olur. Birdə qeyd etməliyik ki, bu tipli hidravlik intiqalın yalnız $p_n = 4p_{dr}$ halına aiddir.

FİΘ-nın maksimal qiyməti $0,58 Q_n$ və $0,667 P_m$ qiymətlərinə uyğun gəlir.

Ardıcıl drossellə tənzimlənən hidravlik intiqalın FİƏ-nın belə kiçik qiyməti onunla izah olunur ki, hətta optimal sərtlərdə nasosun veriminin 42% ($Q_a = 0,42 Q_n$) axıtma xəttindən keçir, nasosun yaratdığı təzyiqinin 1/3-i hisəsi drosseldə itir. Yəni hidravlik intiqalın gücün ən azı 62%-i eyni zamanda drosseldə və klapanda itir. Nəzərə almaq lazımdır ki, tənzimləyici parametrlər $\bar{x}$ azaldıqca, eləcə də nasosda və hidravlik mühərrikdə itkilərin hesabına drosselin ardıcıl birləşdirilməsi halında FİƏ daha da kiçik olacaqdır.



Şəkil 1.4.15. Ardıcıl drossellə tənzimlənən hidravlik intiqalın energetik xarakteristikası $\eta = f(\bar{x}, \bar{p})$

Ardıcıl drossellə tənzimlənən real hidravlik intiqalın tam FİƏ aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$\eta = \frac{p_m \cdot Q_m}{p_n \cdot Q_n} \eta_n \eta_m = \bar{v} \bar{p} \eta_n \eta_m = (\bar{x} \bar{p} \sqrt{1 - \bar{p}}) \eta_n \eta_m. \quad (1.4.62)$$

Ardıcıl drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların tam FİƏ-ın yükləyici-sərf xarakteristikasının qrafiki təsvirində də göstərmək olar (şəkillər 1.4.6...1.4.8)

Hidravlik mühərrikin girişindəki təzyiq p_m , sərfi Q_m və hidravlik intiqalın faydalı gücü $N_f = N_{m\ v} = p_m \cdot Q_m$ hasililə ifadə olunduğundan, şəkil 1.4.6-da $\Delta p_{dr} + p_m = p_{kl}$ şərtində hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikası diaqramdakı ştrixlənmiş S_{ABFG} düzbucaqlısının sahəsi xüsusi miqyasla hidravlik intiqalın faydalı gücünə uyğun olacaq. Hidravlik intiqalda (nasosda) tam sərf olunmuş gücünün $N = N_{n\ v} = p_n Q_n$ olduğunu nəzərə alsaq (baxılan həcmi hidravlik intiqal – idealdır), diaqramda S_{ACDE} sahəsi hidravlik intiqalda bütövlükdə sərf olunan gücünə uyğundur. Beləliklə, drosselin tənzimləyici parametrlərinin 1.4.6-cı şəkildə göstərilmiş $x = 0,6$ qiymətində baxılan hidravlik intiqalın η tam FİƏ-si sahələrin nisbətində bərabər olar:

$$\eta = \frac{N_f}{N} = \frac{N_{m\ v}}{N_{n\ v}} = \frac{S_{ABFG}}{S_{ACDE}}.$$

Şəkil 1.4.6-dan görünür ki, baxılan yüklənmə p_m və axıdıcı klapana köklənmiş təzyiqi p_{kl} olduğu halda verilmiş drosselli hidravlik intiqalın FİƏ-nin η maksimal qiyməti aşağıdakı kimi sahələrin nisbətində bərabər olar:

$$\eta_{max} = \frac{N_{f\ max}}{N} = \frac{S_{ABKE}}{S_{ACDE}},$$

Drosselin tam bağlı halında, yəni $x = 0$ olduqda, hidravlik intiqalın minimal FİƏ $\eta = 0$ olur.

Şəkil 1.4.6-dan aydın görünür ki, ümumi halda ardıcıl drosselli həcmi hidravlik intiqalın tam FİƏ artırması üçün tənzimləyici drosselin tam açılmış vəziyyətində hidravliki

müqaviməti az və axıdıcı klapanın köklənən təzyiqi $p_{kl} = \Delta p_{dr\ min} + p_m$ qiymətinə yaxın olmalıdır.

Şəkil 1.4.7-də yükləyici-sərf xarakteristikasının $\Delta p_{dr} + p_m < p_{kl}$ şərtində ardıcıl drosselli həcmi hidravlik intiqalın FİƏ qrafiki mənasını göstərilmişdir.

Drosselin tənzimləyici parametrinin $x = 0,6$ qiymətində baxılan hidravlik intiqalın tam FİƏ η iki düzbucaqlarının sahələrin nisbətinə bərabərdir:

$$\eta = \frac{N_f}{N} = \frac{S_{AB'F'G'}}{S_{ACDE}}.$$

Qoruyucu klapanın və drosselin x tənzimləyici parametrinin eyni qiymətində əvvəlki hala nəzərən drosseldə əlavə hidravlik itkilər hesabına hidravlik intiqalın η tam FİƏ-si az olacaq (drosseldə hidravliki itkilərin əvvəlki baxılmış hala nəzərən artmasına görə).

Şəkil 1.4.7-dən görünür ki, baxılan yüklənmə və axıdıcı klapanın köklənən təzyiq üçün verilmiş drosselli hidravlik intiqalın FİƏ-nin maksimal qiyməti aşağıdakı kimi sahələrin nisbətinə bərabər ola bilər ($x = 0,9$):

$$\eta_{max} = \frac{N_{f\ max}}{N} = \frac{S_{AB'K'E}}{S_{ACDE}},$$

Drosselin tam bağlı halında, yəni $x = 0$ olduqda minimal FİƏ $\eta = 0$ olur.

Şəkil 1.4.8-də $\Delta p_{dr} + p_m < p_{kl}$ şərtində ardıcıl drosselli həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikasında onun FİƏ-nin qrafiki mənasını göstərmək olar.

Drosselin tənzimləyici parametrinin göstərilmiş $x = 0,6$ qiymətində baxılan hidravlik intiqalın tam FİƏ η sahələrin nisbətinə bərabər olar:

$$\eta = \frac{N_f}{N} = \frac{S_{AB''F''G''}}{S_{ACDE}}.$$

Şəkildən görünür ki, baxılan yüklənmə və klapana göstərilən təzyiq zamanı verilmiş drosselli hidravlik intiqalın FİƏ-nin maksimal qiyməti aşağıdakı kimi sahələrin nisbətində bərabər olar ($x = 1,0$ olduqda):

$$\eta_{max} = \frac{N_{f\ max}}{N} = \frac{S_{AB''K''H}}{S_{ACDE}},$$

bu qiymət isə birinci haldan kiçikdir (iş zamanı nasosun veriminin bir hissəsinin daimi cənə qayıtmasına görə)

Bu halda da drosselin tam bağlı halında $x = 0$ olduqda minimal FİƏ $\eta = 0$ olur.

1.4.3.2. Paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların FİƏ

Paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın nisbi qiymətlərlə FİƏ-ı düsturu belə yazıla bilər:

$$\eta = \frac{p_m \cdot Q_m}{p_n \cdot Q_n} = \frac{p_m}{p_n} \bar{v}. \quad (1.4.63)$$

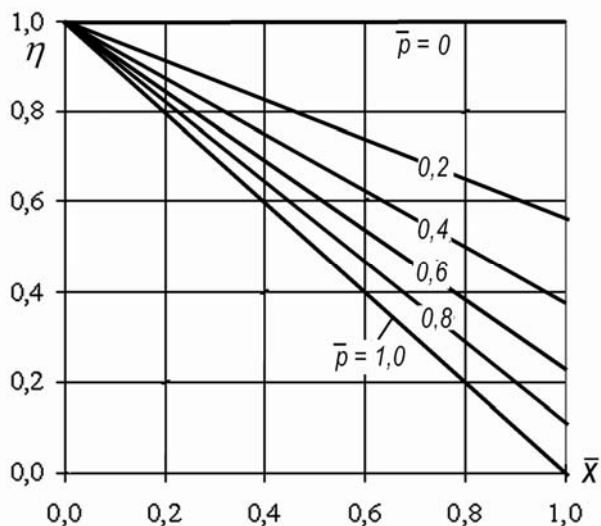
lakin, tənzimləmə zamanı $p_m = p_n$ olduğundan buradan:

$$\eta = \bar{v} = 1 - \bar{x} \sqrt{\bar{p}}, \quad (1.4.64)$$

haradakı $\bar{p} = \frac{p_m}{p_{m\ max}}$, irəli-geri hərəkətli hidravlik intiqal üçün

$$p_{m\ max} = \frac{R_{max}}{F_s}.$$

Axırıncı tənlikdən görünür ki, paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın FİƏ nisbi yükdən $\bar{p}$ və tənzimləyici parametrdən asılıdır: $\bar{x} = 0$ (drosselin tam bağlı vəziyyətində) $\eta = 1,0$; $\bar{x} = 1$ (drosselin tam açıq vəziyyətində) və $\bar{p} = 0$ olduqda $\eta = 1$; $\bar{x} = 1$ və $\bar{p} = 1$ olduqda $\eta = 0$, yəni – η tənzimləyici parametrdən asılı olaraq $\bar{x} = 0 \dots 1,0$ intervalında düz xətlərə dəyişir (şəkil 1.4.16).



Şəkil 1.4.16. Paralel drossellə tənzimlənən hidravlik intiqalın energetik xarakteristikası $\eta = f(\bar{x}, \bar{p})$

Paralel drossellə tənzimlənən hidravlik intiqalın çıxış bəndinə təsir edən yük sabit qalarsa ($p_m = p_{m \max} = \text{const}$), onda onun tam FİƏ η yalnız tənzimləyici parametrdən $\bar{x}$ asılı olaraq düz xətlə dəyişəcək;

$$\eta = \bar{v} = 1 - \bar{x} , \quad (1.4.65)$$

Paralel drossellə tənzimlənən real hidravlik intiqalın tam FİƏ aşağıdakı kimi olur:

$$\eta = \frac{p_m \cdot Q_m}{p_n \cdot Q_n} \eta_n \eta_m = \bar{v} \eta_n \eta_m = (1 - \bar{x}) \eta_n \eta_m. \quad (1.4.66)$$

Paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların tam FİƏ-nı yükləyici-sərf xarakteristikasının qrafiki təsvirində göstərmək olar (şəkillər 1.4.12...1.4.14)

Hidravlik mühərrikin girişindəki təzyiq p_m (nasosun yaratdığı təzyiq) tənzimləyici drosselin tam açılmış vəziyyətdəki təzyiq düşküsünə bərabər ($\Delta p_{dr \min} = p_m$) olduğu halda (şəkil 1.4.12) paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikasında S_{ABFG} düzbucaqlısının sahəsi xüsusi miqyasla hidravlik intiqalın faydalı gücünə uyğun olacaq.

Hidravlik intiqalın (nasosda) sərf olunmuş gücünün $N = N_{nv} = p_n Q_n$ olduğuna görə diaqramda S_{ACE} sahəsi hidravlik intiqalın bütövlükdə sərf olunan gücünə uyğundur. Drosselin tənzimləyici parametrinin göstərilmiş $x = 0,6$ qiymətində baxılan hidravlik intiqalın tam FİƏ η sahələrin nisbətində bərabər olar:

$$\eta = \frac{N_f}{N} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}} = \frac{S_{ABFG}}{S_{ACE}}.$$

Şəkil 1.4.12-dən görünür ki, baxılan yüklənmədə p_m və tənzimləyici drosselin tam bağlı olduğu halında ($\bar{x} = 0$) verilmiş drosselli hidravlik intiqalın FİƏ-nın maksimal qiyməti aşağıdakı kimi sahələrin nisbətində bərabər olar:

$$\eta_{\max} = \frac{N_{f \max}}{N} = \frac{S_{ABKE}}{S_{ACE}} = 1,0,$$

Drosselin tam açılmış halında, yəni $x = 1,0$ olduqda, hidravlik intiqalın minimal FİƏ $\eta = 0$ olur.

Şəkil 1.4.12-dən aydın görünür ki $\Delta p_{dr \min} = p_m$ olduqda tənzimləyici drosselin açılma dərəcəsi $\eta = 0 \dots 1,0$ intervalda dəyişə bilər.

Şəkil 1.4.13-də yükləyici-sərf xarakteristikasının $\Delta p_{dr} + p_m < p_{kl}$ şərtində paralel drosselli həcmi hidravlik intiqalın FİƏ qrafiki mənasını göstərmək olar.

Hidravlik mühərrikin girişindəki təzyiq p_m (nasosun yaratdığı təzyiq) tənzimləyici drosselin tam açılmış vəziyyətdəki təzyiq düşküsündən kiçik ($p_m < \Delta p_{dr \min}$) olduğu halda (şəkil 1.4.13) paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikasında $S_{AB'F'G'}$ düzbucaqlısının sahəsi xüsusi miqyasla hidravlik intiqalın faydalı gücünə uyğun olacaq.

Drosselin tənzimləyici parametrinin göstərilmiş $x = 0,6$ qiymətində baxılan hidravlik intiqalın η tam FİƏ sahələrin nisbətində bərabərdir:

$$\eta = \frac{N_f}{N} = \frac{S_{AB'F'G'}}{S_{AB'K'E}}.$$

Şəkil 1.4.13-dən görünür ki, baxılan yüklənmə və drosselin tam bağlı halında verilmiş hidravlik intiqalın FİƏ-nin maksimal qiyməti aşağıdakı kimi sahələrin nisbətində bərabər ola bilər ($x = 0$):

$$\eta_{\max} = \frac{N_{f \max}}{N} = \frac{S_{AB'K'E}}{S_{AB'K'E}} = 1,0,$$

Drosselin tam açıq halında, yəni $x = 1,0$ olduqda, intiqalın FİƏ minimal $\eta_{\min}$ olur.

$$\eta_{\min} = \frac{S_{AB'JH}}{S_{AB'K'E}}.$$

Beləliklə, paralel drossellə $p_m < \Delta p_{dr \min}$ şərtində tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın FİƏ $\eta = \eta_{\min} \dots 1,0$ intervalında dəyişir.

Hidravlik mühərrikin girişindəki təzyiq p_m (nasosun yaratdığı təzyiq) tənzimləyici drosselin tam açılmış vəziyyətdəki təzyiq düşküsndən böyük ($p_m > \Delta p_{dr \min}$) olduğu halda (şəkil 1.4.14) paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın yükləyici-sərf xarakteristikasında $S_{AB'F'G'}$ düzbucaqlısının sahəsi xüsusi miqyasla hidravlik intiqalın faydalı gücünə uyğun olacaq.

Drosselin tənzimləyici parametrinin göstərilmiş $x = 0,6$ qiymətində baxılan hidravlik intiqalın η tam FİƏ-si sahələrin nisbətində bərabərdir:

$$\eta = \frac{N_f}{N} = \frac{S_{AB'F'G'}}{S_{AB'K'E}}.$$

Şəkil 1.4.14-dən görünür ki, baxılan yüklənmə və drosselin tam bağlı halında verilmiş hidravlik intiqalın FİƏ-nin maksimal qiyməti aşağıdakı kimi sahələrin nisbətində bərabər ola bilər ($x = 0$):

$$\eta_{max} = \frac{N_{f \max}}{N} = \frac{S_{AB'K'E}}{S_{AB'K'E}} = 1,0,$$

Drosselin tam açıq halında, yəni $x = 1,0$ və tənzimləyici parametrin $x = 1,0 \dots x_{max}$ intervalında olduqda, intiqalın FİƏ $\eta = 0$ olur.

Beləliklə, paralel drossellə $p_m > \Delta p_{dr \min}$ şərtində paralel drossellə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın FİƏ $\eta = 0 \dots 1,0$ intervalında dəyişir.

1.4.4. Həcmi (maşınla) tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallar

Tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın FİƏ-ni artırmaq üçün və onun uyğun energetik xarakteristikalarını yaxşılaşdırmaq məqsədilə hidravlik intiqalın nasosun gücünün çox da böyük olmaması lazımdır. Bunun üçün *həcmi üsulu* ilə tənzimlənən hidravlik intiqallardan istifadə olunur ki, onlarda da, qeyd

olunduğu kimi, tənzimləmə nasosun işçi həcmnin q_n (nasosun tənzimləyici parametrlə $\bar{u}_n$) və ya hidravlik mühərrikin işçi həcmnin q_m (hidravlik mühərrikin tənzimləyici parametrlə $\bar{u}_m$) (və ya hər ikisinin) dəyişdirilməsi ilə yerinə yetirilir. Həcmi tənzimlənən üsulu *maşınla tənzimlənən üsul* da adlandırılır (qısa – “maşın üsulu”).

Həcmi tənzimlənən hidravlik intiqallar, bir qayda olaraq, qapalı maye dövrünə malik olur.

Həcmi üsulla tənzimlənən hidravlik intiqalda onu hərəkətə gətirən maşının gücünün tam istifadə məqsədilə intiqala daxil olan hidravlik maşınlar və hidravlik sistem bütövlükdə yüksək nominal təzyiqə malik olmalıdırlar.

Qeyd etmək lazımdır ki, tənzimlənən həcmi hidravlik maşınlar tənzimlənməyən maşınlardan xeyli mürəkkəb və qiymətli olduğundan, onlar yüksək güclü hidravlik sistemlərin səmərəliyini artırmaq üçün tətbiq olunur.

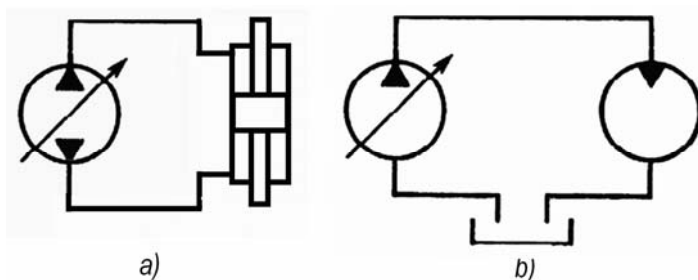
1.4.4.1. Nasosla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqal

Tənzimlənən qidalandırıcı nasoslu hidravlik həcmi hidravlik intiqallar (şəkil 1.4.17) adətən qapalı dövrəli hidravlik sistemlərdə tətbiq olunurlar (şəkil 1.4.17, *a*). Lakin, bu halda hidravlik intiqalın sxeminə sistemi qidalandıran əlavə köməkçi nasos daxil olmalıdır (şəkildə göstərilməyib), bu da onların çatışmazlıqlarından biridir.

Nasosla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallarda məsafədən avtomatik və ya əllə tənzimlənən həcmi rotorlu nasoslar tətbiq olunurlar. Avtomatik rejimdə işləyən bu nasoslar onların çıxışında təzyiqi və ya gücü sabit saxlayan xüsusi idarəetmə cihazlarla təchiz olunurlar.

Qapalı dövrəli hidravlik intiqalda hidravlik mühərrikin əks istiqamətli hərəkətini əldə etmək üçün reversli həcmi nasoslardan istifadə olunur (şəkil 1.4.17, *a*). Açıq dövrəli hidravlik intiqallarda

isə (şəkil 1.4.17, *b*) yalnız xüsusi hidravlik paylayıcıdan istifadə etmək lazımdır (şəkildə göstərilməyib).



Şəkil 1.4.17. Tənzimlənə nasoslu həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemləri:

a – irəliləmə hərəkətli qapalı dövrəli;

b – fırlanma hərəkətli açıq dövrəli

Nasosla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallarda nasosun işçi həcmi azaldaraq hidravlik mühərrikin çıxış bəndinin sürətini də (dövrələr sayının) azaltmaq olur (2,5...5 dəfəyə qədər, yəni hidravlik intiqalın ötürmə ədədi $i = 1,0...0,2$ intervalda ola bilər), bu da sabit güclü hidravlik intiqalların çıxış bəndlərinə kiçik sürətlərdə böyük yük vermək olar və ya dəyişən yükləmədə avtomatik olaraq optimal sürəti əldə edilə bilər.

Sabit təzyiqli $p_n = \text{const}$ intiqalın çıxış bəndinin sürəti, nasosun tənzimləyici parametrdən $\bar{u}_n$ asılı olaraq, bərabərdir:

– hidravlik güc silindrinin çıxış bəndinin sürəti:

$$v_s = \frac{Q_n}{F_s} \eta_{shac} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_{nhac}}{F_s} \eta_{shac}. \quad (1.4.67)$$

İdeal hidravlik intiqal üçün:

$$v_s = \frac{q_{n \max} \bar{u}_n n_n}{F_s}; \quad (1.4.68)$$

– hidravlik motorun dövrlər sayı:

$$n_m = \frac{Q_n}{q_m} \eta_{mh\epsilon} = \frac{q_{n \max} \bar{u}_n n_n \eta_{nh\epsilon}}{q_m} \eta_{mh\epsilon}, \quad (1.4.69)$$

$q_{n \max} = q_m$ olduqda:

$$n_m = \bar{u}_n n_n \eta_{nh\epsilon} \eta_{mh\epsilon}. \quad (1.4.70)$$

İdeal hidravlik intiqal üçün hidravlik motorun dövrlər sayı:

$$n_m = \bar{u}_n \frac{q_{n \max}}{q_m} n_n; \quad (1.4.71)$$

və $q_{n \max} = q_m$ olduqda:

$$n_m = \bar{u}_n n_n, \quad (1.4.72)$$

yəni, tənzimlənən nasoslu həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin dövrlər sayı nasosun tənzimləyici parametr $\bar{u}_n$ ilə düz mütənasibdir;

– döndərici silindrin valının bucaq sürəti ω_d :

$$\omega_d = \frac{Q_n}{F_d R_m} \eta_{dh\epsilon} = \frac{q_{n \max} \bar{u}_n n_n \eta_{nh\epsilon}}{F_d R_m} \eta_{dh\epsilon}. \quad (1.4.73)$$

İdeal hidravlik intiqal üçün:

$$\omega_d = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n}{F_d R_m}. \quad (1.4.74)$$

Tənzimlən nasoslu həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndində – motorun valındakı nəzəri moment:

$$M_m = \frac{p_m \cdot q_m}{2 \cdot \pi}, \quad (1.4.75)$$

və p_m sabit olduğundan, M_m nasosun tənzimləyici parametrindən asılı deyil: $M_m \neq f(\bar{u}_n)$. Motorun valındakı həqiqi moment isə belədir:

$$M_{m\text{ h}ə\text{q}} = \frac{p_m \cdot q_m}{2 \cdot \pi} \eta_{m\text{ hm}ex}. \quad (1.4.76)$$

Nasosun valındakı nəzəri moment:

$$M_n = \frac{p_n \cdot q_n}{2 \cdot \pi} = \frac{p_n \cdot \bar{u}_n \cdot q_{nmax}}{2 \cdot \pi}, \quad (1.4.77)$$

həqiqi moment:

$$M_{nv} = \frac{p_n \cdot q_n}{2 \cdot \pi} = \frac{p_n \cdot \bar{u}_n \cdot q_{nmax}}{2 \cdot \pi \eta_{n\text{ hm}ex}} \quad (1.4.78)$$

Buradan görünür ki, nasosun valındakı moment tənzimləyici parametr $\bar{u}_n$ ilə düz mütənasibdir.

Nasosun nəzəri gücü:

$$N_n = p_n Q_n = p_n \cdot n_n \cdot \bar{u}_n \cdot q_{nmax} \quad (1.4.79)$$

həqiqi gücü:

$$N_{nv} = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{p_n \cdot n_n \cdot \bar{u}_n \cdot q_{nmax}}{\eta_n} \quad (1.4.80)$$

Hidravlik motorun valındakı nəzəri güc:

$$N_n = N_m \quad (1.4.81)$$

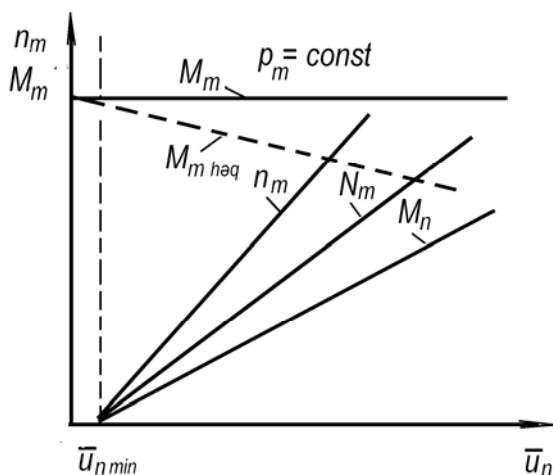
həqiqi gücü isə:

$$N_{mv} = \frac{N_n}{\eta_m} = \frac{p_n Q_n}{\eta_n \eta_m} = \frac{p_n \cdot n_n \cdot \bar{u}_n \cdot q_{nmax}}{\eta_n \eta_m} \quad (1.4.82)$$

Beləliklə, nasosun və motorun gücü də tənzimləyici parametr $\bar{u}_n$ ilə düz mütənasibdir

Şəkil 1.4.18-də tənzimlənən nasoslu fırlanma hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın sabit yükləmədə ($p_m = const$) xarakteristikası verilmişdir.

Həqiqi həcmi hidravlik intiqalın nasosunun tənzimləyici parametrin $\bar{u}_n$ yalnız $\bar{u}_{nmin}$ həddinə qədər azaltmaq olar. $\bar{u}_n \leq \bar{u}_{nmin}$ olduqda hidravlik sistemdəki mexaniki və hidravliki sürtünmələrə görə hidravlik mühərrik dayanır.



Şəkil 1.4.18. Sabit təzyiqdə tənzimlənən nasoslu həcmi hidravlik intiqalın xarakteristikası

Sabit güclü hidravlik intiqal $N_{nv} = \text{const}$ (hidravlik intiqalı hərəkətə gətirən maşının və qidalandırıcı nasosun valındakı güc sabit olduqda) tənzimlən nasoslu həcmi hidravlik intiqalın xarakteristikaları dəyişir. Bu tipli hidravlik intiqallar sabit təzyiqli hidravlik intiqallarla müqayisədə daha yüksək FİƏ-na malikdirlər

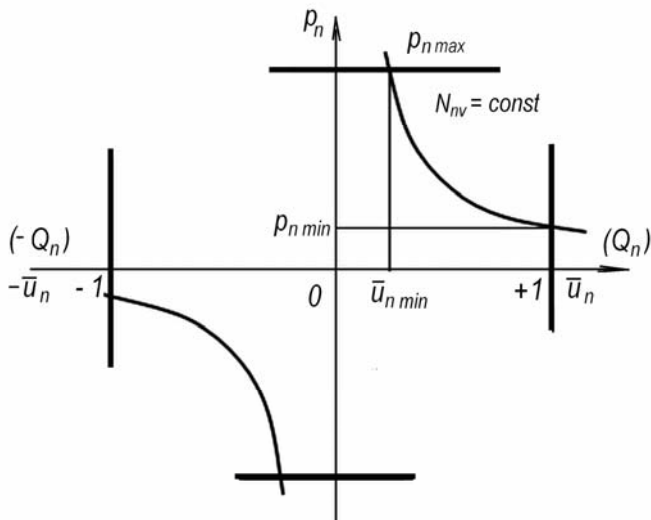
Nasosun çıxışındakı güc və hidravlik mühərrikin girişindəki güc:

$$N_n = N_{\eta v} \eta_n = N_m = \text{const} \quad (1.4.83)$$

Nasosun çıxışındakı və hidravlik mühərrikin girişində təzyiq:

$$p_n = p_m = \frac{N_n}{Q_n \eta_n} = \frac{N_n}{n_n \cdot q_{n \max} \cdot \bar{u}_n \cdot \eta_n}. \quad (1.4.84)$$

Buradan görünür ki, intiqalın sabit gücündə və nasosun sabit dövrlər sayında nasosun verimi və yaratdığı təzyiqi nasosun tənzimləyici parametrlərlə tərs mütənəsbdir (şəkil 1.4.19).



Şəkil 1.4.19. Hidravlik intiqalı hərəkətə gətirən maşının sabit gücündə sistemdəki təzyiqin reversiv nasosun verimindən (tənzimləyici parametrdən) asılılığı

Həqiqi hidravlik motorun valındakı gücü:

$$N_{mv} = \frac{N_{nv}}{\eta_n \eta_m} \quad (1.4.85)$$

Beləliklə, motorun valındakı gücü nasosun tənzimləyici parametrdən $\bar{u}_n$ asılı deyil.

Hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürəti, nasosun tənzimləyici parametrdən $\bar{u}_n$ asılı olaraq, bərabərdir:

– hidravlik güc silindrinin çıxış bəndinin sürəti:

$$v_s = \frac{Q_n}{F_s} \eta_{sh\partial c} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_{nh\partial c}}{F_s} \eta_{sh\partial c}, \quad (1.4.86)$$

yəni, tənzimlən nasoslu irəli-geri hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürəti nasosun tənzimləyici parametr $\bar{u}_n$ ilə düz mütənasibdir;

– hidravlik motorun dövrlər sayı:

$$n_m = \frac{Q_n}{q_m} \eta_{mh\partial c} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_{nh\partial c}}{q_m} \eta_{mh\partial c}, \quad (1.4.87)$$

yəni, tənzimlən nasoslu həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin dövrlər sayı nasosun tənzimləyici parametr $\bar{u}_n$ ilə düz mütənasibdir;

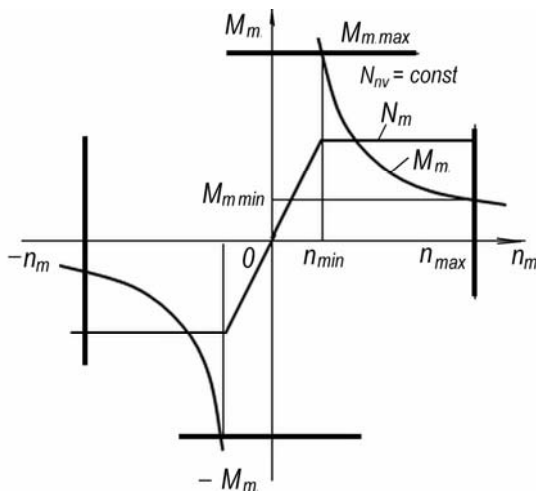
– döndərici silindrin valının bucaq sürəti ω_d :

$$\omega_d = \frac{Q_n}{F_d R_m} \eta_{dh\partial c} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_{nh\partial c}}{F_d R_m} \eta_{dh\partial c}. \quad (1.4.88)$$

Tənzimlənə nasoslu həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndində – motorun valındakı moment:

$$M_m = \frac{N_{mv}}{2\pi n_m} = \frac{N_{nv} q_m}{2\pi q_{nmax} \bar{u}_n n_n \eta_n \eta_m}, \quad (1.4.89)$$

yəni M_m nasosun tənzimləyici parametr $\bar{u}_n$ ilə tərs mütənasibdir (şəkil 1.4.20).

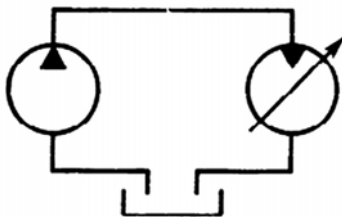


Şəkil 1.4.20. Girişdə sabit gücü olan hidravlik intiqalın motor valındakı momentin və gücünün onun dövrlər sayından asılılığı

1.4.4.2. Hidravlik mühərriklə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqal

Hidravlik mühərriklə (hidravlik motorla) tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallar (şəkil 1.4.21) nasosla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqallara nisbətən az istifadə olunur. Buda onunla izah olunur ki, tənzimlənən hidravlik mühərrik adətən əlçatmaz yerdə yerləşir və bu səbəbdən o yalnız avtomatlaşdırılmış rejimdə işləməlidir. Bununla yanaşı hidravlik motorla tənzimlənən həcmi

hidravlik intiqalların nasosla eyni işçi həcmli motorun işçi həcmi azaldaraq onun çıxış valının dövrlər sayını nasosun dövrlər sayına nisbətən 2...3 dəfə artırmaq olar (yəni hidravlik intiqalın ötürmə ədədi $i = 1,0...3,0$ intervalda ola bilər). Lakin, kiçik yükləmə momentlərində bu tipli həcmi hidravlik intiqalların FİƏ-ı xeyli azalır.



Şəkil 1.4.21. Tənzimlənə hidravlik motorlu həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi

Hidravlik mühərrikin işçi həcmi q_m dəyişməklə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürəti (motorun dövrlər sayı n_m), hidravlik motorun tənzimləyici parametrdən $\bar{u}_m$ asılı olaraq, bərabərdir:

$$n_m = \frac{Q_n}{q_m} \eta_{mh\acute{e}c} = \frac{q_n n_n}{q_{m\max} \bar{u}_m} \eta_{nh\acute{e}c} \eta_{mh\acute{e}c}; \quad (1.4.90)$$

və $q_n = q_{m\max}$ olduqda:

$$n_m = \frac{n_n}{\bar{u}_m} \eta_{nh\acute{e}c} \eta_{mh\acute{e}c}. \quad (1.4.91)$$

İdeal hidravlik intiqal üçün:

$$n_m = \frac{1}{\bar{u}_m} \frac{q_n}{q_{m\max}} n_n; \quad (1.4.92)$$

və $q_n = q_{m\max}$ olduqda:

$$n_m = \frac{1}{\bar{u}_m} n_n, \quad (1.4.93)$$

yəni, hidravlik motorla tənzimlən həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin dövrlər sayı motorun tənzimləyici parametri $\bar{u}_m$ ilə tərs mütənasibdir.

Tənzimlənən hidravlik mühərrikli həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndində – motorun valındakı nəzəri moment:

$$M_m = \frac{p_m \cdot q_m}{2 \cdot \pi} = \frac{p_m \cdot \bar{u}_m \cdot q_{m \max}}{2 \cdot \pi} \quad (1.4.94)$$

və p_m sabit olduğundan motorun valındakı moment M_m onun tənzimləyici parametr $\bar{u}_m$ ilə düz mütənasibdir. Motorun valındakı həqiqi moment isə belədir:

$$M_{m \text{ h} \eta q} = \frac{p_m \cdot \bar{u}_m \cdot q_{m \max}}{2 \cdot \pi} \eta_{m \text{ hm} \text{ ex}}. \quad (1.4.95)$$

Nasosun valındakı nəzəri moment:

$$M_n = \frac{p_n \cdot q_n}{2 \cdot \pi} = \text{const}, \quad (1.4.96)$$

həqiqi moment:

$$M_{n \text{ v}} = \frac{p_n \cdot q_n}{2 \cdot \pi \eta_{n \text{ hm} \text{ ex}}}. \quad (1.4.97)$$

Buradan görünür ki, nasosun valındakı moment hidravlik motorun tənzimləyici parametrindən $\bar{u}_m$ asılı deyil.

Nasosun nəzəri gücü:

$$N_n = p_n Q_n = p_n \cdot n_n \cdot q_n \quad (1.4.98)$$

həqiqi gücü:

$$N_{nv} = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{p_n \cdot n_n \cdot q_n}{\eta_n} \quad (1.4.99)$$

Hidravlik motorun valındakı nəzəri güc:

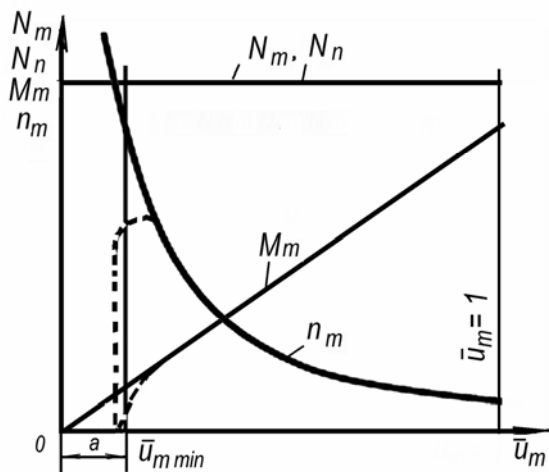
$$N_n = N_m \quad (1.4.100)$$

həqiqi gücü isə:

$$N_{mv} = \frac{N_n}{\eta_m} = \frac{p_n Q_n}{\eta_n \eta_m} = \frac{p_n \cdot n_n q_n}{\eta_n \eta_m}. \quad (1.4.101)$$

Beləliklə, bu tipli hidravlik intiqallarda qidalandırıcı nasosun və tənzimlənən mühərrikin gücü hidravlik motorun tənzimləyici parametrindən $\bar{u}_m$ asılı deyil.

Şəkil 1.4.22-da hidravlik mühərrikli tənzimlənən fırlanma hərəkətli həcmi hidravlik intiqalın sabit təzyiqdə ($p_m = \text{const}$) xarakteristikası verilmişdir.



Şəkil 1.4.22. Tənzimlənən hidravlik motorlu həcmi hidravlik intiqalın xarakteristikası

a – öz-özünü tormozlanma intervalı

Nəzəri cəhətdən $\bar{u}_m \rightarrow 0$ yaxınlaşanda hidravlik motorun dövrlər sayı $n_m \rightarrow \infty$, yəni hidravlik motorun istənilən dövrlər sayını əldə etmək olar. Həqiqi həcmi hidravlik intiqalın motorun tənzimləyici parametrini $\bar{u}_m$ yalnız $\bar{u}_{m \min}$ həddinə qədər azaltmaq olar, $\bar{u}_m \leq \bar{u}_{m \min}$ olduqda hidravlik motordakı mexaniki və hidravliki itkilərə görə o, öz-özünü tormozlanma rejiminə keçib, $n_m = n_{m \min}$ dövrlər sayında dayanır.

1.4.4.3. Nasosla və hidravlik motorla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqal

Nasosla və hidravlik motorla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalların (şəkil 1.4.23) işinin tənzimlənməsi xeyli artır və bu tipli hidravlik intiqallar yalnız fırlanma hərəkətli olaraq müxtəlif funksiyalara malikdirlər. Nasosun və hidravlik motorun işçi həcmlərin tənzimlənməsinə görə motorun çıxış bəndinin dövrlər sayı daha geniş hədlər arasında dəyişə bilər: hidravlik intiqalın ötürmə ədədi $i = 0,2 \dots 3,0$, yəni intiqalın tənzimləmə dərəcəsi D :

$$D = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{3,0}{0,2} \approx 20$$

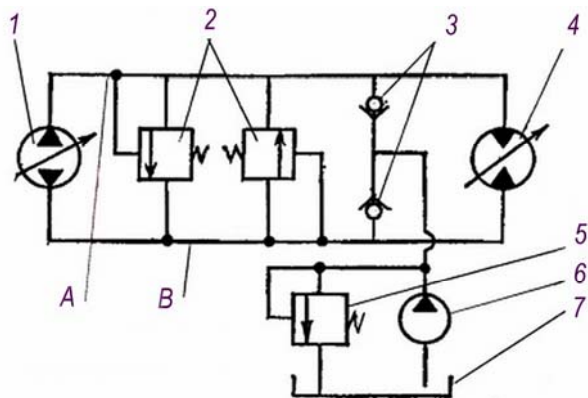
ola bilər

Nasosla və hidravlik motorla birgə tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın çıxış bəndinin dövrlər sayı olacaqdır:

$$n_m = \frac{Q_n}{q_m} \eta_{mh\acute{e}c} = \frac{q_{n \max} \bar{u}_n n_n \eta_{nh\acute{e}c}}{q_{m \max} \bar{u}_m} \eta_{mh\acute{e}c}; \quad (1.4.102)$$

Nasosun və hidravlik motorun işçi həcmləri eyni olduqda – $q_{n \max} = q_{m \max}$:

$$n_m = \frac{\bar{u}_n}{\bar{u}_m} n_n \eta_{nh\acute{e}c} \eta_{mh\acute{e}c}; \quad (1.4.103)$$



Şəkil 1.4.23. Tənzimlənən nasos və tənzimlənən hidravlik motorla qapalı dövrlü həcmi hidravlik intiqalın prinsipial sxemi

1 – tənzimlənən iki istiqamətli nasos; 2 – qoruyucu klapanlar; 3 – əks klapanlar; 4 – tənzimlənən iki istiqamətli hidravlik mühərrik – hidravlik motor; 5 – qoruyucu klapanlar; 6 – köməkçi nasos; 7 – hidravlik çən

İdeal hidravlik intiqal üçün

$$n_m = \frac{q_{n \max} \bar{u}_n n_n}{q_{m \max} \bar{u}_m}; \quad (1.4.104)$$

nasosun və motorun işçi həcmələri eyni olduqda – $q_{n \max} = q_{m \max}$:

$$n_m = \frac{\bar{u}_n}{\bar{u}_m} n_n; \quad (1.4.105)$$

Axırıncı ifadədən görünür ki, hidravlik mühərrikin dövrlər sayı n_m nasosun tənzimləyici parametri $\bar{u}_n$ ilə düz mütənasibdir ($\bar{u}_n = 0$ olduqda $n_m = 0$) və hidravlik mühərrikin tənzimləyici parametri $\bar{u}_m$ ilə tərs mütənasibdir ($u_m \rightarrow 0$ olduqda $n_m \rightarrow \infty$ istiqamətlənir).

İdeal hidravlik intiqalın nasosunun gücü:

$$N_n = p_n \cdot n_n \cdot q_n = p_n \cdot n_n \cdot \bar{u}_n \cdot q_{n \max} \quad (1.4.106)$$

yəni, sabit təzyiqdə nasosun gücü nasosun tənzimləyici parametr $\bar{u}_n$ ilə düz mütənasibdir və mühərrikin tənzimləyici parametrindən $\bar{u}_m$ asılı deyil

İdeal hidravlik intiqalda nasosun gücü hidravlik motorun gücünə bərabərdir:

$$N_m = p_m \cdot n_m \cdot q_m = p_m \cdot n_m \cdot \bar{u}_m \cdot q_{m \max} \quad (1.4.107)$$

və ya (1.4.103) tənliyi nəzərə almaqla:

$$N_m = p_m \cdot n_n \cdot \frac{\bar{u}_m \cdot q_{m \max} \cdot \bar{u}_n \cdot q_{n \max}}{\bar{u}_m \cdot q_{m \max}} = p_m \cdot n_n \cdot \bar{u}_n \cdot q_{n \max}, \quad (1.4.108)$$

yəni sabit təzyiqdə nəzəri olaraq hidravlik intiqalın çıxış bəndində gücü hidravlik motorun tənzimləmə parametrindən $\bar{u}_m$ asılı deyil.

İdeal hidravlik intiqalın hidravlik motorunun valındakı moment:

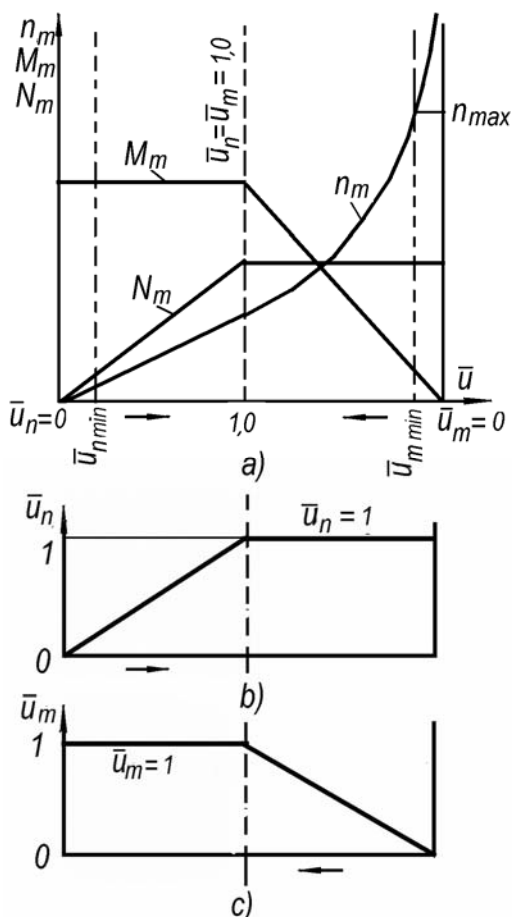
$$M_m = \frac{p_m \cdot \bar{u}_m \cdot q_{m \max}}{2 \cdot \pi}, \quad (1.4.109)$$

yəni sabit təzyiqdə motorun valındakı moment nasosun tənzimləyici parametrindən $\bar{u}_n$ asılı deyil, motorun tənzimləyici parametri $\bar{u}_m$ ilə isə düz mütənasibdir.

Həcmi tənzimlənən hidravlik intiqalın nəzəri xarakteristikası (a), nasosun (b) və hidravlik motorun (c) tənzimləyici parametrinin dəyişilməsi şəkil 1.4.24-də verilmişdir.

Hidravlik motorun valındakı həqiqi moment hidravlik və təzyiq itkiləri nəzərə alındıqda:

$$M_m = p_m \cdot q_m \cdot \frac{\eta_{mh} \cdot \eta_{mnex}}{2 \cdot \pi} \quad (1.4.110)$$



Şəkil 1.4.24. Həcmi tənzimlənən hidravlik intiqalın nəzəri xarakteristikası (*a*); nasosun (*b*) və hidravlik motorun (*c*) tənzimləyici parametrlərinin dəyişilməsi

Nasos və hidravlik motorun köməyi ilə tənzim olunduqda hidravlik motorun valının fırlanma tezliyini n_m nəzəri olaraq 0-dan ∞ -a qədər dəyişmək olar.

Təcrübədə n_m -in maksimal qiymətinin $\bar{u}_m \approx 0,2...0,3$ qiymətlərinə uyğun gələn həddi vardır ki, bu da hidravlik motorun valındakı momentin minimal qiymətinə $M_{m.min}$ uyğun gəlir.

Hidravlik intiqalın sistemində (avadanlıqlarda, boru kəmərlərində) təzyiq və sərf itkilərinə görə onun həqiqi xarakteristikaları nəzəri xarakteristikalardan müəyyən qədər fərqlənir. Məsələn, qeyd olunduğu kimi, hidravlik intiqalın çıxış bəndinin dövrlər sayı $n_m = 0... \infty$ intervalda yox – $n_m = n_{m.min} ... n_{m.max}$ hədlər arasında dəyişir, $n_m = f(Q_n)$ asılılığı koordinat başlanğıcından keçməyib ΔQ qiyməti qədər sağ tərəfə yerini dəyişmiş olur və s.

Eləcə də nəzəri güc ilə müqayisədə hidravlik motorun valındakı güc də azalır:

$$N_{m.v} = p_m \cdot Q_m \cdot \eta_m. \quad (1.4.111)$$

Nasosla və hidravlik motorla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın işə salma qaydaları:

1) əvvəl hidravlik motorun tənzimləyici parametrini $\bar{u}_m = 1$ ($q_m = q_{m.max}$) və nasosun tənzimləyici parametrini $\bar{u}_n = 0$ ($q_n = 0$) təyin edilir;

2) nasosu hərəkətə gətirən maşını işə salıb sabit dövrlər sayına çatdıqdan sonra nasosun tənzimləyici parametrini $\bar{u}_n = 1$ -ə kimi qaldırılır ($q_n = q_{n.max}$);

3) hidravlik motorun valının dövrlər sayı sabitləşəndən sonra hidravlik motorun tənzimləyici parametrini $\bar{u}_m$ vahiddən azaltmaqla onun valının dövrlər sayını lazımı səviyyəyə qaldırılır ..

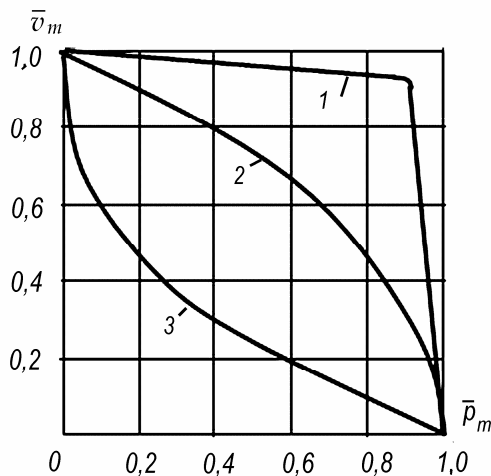
1.4.5. Həcmi hidravlik intiqalın tənzimlənmə üsullarının müqayisəsi

Hidravlik intiqalın çıxış bəndinin sürətinin tənzimlənmə üsullarının müqayisəsi adətən iki xarakteristikaya görə aparılır:

- nisbi yükləyici xarakteristikasına $\bar{v}_m = f(\bar{p}_m)$;
- nisbi energetik xarakteristikalarına $\eta = f(\bar{v}_m)$ və $\eta = f(\bar{p}_m)$

görə.

Şəkil 1.4.25-də müqayisə üçün müxtəlif üsullarla tənzimlənən eyni tam FİƏ-nin qiymətində ($\eta = const$) həcmi hidravlik intiqallarının yükləyici xarakteristikaları verilmişdir, haradakı: 1 – həcmi; 2 – ardıcıl drosselli; 3 – paralel drosselli tənzimləmə üsullarıdır.



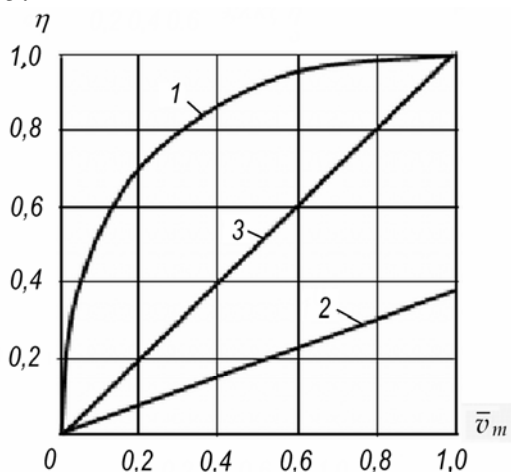
Şəkil 1.4.25. Müxtəlif üsullarla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın yükləyici xarakteristikaları $\bar{v}_m = f(\bar{p}_m)$:

1 – həcmi; 2 – ardıcıl drosselli; 3 – paralel drosselli üsul

Şəkildən görünür ki, yalnız həcmi üsulla tənzimlənən (şəkil 1.4.25, əyri 1) hidravlik intiqallarda çıxış bəndinin sürəti

yükləmədən praktiki olaraq asılı deyil. Müəyyən meylilik sistemdə həcmi itkilərlə izah olunur. Drossellə tənzim olunan hidravlik intiqallarda, xüsusi stabilləşdirici qurğulardan tətbiq edilmədə, yükləmə artdıqca çıxış bəndinin sürəti azalır.

Şəkil 1.4.26-da həcmi hidravlik intiqalların eyni sabit yükləmədə ($\bar{p}_m = const$) energetik xarakteristikalarının $\eta = f(\bar{v}_m)$ müqayisəsi verilmişdir (işarələr şəkil 1.4.25-dəki kimidir). Buradan görünür ki, hər üç üsulda çıxış bəndinin sürəti artdıqca hidravlik intiqalların tam FİƏ-ı da artır. Bu artma həcmi üsulda daha kəskindir (şəkil 1.4.26, əyri 1), paralel drossellə tənzimləmədə düz xətlə artır (şəkil 1.4.26, əyri 3), ardıcıl drossellə tənzimləmədə də düz xətlə artır (şəkil 1.4.26, əyri 2), lakin bu üsulun tətbiqində $\eta \leq \eta_{max} = 0,385$.



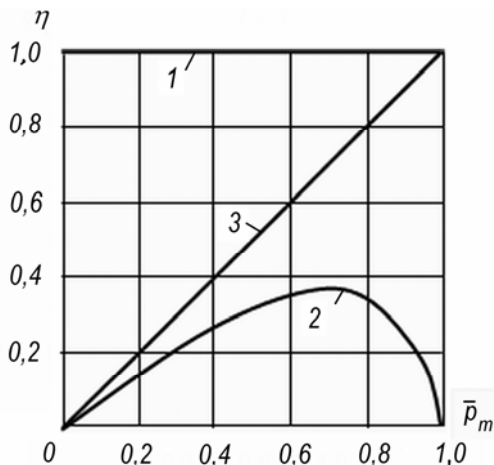
Şəkil 1.4.26. Müxtəlif üsullarla tənzimlənən həcmi hidravlik intiqalın energetik xarakteristikalarının $\eta = f(\bar{v}_m)$ müqayisəsi ($\bar{p}_m = const$)

Şəkil 1.4.27-də həcmi hidravlik intiqalların maksimal nisbi sürətdə ($\bar{v}_m = 1$) energetik xarakteristikalarının $\eta = f(\bar{p}_m)$ müqayisəsi verilmişdir (işarələr şəkil 1.4.25-dəki kimidir). Buradan

görünür ki, sabit sürətdə həcmi üsulla tənzimlənər hidravlik intiqalın tam FİΘ sabitdir və yüksəkdir (şəkil 1.4.27, əyri 1), paralel drossellə tənzimləmədə yük artdıqca intiqalın tam FİΘ düz xətlə artır (şəkil 1.4.27, əyri 3), ardıcıl drossellə tənzimləmədə isə yük artdıqca tam FİΘ əvvəl artır, maksimum qiymətinə ($\eta_{max} = 0,385$) çatandan sonra yenidən azalır (şəkil 1.4.27, əyri 2).

Beləliklə, tənzimləmə üsullarının müqayisəsindən belə nəticəyə gəlmək olar ki, göstərilən tənzimləmə üsullarından energetik cəhətdən yükləmənin və sürətlərin geniş diapazonunda ən səmərəlisi və stabil həcmi (maşın) tənzimləmə üsuludur. Lakin, qeyd olunduğu kimi, bu tipli hidravlik intiqalların tərkibində qiymətli tənzimlənən hidravlik maşınların tətbiqi onların istismarı yalnız intiqalın gücü 10 kVt-an artıq olduqda səmərəlidir.

Hidravlik intiqalın gücü 10 kVt-an kiçik olduqda dəyişən yükləmələrdə xüsusi sürət stabilizədirici qurğularla təchiz olunan drossellə tənzimləmə üsulları tətbiq olunur.



Şəkil 1.4.27. Müxtəlif üsullarla tənzimləmənin həcmi hidravlik intiqalın energetik xarakteristikalarının $\eta = f(\bar{p}_m)$ müqayisəsi ($\bar{v}_m = const$)

1.5. ÇIXIŞ BƏNDLƏRİ HƏRƏKƏTLƏRİNİN SABİTLƏŞDİRİLMƏSİ VƏ SİNXRONLAŞDIRILMASI

1.5.1. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi

Həcmi hidravlik intiqalın yüklənməsi dəyişən olduqda nəzərdən keçirilən drossellənmə ilə tənzimlənən hidravlik intiqalın sxemlərində çıxış bəndinin sürətinin sabitliyi təmin edilmir və bu tipli hidravlik intiqallar *qeyri-sərt xarakteristikalarına* malikdirlər. Buna görə də bu sxemlər yalnız yüklənməsi az dəyişən müxtəlif köməkçi qurğulardakı hidravlik intiqallarda tətbiq edilir

Həcmi hidravlik intiqalın xarakteristikalarını sərtləşdirməsi, yəni intiqalın çıxış bəndinin sürətinin sabit saxlanması və onun yüklənmədən asılılığını azaltmaq zərurəti yarandıqda, drossellənmə ilə tənzimlənmədə sürətinin sabitliyini təmin edən axın sürətinin (sərfinin) tənzimləyici sistemlərdən (axın tənzimləyicilərindən) istifadə edilir. Bu tənzimləyici sistemlər (*sabitləşdirici sistemlər*) hidravlik intiqalın növündən və tənzimlənmə üsulundan (drossellənmə, maşın (həcmi) üsulu) asılı olaraq müxtəlif (drosselli, həcmi motorlu, mexaniki və s.) konstruksiyalara malikdirlər.

1.5.1.1. Drossellə tənzimlənmədə sürətin sabitləşdirilməsi

Drossellə tənzimlənən axın sərfinin tənzimləyici hidravlik aparatları tənzimləyici drossellər kimi hidravlik mühərriklə ardıcıl və ya paralel yerləşdirilə bilər. Bu tipli tənzimləyicilərin hamısının iş prinsipi eynidir və tənzimləyici drosseldən keçən maye axının təzyiq düşküsünü sabit qalmasının təmin etməsindən ibarətdir. Bununla hidravlik mühərrikə tənzimləyicidən ötürülən və mühərrikdən tənzimləyiciyə gələn mayenin sərfi və müvafiq olaraq intiqalın çıxış bəndinin sürəti sabit qalır.

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması

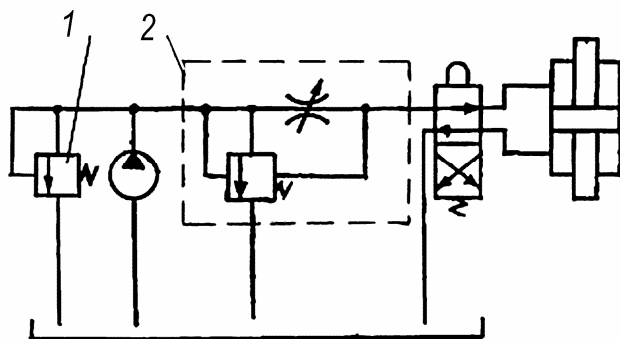
Təcrübədə drosselli sərf tənzimləyicilərinin bir neçə növündən istifadə olunur:

- axıdıcı klapanlı;
- reduksiya klapanlı.

Reduksiya klapanlı axın tənzimləyicilərdə reduksiya klapanı tənzimləyici drossellə paralel və ya ardıcıl yerləşdirilir. Ardıcıl klapanlı sərf tənzimləyici aparatlarda reduksiya klapanı tənzimləyici drosseldən əvvəl və ya sonra yerləşdirilə bilər.

Axıdıcı klapanlı axın tənzimləyicilərdə maye axının sabitliyi axınının bir qisminin daimi axıdıcı klapanından hidravlik cənə axıtması ilə təmin olunur. Reduksiya klapanlı növlü axın tənzimləyicilərdə isə maye axının sabitliyi reduksiya klapanında avtomatik şəkildə öz müqavimətin dəyişməsi ilə təmin olunur.

Axıdıcı klapanlı axın tənzimləyicinin irəliləmə hərəkətli hidravlik intiqalın sxeminə qoşulması şəkil 1.5.1-də göstərilmişdir.

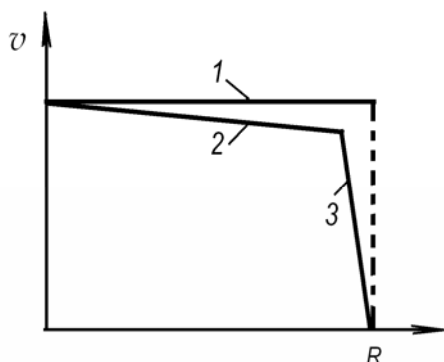


Şəkil 1.5.1. Sabit qidalanma təzyiqli və axıdıcı klapanlı drosselli tənzimləyicili həcmi hidravlik intiqalın sxemi:

1 – qoruyucu klapanı; 2 – axıdıcı klapanlı axın tənzimləyicisi

Bu sxemdə sabit verimli nasosun çıxışındakı təzyiq intiqalın çıxış bəndinin (silindr ştokunun) yükləməsindən asılıdır, bu isə axın tənzimləyicisindəki 2 axıdıcı klapanı ilə təmin olunur.

Bu tipli hidravlik intiqalın yükləyici xarakteristikası aşağıdakı şəkildə kimi olur (şəkil 1.5.2). İntiqalın həqiqi yükləyici xarakteristikasının 2 meyliliyi (xarakteristikanın qeyri-sərtliyi) axın tənzimləyicinin axıdıcı klapanın yayının sərtliyindən asılıdır.

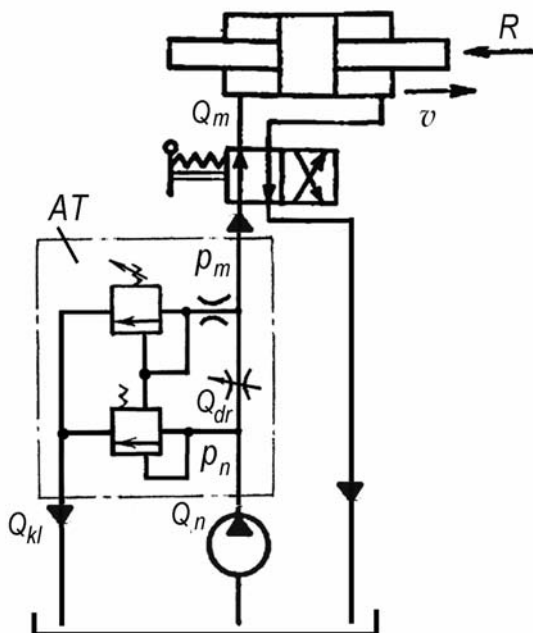


Şəkil 1.5.2. Sabit təzyiqli və axıdıcı klapanlı drosselli tənzimləyicili hidravlik intiqalın yükləyici xarakteristikası:

1 – nəzəri (mütləq sərt) xarakteristikası; 2 – həqiqi xarakteristikası;
3 – qoruyucu klapan işə düşdüyü rejimində xarakteristikası

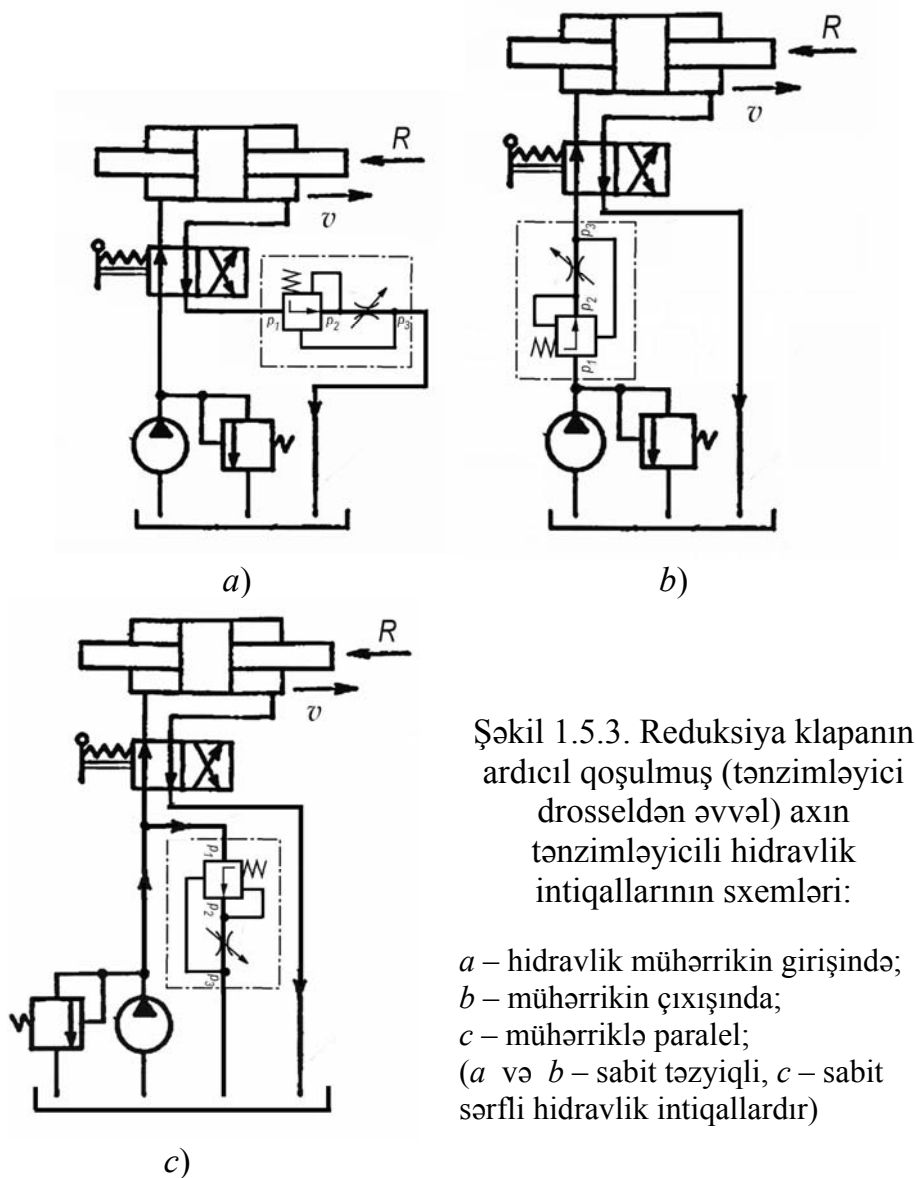
Reduksiya klapanın tənzimləyici drossellə paralel yerləşən axın tənzimləyiciləri (AT) irəliləmə və fırlanma hərəkətli hidravlik intiqallarda adətən hidravlik mühərrikin girişində yerləşdirilir (şəkil 1.5.3).. Tənzimləyici hidravlik aparat tənzimlənən və sabit drossellərdən, reduksiya klapanından və təzyiqin qiymətini məhdudlaşdıran qoruyucu klapanından ibarətdir. Nasosdan gələn işçi maye axını tənzimləyiciyə daxil olaraq iki axınlara şaxələnir: birincisi tənzimlənən drosseldən hidravlik mühərrikə, digəri isə reduksiya klapanından axıtma borusuna. Yükün qiyməti R dəyişdikdə (məsələn, artıqda) mühərrikin girişindəki p_m təzyiqi də dəyişir (artır). Bu təzyiqlə idarə olunan reduksiya klapanı p_m dəyişdikdə nasosun təzyiqini p_n dəyişməklə (artırmaqla)

drosseldəki təzyiq düşküsünü dəyişməz saxlayır, bunun nəticəsində işçi mayenin sərfi $Q_m = Q_{dr}$ və v sürəti dəyişməz qalır.



Şəkil 1.5.1. Hidravlik mühərrikin girişində paralel qoşulmuş reduksiya klapanlı axın tənzimləyicinin irəliləmə hərəkətli sabit təzyiqli hidravlik intiqalın sxeminə qoşulması

Reduksiya klapanın tənzimləyici drossellə ardıcıl yerləşən axın tənzimləyiciləri (AT) irəliləmə və fırlanma hərəkətli hidravlik intiqallarda tənzimlənən hidravlik intiqallarda tənzimləyici drossellər kimi hidravlik mühərrikin girişində, çıxışında və ya paralel yerləşdirilə bilər (şəkil 1.5.3).



Bu tipli axın tənzimləyicisinin hidravlik mühərrikin çıxışında yerləşdirilməsi (şəkil 1.5.3, *b*) çıxış bəndi hərəkətinin və yüklənmə

istiqlamətləri eyni olduqda (bir-birinə uyğun gəldikdə) çıxış bəndi surətinin dəyişməz qalmasına imkan yaradır.

Təcrübədə axın tənzimləyicisinin paralel qoşulduğu sabit sərfli hidravlik intiqallar geniş yayılmışdır (şəkil 1.5.3, *c*), çünki bu halda FİƏ əvvəlki iki haldakı sxemlərdən (şəkil 1.5.3, *a* və *b*) bir qədər yüksək olur.

Reduksiya klapanın ardıcıl qoşulmuş axın tənzimləyicisində tam təzyiq düşküsi Δp_p tənzimləyici drossel Δp_{dr} və reduksiya klapanıdakı Δp_k təzyiq düşkünlərinin cəminə bərabərdir:

$$\Delta p_p = \Delta p_{dr} + \Delta p_k. \quad (1.5.1)$$

Dəyişən R yükündə drosseldəki təzyiq düşküsi sabit qaldıqda, tənzimləyicidəki tam təzyiq düşküsi Δp_p yalnız reduksiya klapanıdakı Δp_k -nin hesabına dəyişir. Buna görə də tənzimləyicidən keçən sərf drosselin müqaviməti ilə müəyyən edilir ki, bu yükün R dəyişən qiymətində hidravlik mühərrikin sabit surətinin v_m yaranmasına imkan verir.

Yuxarıda nəzərdən keçirilən hidravlik intiqal sxemlərindəki axın tənzimləyiciləri seriya ilə istehsal edilir. Bunların ümumi gövdəsi daxilində reduksiya klapanı, tənzimlənən və tənzimlənməyən drossellər və qoruyucu klapan yerləşir.

1.5.1.2. Həcmi tənzimlənmədə surətin sabitləşdirilməsi

Hidravlik intiqalın sistemində sızmaların yükədən (sistemdəki təzyiqdən) asılı olduğuna görə həcmi (maşınla) üsulla tənzimləməli hidravlik intiqalların çıxış bəndinin surəti təyin olduğu qiymətindən fərqlənir və yükədən asılı olaraq müəyyən qədər dəyişir. Bunun səbəbi nasos və hidravlik mühərrikin həcmi FİƏ-nin sistemdəki yükün qiyməti ilə müəyyən olunan təzyiqdən asılılıqlarıdır. Müasir həcmi intiqalların həcmi hidravlik maşınların həcmi FİƏ-nin yüksək olması və bunun təzyiqdən az asılılığı çıxış

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması

bəndi surətinə praktiki olaraq sabit saxlanır. Lakin, yüksək sabitləşdirmə tələb olunan drossellə tənzimlənən sistemlərdə (məsələn, metalkəsən dəzgahların hidravlik intiqalında) əlavə sabitləşdirməli drossel-həcmi qarışıq tənzimləmə üsulu tətbiq edilir.

Şəkil 1.5.4-də açıq dövrəli fırlanma hərəkətli hidravlik intiqalın prinsipial sxemi göstərilmişdir ki, burada hidravlik motorun surətinin ilkin qiyməti ω_b tənzimlənən aksial-porşenli nasosun 2 işçi həcmi dəyişdirilməsi və motordan 1 sonra yerləşdirilən tənzimləyici drossel 4 ilə əldə edilir.

Köməkçi (idarəedən) silindrin ştokunun ilkin vəziyyətinin x koordinatı (adətən, ştokun orta vəziyyətində) hidravlik motorun verilmiş dövrlər sayının ω_b qiymətinə uyğun gəlir. $\omega = \omega_b$ bucaq surətində, silindrin 3 ştoklu tərəfində təzyiqin qiyməti p_o drosseldəki 4 təzyiq düşküsi ilə təyin edilən və $p_1 = p_o$ təzyiqi yaradılır.

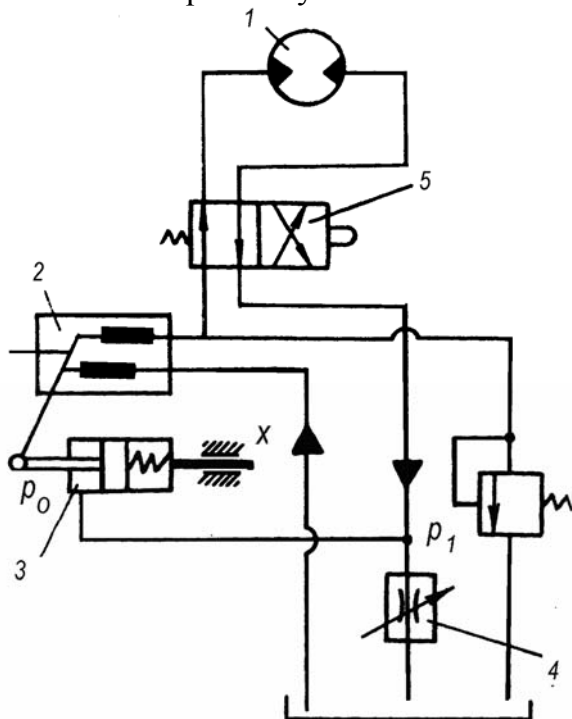
Hidravlik motorun 1 valındakı yük momenti artdığı halda sistemdə həcmi itkilərin çoxalması hesabına p_1 -də azalacaq (yəni $p_1 < p_o$ olacaqdır), tənzimləyici drossel 4-dəki təzyiq düşküsi azalır və hidravlik motorun dövrlər sayı da azalacaqdır ($\omega < \omega_b$). Nəticədə köməkçi silindrin 3 porşeni yayın təsirlə sola hərəkət edərək aksial-porşenli nasosun 2 diskinin mailliyini artırır, buna uyğun olaraq nasosun verimi də artır və bu zaman hidravlik motora daxil olan maye sərfi artır və ilkin verilmiş fırlanma tezliyi ω_b bərpa olur.

Hidravlik mühərrikin hərəkət bəndi istiqamətinin dəyişdirilməsi iki vəziyyətli hidravlik paylayıcı vasitəsilə olur, surətinin tənzimlənməsi isə qeyd edildiyi kimi aksial-porşenli nasosun işçi həcmi dəyişməklə yerinə yetirilir, bucaq surətinin sabitləşdirilməsi sisteminin güclənmə əmsalı isə drosselin 4 keçiriciliyini dəyişməklə tənzimlənir.

Qeyd etmək lazımdır ki, qoruyucu klapanının açılmamasına qədər bu tipli hidravlik intiqallar sabit sərfli hidravlik intiqallar

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması

növünə aiddirlər və bu səbəbdən yüksək FİΘ-ına malikdirlər. Çox vaxt bu intiqallara həcmi-droselli (maşın-droselli) üsulla tənzimlənən hidravlik intiqallar deyilir.



Şəkil 1.5.4. Tənzimlənən nasoslu və fırlanma sürətini həcmi-drosselli üsulla sabitləşdirilən hidravlik intiqalın prinsipial sxemi:

1 – hidravlik motor; 2 – təzyiqə görə tənzimlənən aksial-porşenli nasos; 3 – köməkçi (idarəedən) silindr; 4 – tənzimləyici drossel; 5 – hidravlik paylayıcı

Təcrübədə çıxış bəndinin fırlanma tezliyinin sabitləşdirilməsi üçün başqa sxemlər də tətbiq olunur. Məsələn, mərkəzdənqaçma və ya elektrik tənzimləyici qurğuların signalı ilə idarə olunan hidravlik sistemlər.

1.5.2. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sinxronlaşdırılması

Müxtəlif maşınların hidravlik intiqallarının işlənməsi zamanı bir nasosdan qidalanan bir neçə icraedici hidravlik mühərriklərin (adətən hidravlik güc silindrlərin) eyni bir vaxtda hərəkətlərinin sürətlərin eyni olduğu tələbatı yaranır. Ümumi halda hidravlik mühərriklərin tətbiq edilən yükədən asılı olaraq çıxış bəndləri müxtəlif sürətlərlə hərəkət edirlər: hidravlika qanunlarına görə çox yüklənmiş bənd az yüklənmiş bəndə nisbətən daha asta hərəkət edəcək, bəzi hallarda isə hidravlik mühərrikin birinin çıxış bəndi hərəkət etməyə də bilər.

Bu vəziyyəti aradan qaldırmaq, yəni bir nasosdan qidalanan bir neçə hidravlik mühərrikin hərəkət sürətinin sinxron olması üçün, həcmi hidravlik intiqallarda müxtəlif tərtibatlar – avtomatlaşdırılmış ***sinxronlaşdırma sistemlər*** tətbiq edilir.

Həcmi hidravlik intiqallarda avtomatlaşdırılmış sinxronlaşdırma sistemlərin ən çox iki növü istifadə olunur: drosselli və həcmi üsulla işləyən sinxronlaşdırma sistemlər. Bunlardan əlavə, sinxronlaşdırmanı aparmaq üçün mexaniki, hidromexaniki, dozalayıcı və s. qurğulardan da istifadə olunur. Bir neçə hidravlik mühərrikin hərəkət sürətinin sinxron olması üçün müxtəlif tərtibatlardan istifadə edilir ki, bunlardan ən geniş yayılanı, axın bölüşdürücüsü, hansı ki axını iki axına ayırmaq üçün yaradılmış hidravlik aparatdır.

1.5.2.1. Çıxış bəndləri sürətlərin drosselli bölüşdürücülərlə sinxronlaşdırılması

Drossellə tənzimləmədə hərəkət sürətinin sinxronlaşdırılması drosselli axın bölüşdürücü hidravlik aparatlarla yerinə yetirilir, hansılar ki onlara daxil olan axını iki axına lazımi nisbətdə (adətən, bərabər hissələrə) ayırmaq üçün yaradılmışdır.

Ştoklarına müxtəlif yüklər (R_1 , R_2 , R_3 və R_4) təsir edən

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması

yüqquldırmanın 4 hidravlik güc silindr ştokların sinxron hərəkətinin axın bölüşdürücüləri ilə təmin edilməsinin sadələşdirilmiş hidravlik intiqal sxemi şəkil 1.5.5-də göstərilmişdir.

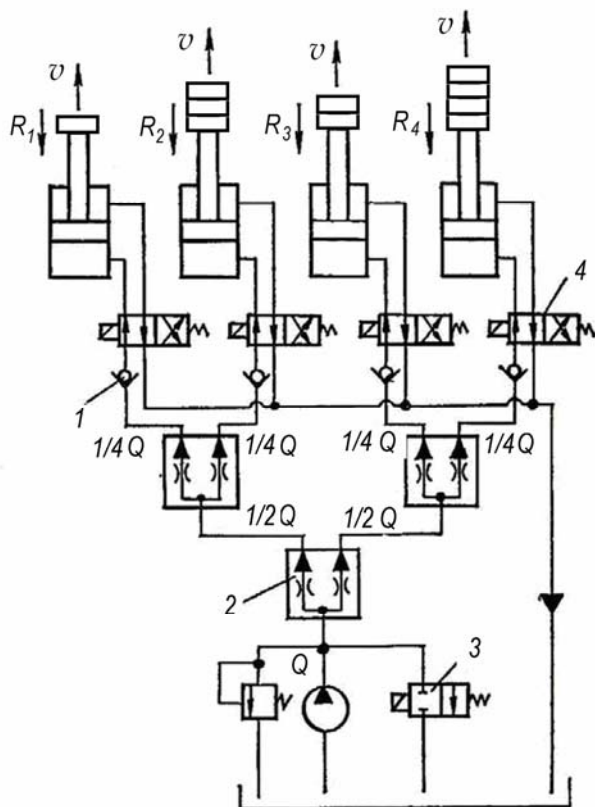
Hidravlik paylayıcıların 3 və 4 elektromaqnitlərinə idarəetmə signalı verildikdə hidravlik paylayıcıların zolotnikləri sağa doğru hərəkət edir və hidravlik silindrlərin ştokları yüklə birlikdə sxemə 3 ədəd axın bölüşdürücüsünün 2 qoşulduğuna görə eyni sürətlə yuxarı hərəkət edirlər. Birinci bölüşdürücüdən sonra maye axının sərfi Q iki yerə bölünərək ($Q'_1 = Q'_2 = 1/2 Q$), digər iki bölüşdürücüdə hər iki axın yenidən iki yerə bölünəndən ($Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = 1/4 Q$) sonra hidravlik güc silindrlərin ştoksuz boşluqlarına porşenlərinin altına daxil olurlar

Hidravlik paylayıcıya 3 gedən signal kəsildikdə işçi maye nasosdan geriye, çənə qayıdacaq, porşenlər isə istənilən aralıq vəziyyətdə dayanacaqlar, çünki hidravlik silindrlərin ştoksuz tərəfi əks klapanlarla 1 qapanmış olur.

Ştokların endirilməsi üçün 4 hidravlik paylayıcılara 4 verilən idarəetmə signalı kəsilməlidir, yayın təsiri ilə zolotniklər sol vəziyyətə qayıdırlar, bunun nəticəsində hidravlik silindrlərin ştoksuz tərəfləri axıtma hidravlik xətti ilə birləşəcəklər və porşenlər aşağı doğru hərəkət edəcəklər. Fərqlənən yüklənmiş silindr ştokların eyni sürətlə endirilməsi hidravlik intiqalının sxeminə silindrlərin çıxışları axıtma xətlə həmin şəkildə hidravlik drosselli cəmləşdiricilər vasitəsilə birləşdirilməlidirlər. Bu halda hidravlik drosselli cəmləşdiricilərə daxil olan maye axınların sərfi avtomatik şəkildə $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = 1/4 Q$ təmin olunur, haradakı $Q = 4 Q_1$.

Şəkil 1.5.5-də göstərilən hidravlik intiqalın həqiqətdə drosselli axın bölüşdürücülərində daxilində hərəkət edən zolotniklərdə yaranan hidravliki müqavimətlərə görə axının bölünməsi müəyyən qədər xətlərlə yerinə yetirilir, və bu xətlər

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması



Şəkil 1.5.5. Axın bölüşdürücüləri vasitəsilə hərəkəti
sinxronlaşdıran hidravlik intiqalın sxemi
($R_1 \neq R_2 \neq R_3 \neq R_4$, $v = \text{sabit}$)

1 – əks klapanlar; 2 – axın bölüşdürücüləri; 3 – ikivəziyyətli ikixətli
hidravlik paylayıcı; 4 – ikivəziyyətli dördxətli hidravlik paylayıcılar

kiçik sərtlərdə daha çox özün göstərir. Bu səbəbdən zolotniklərin
müqavimətlərini mümkün qədər azaltmaq və bölüşdürücülərin
əlavə ardıcıl tənzimlənməyən drossellərin müqavimətlərini

artırmaq zəruridir. Bu növlü sinxronlaşdırıcı hidravlik intiqalın çıxış bəndlərinin sürətlərinin arasında fərq 2...3 % ola bilər.

1.5.2.2. Çıxış bəndləri sürətlərin həcmi axın bölüşdürücülərlə sinxronlaşdırılması

Drossel tipli axın bölüşdürücüləri ilə yanaşı təcrübədə həcmi prinsiplə işləyən axın bölüşdürücüləri (dozalayıcılardan) da tətbiq edilir. Bunun üçün hidravlik intiqalını sxeminə qoşulan iki döənən (nasos və hidravlik rejimlərdə işləyən) həcmi hidravlik (adətən aksial-porşenli) maşınların hərəkət valları bir birinə sərt olaraq birləşdirilir.

İki hidravlik güc silindrlərin (1 və 2) ştoklarının hərəkətlərinin sinxronlaşdırılması üçün dozalayıcı rejimdə işləyən iki aksial-porşenli hidravlik maşınların (3 və 4) istifadəsinin sxemi şəkil 1.5.6-da göstərilmişdir.

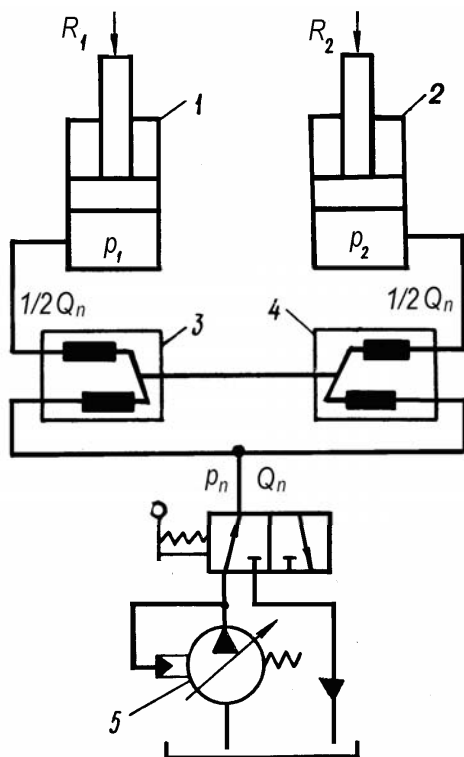
Bu halda hidravlik maşınlar (3 və 4) dozalayıcı vəzifəsini daşıyırlar. Hidravlik maşınlardakı maye sərfi

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{q_3}{q_4} \quad (1.5.2)$$

nisbəti ilə bölüşdürülür. Burada q_3 və q_4 hidravlik maşınların 3 və 4 işçi həcməlidir. İşçi həcmələr eyni olduqda ($q_3 = q_4$) olduqda, hidravlik maşınlardan keçən maye axınlarının sərfələri də eyni olmalıdır: $Q_1 = Q_2 = Q_n/2$, burada Q_n – nasosun 2 verimidir. Hidravlik itkiləri nəzərə almadıqda qidalandırıcı nasosun çıxışında təzyiq $p_n = p_1 = p_2$ olacaqdır.

Silindr ştoklarında yüklər eyni olduqda, silindrlərin girişində də təzyiqlər təxmini olaraq eyni olur. Bu zaman dozalayıcı hidravlik maşınlar boş gedislə işləyirlər – az sızmalar və vahidə yaxın FİƏ olan hidravlik motor-dozator kimidirlər.

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması



Şəkil 1.5.6. Çıxış bəndinin sürətinin həcmi axın bölüşdürücüsü vasitəsilə sinxronlaşdırılan hidravlik intiqalın sxemi

1, 2 – hidravlik güc silindrləri; 3, 4 – valları bir birinə
sərt bağlanmış aksial-porşenli hidravlik maşınlar;
5 – təzyiqə görə tənzimlənən rotorlu nasos

Xarici yüklənmə silindrinin birinin ştokunda (məsələn, silindr 1-də) artarsa ($R_1 > R_2$ olduqda) təzyiqlərin bərabərliyi pozular: $p_1 > p_2$ olur: $p_1 = p_2 + \Delta p$. Nəticədə, hidravlik silindrə 1 nisbətən az yüklənmiş silindr 2-də artıq güc yaranır və onun az yüklənmiş xəttindəki hidravlik maşındakı 4 artıq güc maşınların valların sərt bağlanmasına görə daha çox yüklənmiş xətdəki olan hidravlik

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması

maşına 3 ötürülür, yəni bu vəziyyətdə hidravlik maşın 4 hidravlik mühərrik (hidravlik motor) rejimində işləyib hidravlik maşını 3 nasos rejimində işlədir. Bu səbəbdən intiqal gücünün hidravlik silindrlər 1 və 2 arasında lazım olan nisbətdə yenidən bölüşdürülməsi baş verir ki, bu da ştokların hərəkətinin (sürətlərinin) sinxronlaşdırılmasını təmin edir. Bu halda nasosun çıxışında yaranan təzyiq olacaq:

$$p_n = p_1 - \frac{1}{2} \Delta p = p_2 + \frac{1}{2} \Delta p = \frac{p_1 + p_2}{2}. \quad (1.5.3)$$

Xarici yüklənmə R_2 silindrinin 2 ştokunda artıq olduqda hidravlik maşın 3 hidravlik motor, hidravlik maşın 4 isə nasos rejimində işləyirlər.

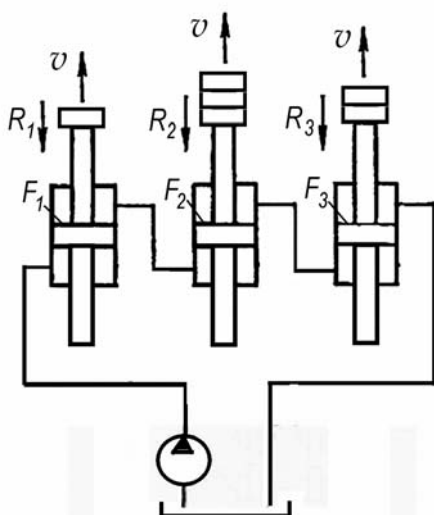
1.5.2.3. Hidravlik mühərriklərin sürətlərin həcmi dozalayıcılar vasitəsilə sinxronlaşdırılması

Həcmi dozalayıcılar vasitəsilə hidravlik intiqalların çıxış bəndlərin sürətlərin sinxronlaşdırılması hidravlik mühərriklərə daxil olan maye sərfələrinin dozalanması prinsipinə əsaslanır.

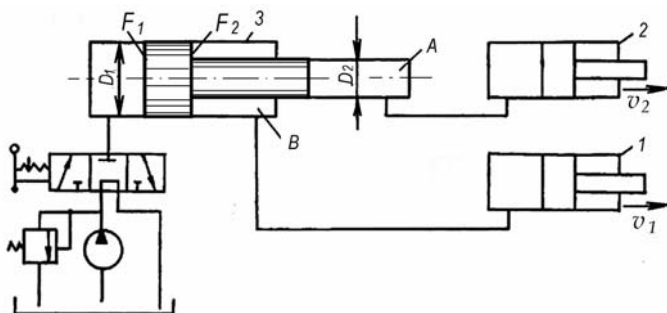
Bu prinsip sadələşdirilmiş şəkildə hidravlik mühərriklərin ardıcıl birləşdirilməsi ilə sürətlərin sinxronlaşdırılmasını göstərmək olar (şəkil 1.5.7). Bu sxemdə dozator vəzifəsini silindrlər özləri yerinə yetirirlər: birinci silindrə daxil olan maye həmin həcmdə birinci silindrdən ikinciyə və ikinci silindrdən üçüncüyə daxil olur. Sinxronlaşdırma yalnız silindrlərin işçi sahələri eyni olduqda: $F_1 = F_2 = F_3$ baş verə bilər.

Şəkil 1.5.8-də ikikameralı dozalayıcı hidravlik silindr vasitəsilə hidravlik intiqalın iki hidravlik güc sürətlərin ştokların sinxronlaşdırılmasının sadələşdirilmiş sxemi göstərilmişdir. Güc sürətlər 1 və 2 eyni ölçülü olduqda onların ştokların sürətlərin v_1 və v_2 nisbəti aşağıdakı ifadədən müəyyən olunur:

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması



Şəkil 1.5.7. Hidravlik mühərriklərin ardıcıl birləşdirilməsi ilə
surətlərin sinxronlaşdırılmasının sadələşdirilmiş sxemi
($R_1 \neq R_2 \neq R_3$, $v = \text{sabit}$)



Şəkil 1.5.8. İkikameralı dozalayıcı hidravlik silindrlə
surətlərin sinxronlaşdırılmasının
prinsipial hidravlik sxemi ($v_1 = v_2$):

$1, 2$ – hidravlik güc silindrlər;
 3 – ikikameralı dozalayıcı hidravlik silindr

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{D_1^2}{D_1^2 - D_2^2}, \quad (1.5.4)$$

burada F_1, F_2 – dozalayıcı silindrin 3 A və B boşluqlarında işçi sahələridir. Sahələr eyni olduqda ($F_1 = F_2$) güc sürətlərin ştokların sürətləri eynidir: $v_1 = v_2$. Təcrübədə tətbiq olunan işçi təzyiqlərdə dozalayıcı silindrin həcmi FİƏ-ı vahidə yaxın olduğuna görə sinxronlaşdırmanın dəqiqliyi yalnız silindrin diametrlərinin ölçülərinin dəqiqliyindən asılıdır.

1.5.2.4. Mexaniki əlaqələnmə üsulla sürətlərin sinxronlaşdırılması

Bir birinə qarşı hərəkətdə olan iki hidravlik güc silindrlərinin (1 və 5) sürətlərinin sinxronlaşdırılması üçün əlavə dişli çarx 3 və silindrlərin porşenləri ilə birləşən dişli reykalardan-ştoklardan (2 və 4) ibarət mexaniki əlaqələnmə üsulla yerinə yetirə bilər (şəkil 1.5.9). Bu sxemdə ştoklara təsir edən qüvvələr paraleldir.

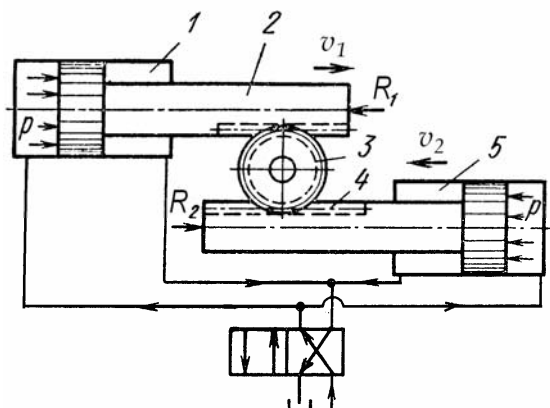
Təsir edən qüvvələr eyni olduqda ($R_1 = R_2$) dişli çarx 3 öz tərpənməz mərkəz oxu ətrafında boş (yüksüz) fırlanır. Yüklər fərqli (məsələn, $R_2 > R_1$) olduqda az yüklənmiş silindr ştokundan 2 çox yüklənmiş silindr ştokuna 4 dişli çarx 3 vasitəsilə güc ötürüləcəkdir və bununla hər iki silindrlərin girişində eyni təzyiq p olacaqdır. Əlavə gücün ötürülməsi zamanı dişli çarxda 3 yaranan moment bərabərdir:

$$M = \Delta R \cdot r = (R_2 - R_1)r, \quad (1.5.5)$$

burada r – dişli çarxın radiusudur.

Ştoklara təsir edən yüklər eyni istiqamətdə olarsa onda əlavə köməkçi bir dişli çarxdan istifadə olunur.

1.5. Çıxış bəndləri hərəkətlərinin sabitləşdirilməsi və sinxronlaşdırılması



Şəkil 1.5.9. Mexaniki əlaqələnmə üsulla
surətlərin sinxronlaşdırılmasının sxemi
($R_1 \neq R_2$, $v_1 = v_2$):

1, 5 – hidravlik güc silindrləri; 2, 4 – dişli reykalı ştoklar;
3 – dişli çarx

1.6. HƏCMİ HİDRAVLİK İNTİQALIN HƏRƏKƏTVERİCİ MÜHƏRRİKİNİN SEÇİLMƏSİ VƏ ONUNLA BİRGƏ İŞLƏMƏSİ

1.6.1. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçilməsi

Həcmi hidravlik intiqalların hərəkətverici (intiqal) mühərriki seçildikdə aşağıdakı amillər nəzərə alınmalıdır:

- həcmi hidravlik intiqalın xarici xarakteristikası;
- hərəkətə gətirilən maşının xüsusiyyətləri və mexaniki xarakteristikası;
- hərəkətverici mühərrikin mexaniki xarakteristikası;
- hərəkətverici mühərrikin qidalanma enerji mənbəyinin mövcudluğu;
- hidravlik intiqalın tələb etdiyi güc;
- hərəkətverici mühərrikin kütləsinə, ölçülərinə, işçi şəraitinə görə məhdudiyyətlər;
- hərəkətverici mühərrikin, hidravlik intiqalın və hərəkətə gətirilən maşının birgə iş rejimləri və tələb olunan mexaniki xarakteristikasının təmin olması.

Bundan əlavə, qurğunun səyyarlığı, ətraf mühiti, hərərət şəraiti, coğrafi xüsusiyyətləri də nəzərə alınmalıdır. Elektrik enerjisinin mövcudluğu həcmi hidravlik intiqalların hərəkətverici intiqalı kimi ən əlverişli, sadə və etibarlı olan elektrik mühərriklərinin irəlicədən seçilməsini müəyyən edir.

Həcmi hidravlik intiqalın seçilmiş hərəkətverici elektrik və ya daxiliyanma mühərrikləri aşağıdakı tələblərə uyğun olmalıdır:

- hərəkətə gətirilən maşının və mexanizmin verilmiş təcillə işə düşmə zamanı əmələ gələn momentinin və daxiliyanma mühərriklə tormozlanmasının təmin olunması;
- verilmiş rejimdə həddindən artıq yükləməklərə görə elektrik

1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

mühərrikləri ifrat qızmaya və daxiliyanma mühərrikləri yüksəksürətli dağılmaya məruz qalmamalıdırlar.

Beləliklə, həcmi hidravlik intiqalın normal işçi rejimini yaratmaq məqsədilə onun hərəkətverici mühərrikinin seçilməsi həm mühərrikin mexaniki xarakteristikasından, həm hidravlik intiqalın yükləmənin xarakterindən asılı olaraq aparılır. Bu nöqtəyi nəzərdən hidravlik intiqallı qurğuların üç iş rejimi mövcuddur:

- uzun müddətli – sabit yüklə uzun müddətli iş ərzində;
- qısa müddətli – pik yüklərin qısa müddətli təsiri ilə;
- qısa müddətli təkrarlanan – təkrarlanan qısa müddətli yüklə iş: boş işləmə və yüklə işləmə dövrünün zamanın müqayisə edilə bilən vaxt ərzində təkrarı.

Uzun müddətli iş rejimi üçün intiqalın mühərriki nasosun maksimal təzyiqində və maksimal sərfini təmin edən nominal iş rejimindən asılı olaraq seçilir. İntiqal mühərrikinin gücü (kVt) aşağıdakı düsturla təyin olunur:

– tənzim olunmayan hidravlik intiqal üçün:

$$N_i = k \frac{Q_n p_n}{\eta_n}, \quad (1.6.1)$$

– tənzim olunan nasoslu hidravlik intiqal üçün

$$N_i = k \frac{Q_n p_n}{\eta_n \bar{u}_n} V_t, \quad (1.6.2)$$

burada k – ehtiyat əmsalı (adətən, $k = 1,0 \dots 1,1$); Q_n – nasosun verimi, m^3/san ; p_n – nasosun vurma təzyiqi, Pa ; $\bar{u}_n$ – nasosun tənzimləyici parametr; η_n – nasosun $F\dot{I}\Theta$ -dır.

Hərəkətverici mühərrikin gücü aşağıdakı düsturla da təyin oluna bilər:

1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

$$N_i = k 2\pi M_{nv} n = \frac{k Q_n p_n}{\eta_n}, \quad (1.6.3)$$

burada M_{nv} – mühərrikin (nasosun) valında moment, Nm; n – mühərrik valının fırlanma tezliyidir, dövr/san.

Yükün qısa müddətli təsiri halında mühərriki artıq yüklənmə (moment nominaldan çoxdur) rejiminə görə seçmək olar.

Bu halda mühərrikin valındakı maksimal moment aşağıdakı düsturla təyin olunur:

$$M_{max} = \frac{1}{2\pi} \frac{q p_{max}}{\eta_{n\ max}} k, \quad (1.6.4)$$

burada q – artıq yüklənmə rejimində nasosun işçi həcmi, m³; p_{max} – artıq yüklənmə rejimində vurma təzyiqi, Pa; $\eta_{n\ max}$ – nasosun p_{max} və q halı üçün FİƏ; k – ehtiyat əmsalı, $k = 1,0 \dots 1,05$. Mühərrikin valındakı nominal moment belə hesablanır:

$$M_{nom} = \frac{1}{2\pi} \frac{q p_{nom}}{\eta_{n\ nom}} k, \quad (1.6.5)$$

$\eta_{n\ nom}$ – nasosun p_{nom} və q halı üçün FİƏ.

Mühərrik, nominal momentə M_{nom} görə yoxlanmaqla, artıq yüklənmə M_{max} -a görə seçilir. Əgər nasosun nominal momenti maksimal momentindən artıqdırsa, mühərrik nasosun valındakı nominal momentə görə seçilir.

Təkrar qısa müddətli iş rejimi üçün hidravlik intiqalın hidravlik mühərrikinin (hərəkətə gətiriləm maşının) gücü və nasosun bir dövr ərzindəki orta gücünə görə təyin edilir.

Hidravlik intiqallar nasoslari elektrik mühərrikləri, qaz və buxar turbinləri, dizel və daxili yanma mühərrikləri vasitəsilə

1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

hərəkətə gətirilə bilər. Daxili yanma mühərriki kimi, dövrlər sayı 1500, 1600 və 1700 dövr/dəq olan traktor dizel və dövrlər sayı 2100 dövr/dəq olan avtomobil dizel mühərriklərindən istifadə olunur. Ona görə də nasosun verimini təyin edəndə, intiqalın real mümkün olan dövrlər sayını əsas götürmək lazımdır və müstəsna olaraq, nasosun və hidravlik mühərrikin xarakteristikasında göstərilmiş nominal dövrlər sayından 25% artıq olması mümkündür.

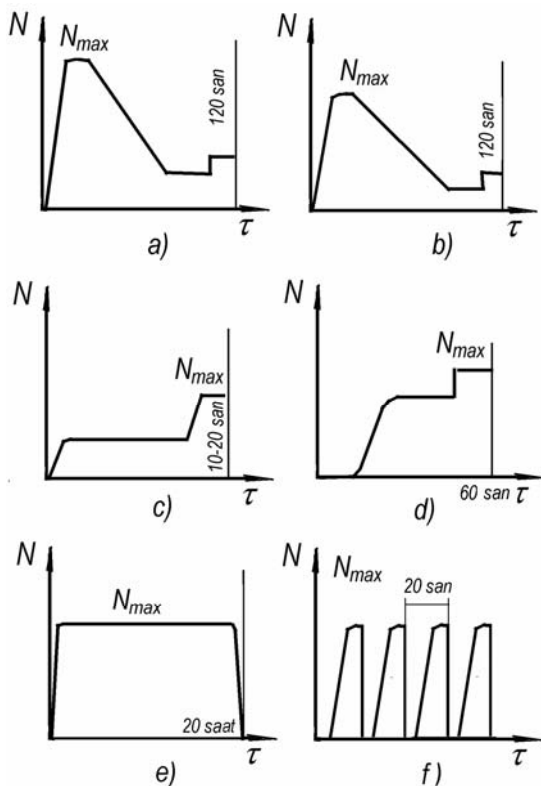
Hidravlik intiqallarda geniş istifadə olunan elektrik mühərriklərin mexaniki xarakteristikalarının müxtəlif çeşidliliyi, elektrik mühərriklərinin tipləri ilə müəyyənləşir. Sabit qidalanma və hərəkətə gətirmə gərginliyində mühərrikin fırlanma momenti ilə onun dövrlər sayı arasındakı $M = f(n)$ asılılığına mühərrikin texniki (mexaniki) xarakteristikası deyilir (şəkil 1.6.1). Mühərrikin mexaniki xarakteristikasının xarakterik nöqtələri: nöqtə a – işə salma rejimi ($M_b, n_b = 0$), nöqtə b – maksimal rejimi (M_{bg}, n_{bg}), nöqtə c – nominal rejimi ($M_{nom}; n_{nom}$) və nöqtə d – boş gediş rejimi (M_{bg}, n_{bg}) əks etdirən nöqtələrdir. Mexaniki xarakteristikanın forması onun sərtliyi ilə təyin edilir. Sərtlik – moment artımının dövrlər tezliyi artımına olan nisbətdir. Sərt mexaniki xarakteristikalı mühərriklərdə yüklənmə momentinin geniş hədudlarda dəyişməsindən valın fırlanma tezliyi azacıq dəyişir. Bu təzyiqin intensiv dəyişməsi şəraitində nasosun stabil işləməsi deməkdir.

Üç fazlı dəyişən cərəyanlı asinxron elektrik mühərrikinin mexaniki xarakteristikası şəkil 1.6.1-də göstərilir.

Həcmi hidravlik intiqallı qurğu hərəkətverici mühərrik və həcmi hidravlik intiqaldan ibarətdir. İstifadə olunan hərəkət ötürən mühərrikdən asılı olaraq, həcmi hidravlik intiqallı qurğular elektrik nasoslu (elektrik mühərrikli), dizel-nasoslu və başqa aqreqatlı kimi seçilir. Həcmi hidravlik intiqalın işləməsini təmin edən,

1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

hidravlik intiqalın rezin kipləşdirici elementlərinin etibarlılığının azalmasına gətirib çıxarır.



Şəkil 1.6.2. Neft-mədən yükqaldırıcı qurğusunun hidravlik intiqalın müxtəlif əməliyyatlarda yükləmə histoqramlarının nümunələri:

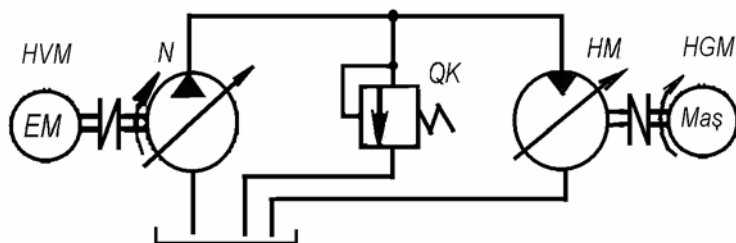
a, b – qurğu buruğun qaldırılması və endirilməsi rejimləri (determinəlişmiş dəyişən rejim); c – qurğu buruğun daxili seksiyanın xaric olunması; d – arxa dayaqlarının qaldırılması; e – uzunmüddətli sabit rejim; f – qısa müddətli təkrarlanan rejim

1.6.2. Həcmi hidravlik intiqalın və intiqalın hərəkətverici mühərriklə birlikdə işi

Həcmi hidravlik intiqal qurğusunda tətbiqi ən sadə və ucuz, tənzim olunmayan mühərriklərin, məsələn, qısaqapanma rotorlu tənzim olunmayan üçfazlı asinxron elektrik mühərrikinin (EM), hərəkət verici intiqal mühərriki kimi (HVM) istifadə edilməsinə böyük imkanlar açır (şəkil 1.6.3).

Bu tipli hərəkətverici mühərrikin və həcmi üsulla tənzimlənən nasos və hidravlik mühərrikli həcmi hidravlik intiqalın birlikdə işini nəzərdən keçirək. Elektrik mühərrikinin valının bilavasitə nasosunun valı ilə birləşdirilmişdir, yəni $M_e = M_{nv}$ və $n_e = n_n$.

Eləcə də, hidravlik mühərrikin valını hərəkətə gətirilən maşın (HGM) və ya mexanizmin valı ilə bilavasitə bağlıdır. Yəni, $M_{mv} = M_{maş}$ və $n_m = n_{maş}$. Maşının valındakı verilən yüklənmədə hidravlik mühərrikin və elektrik mühərrikinin optimal işçi rejimini müəyyən etmək lazımdır.



Şəkil 1.6.3. Hidravlik intiqal qurğusunun sxemi.

Bu məsələni həll etmək üçün elektrik mühərrikinin moment xarakteristikasının $M_e = f(n)$ hidravlik motor valı üçün yenidən hesablamaq məqsəduyğundur. Onda $M_m = f(n)$ tənliyinin yüklənmə xarakteristikasının $M_{maş} = f(n)$ tənliyi ilə birlikdə həll

1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

edərək, hidravlik motorun işçi rejimini və elektrik mühərrikinin işçi rejimi tərsinə olaraq yenidən (1.1.39) tənliyinə görə hesablamaqla elektrik mühərrikinin işçi xarakteristikasını müəyyən etmək olar. Bu halda (1.1.39) tənliyi aşağıdakı kimi olur:

$$\eta = k \cdot i = \frac{M_{maş} \cdot n_{maş}}{M_e \cdot n_e} = \frac{M_{mv} \cdot n_m}{M_{nv} \cdot n_n}, \quad (1.6.1)$$

Burada M_{nv} və M_{mv} – uyğun olaraq nasosun və hidravlik motorun vollarındakı momentlər ($M_{nv} = M_e$ və $M_{mv} = M_{maş}$), n_n və n_m – nasos və hidravlik mühərrik vollarının dövrlər sayı ($n_n = n_e$ və $n_m = n_{maş}$); i – hidravlik intiqalın ötürmə ədədi; k – hidravlik intiqalında momentin transformasiyası əmsalı və ya güc ötürmə ədədidir.

Burada ötürmə ədədi i nasosun və hidravlik motorun parametrləri ilə müəyyən olunur:

$$i = \frac{n_m}{n_n} = \frac{n_{maş}}{n_e} = \frac{Q_m \cdot \eta_{mhac} \cdot q_n \cdot \eta_{nhac}}{Q_n \cdot q_m} \quad (1.6.2)$$

və $Q_m = Q_n$ olduğunu nəzərə alaraq:

$$i = \frac{q_n \cdot \eta_{mhac} \cdot \eta_{nhac}}{q_m} = \frac{q_{nmax} \bar{u}_n \eta_{nhac}}{q_{mmax} \bar{u}_m} \eta_{mhac}, \quad (1.6.3)$$

Elektrik mühərrikinin xarakteristikasının hidravlik motorunun xarakteristikasına gətirilməsi və maşınların iş rejimlərinin müəyyən edilməsi qrafiki və qraf-analitik üsulla yerinə yetirilə bilər.

$M_e = f(n)$ xarakteristikasının (şəkil 1.6.3) (1.6.3) tənliyi üzrə hesablanmasında ilkin olaraq hidravlik ötürmənin ümumi FİƏ-ni

1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

$\eta = 1,0$, momentin transformasiya əmsalını $k = 1/i = 2$ (ötürmə ədədi $i = \frac{q_{n\max}}{q_{m\max}} = 0,5$ – nasosun işçi həcmi hidravlik motorun işçi

həcmindən iki dəfə artıq qəbul edək.

Alınan gətirilmiş nəzəri xarakteristikadan ($M_{m.nəz} = f(n)$) hidravlik intiqalda güc itkilərinə uyğun gələn ΔM müqavimət momentini çıxmaq lazımdır: ΔM -in qiyməti aşağıdakı ifadə ilə müəyyən olunur:

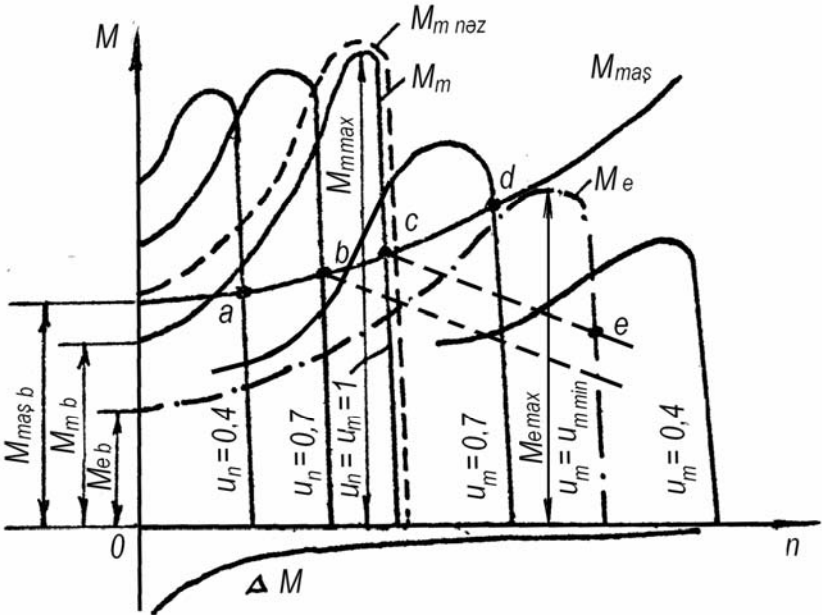
$$\Delta M = \frac{\sum \Delta N}{2\pi n_m}, \quad (1.6.4)$$

burada $\sum \Delta N$ güc itkiləri cəmidir.

Hidravlik motorun işçi rejimi $M_m = f(n)$ və $M_{maş} = f(n)$ xarakteristikalarının kəsişməsi nöqtəsi c ilə müəyyən olunur (şəkil 1.6.3: $u_n = 1$ və $u_m = 1$ olduqda c nöqtəsi ($\bar{u}_n$, $\bar{u}_m$ – tənzimləyici parametrləri u_n və u_m kimi işarə olunublar).

Elektrik mühərrikinin işçi rejimini tapmaq üçün (e nöqtəsi) c nöqtəsinin koordinatlarından və (1.6.1) tənliyindən istifadə etmək lazımdır.

Nasosun verimini tənzim etdikdə (tənzimləyici parametrlərini azaltdıqda $u_n \rightarrow \downarrow$, $u_{n\min} \leq u_n \leq 1$, $u_{n\min} \approx 0,3$) hidravlik motorun momenti praktiki olaraq dəyişmir və $M_m = f(n)$ asılılıq əyrisinin forması da müəyyən dərəcədə sabit qalır. Çıxış bəndinin dövrlər sayının u_n -nün azalması hesabına $M_m = f(n)$ əyrisinin paralel olaraq sol tərəfə yerdəyişməsi baş verir (şəkil 1.6.3, məsələn, $u_n = 0,7$; $u_n = 0,4$ olduqda gətirilmiş ayrılar). Bu halda müqavimətlərin ΔM -in artmasına görə $M_{m,max}$ bir qədər azalır, ancaq $M_{m,max}$ böyük qiymətlərdə qalır. Bundan təcrübədə hidravlik motor yüklənmə ilə işə salındıqda işəsalma momentinin artırılması üçün istifadə olunur.



Şəkil 1.6.3. Hidravlik intiqalın və asinxron elektrik mühərriklərin birgə işləməsinin rejim parametrlərinin qrafiki üsulla təyin edilməsi

Hidravlik motorun işçi həcmninə tənzimlənməsi zamanı ($u_m = \text{var}$, tənzimləyici parametrlərini azaltdıqda – $u_m \rightarrow \downarrow u_m$, $1 \leq u_m \leq u_{m \text{ min}}$, $u_{m \text{ min}} \approx 0,3$) dövrlər sayının artması ilə hidravlik motorun valındakı moment, yəni $M_m = f(n)$ süni xarakteristikası, sağa və aşağı yerini dəyişir (şəkil 1.6.3, $u_m = 0,7$ və $u_m = 0,4$ üçün ayrılır).

Nəzərdən keçirilən qurğuda $u_m < u_{m.min}$ olduqda $M_m = f(n)$ və $M_{maş} = f(n)$ xarakteristikalarının ayrılması kəsişmə (şəkil 1.6.3, məsələn, $u_m = 0,4$ üçün əyri) və bu rejimdə hidravlik intiqalın $M_{maş} = f(n)$ əyrisinə uyğun gələn yüklənmə ilə işi mümkün deyil. $u_n = 1$ olduqda və hidravlik motorun tənzimləyici parametrini u_m azaltdıqca maşının dövrlər sayı artır (elektrik mühərrikinin

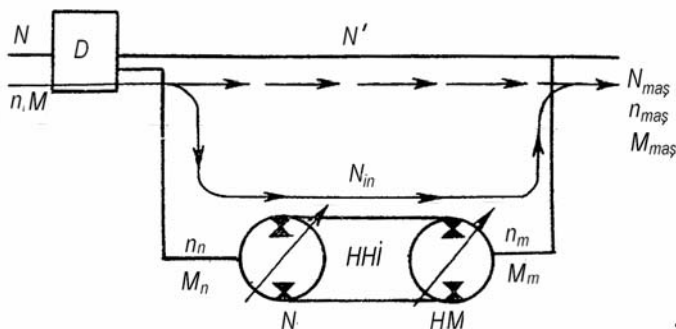
1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

dövrələrindən artıq olur) və bununla elektrik mühərrikinin gücündən tam faydalanmaq olar.

1.6.3. Gücün zahiri paylanması ilə həcmi hidromexaniki ötürmələr

Müasir həcmi hidravlik intiqallı ötürmələrdə, o cümlədən mobil maşınlarında, ümumi FİƏ-nı qaldırmaq məqsədilə qapalı diferensial hidravlik intiqallı ötürmələr tətbiq olunur. Bu tipli ötürmələrdə enerjinin giriş valından çıxış valına iki və ya daha çox hissələrə bölünməklə verilir. Gücün zahiri paylanması ilə həcmi hidromexaniki ötürmələr (HHMÖ) dişli çarxlı diferensialdan D və həcmi hidravlik intiqalından ibarətdir (şəkil 1.6.4).

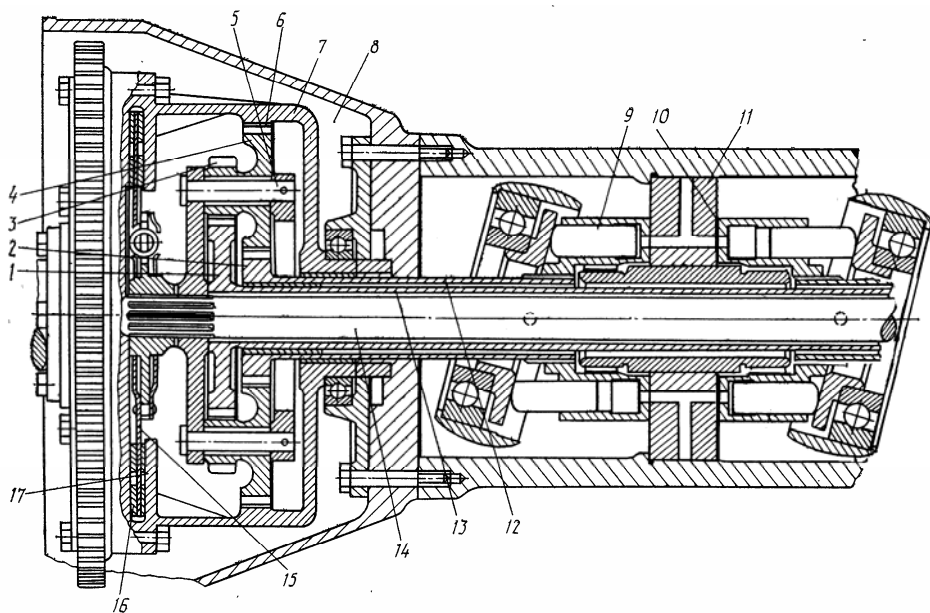
HHMÖ-inə daxil olan gücün N böyük hissəsi N' yüksək FİƏ-na malik olan mexaniki üsulla (dişli çarxlar və vallar vasitəsilə), kiçik hissəsi N_{in} isə tənzimlənən ikitəsirli iki istiqamətli nasoslu və hidravlik motorlu həcmi hidravlik intiqalla ötürülür. Buna görə bu tipli kombine ötürmələr, çıxış valının dövrlər sayını pilləsiz tənzimləyərək, eyni zamanda yalnız tək hidravlik intiqallı ötürməsinə nisbətən yüksək FİƏ-nı təmin edir.



Şəkil 1.6.4. Bir diferensialla qapalı hidravlik intiqallı ötürmənin struktur sxemi

1.6. Həcmi hidravlik intiqalın hərəkətverici mühərrikinin seçimi və onunla birgə işi

Nümunə kimi şəkil 1.6.5-də ingilis firmasının “Austin” patenti ilə istehsal olunan HHMÖ-nin konstruktiv sxemi göstərilmişdir. Dişli çarxların dişlərinin sayı $z_{min} = 14$ və $z_{max} = 70$ olduqda HHMÖ-nin ötürmə ədədi $i_{max} = 0,835$ və $i_{min} = 0,557$ qiymətlər intervalında pilləsiz dəyişə bilər. Pilləsiz tənzimləməsinin dərinliyi $R = 1,5$ -dir.



Şəkil 1.6.5. Vahid qutuda quraşdırılmış
HHMÖ-nin konstruktiv sxemi:

1 – nasos valında quraşdırılmış əsas dişli çarx; 2 – hidravlik motor valında quraşdırılmış əsas dişli çarx; 3, 4 – satelitlər; 5 – aparıcı mil; 6 – aparıcı dişli çarx; 7 – qutunun aparıcı valı; 8 – karter; 9 – nasos; 10 – hidravlik motor; 11 – paylayıcı; 12 – nasos valı; 13 – hidravlik motor valı; 14 – qutunun aparılan valı; 15 – aparılan valının friksion (sürtünmə) diski; 16 – muftanın sıxıcı diski; 17 – muftanın dayaq diski

1.7. HİDRAVLİK İNTİQALIN İSTİLİK REJİMİ

Hidravlik intiqalın istilik rejiminin hesabı hidravlik sistemdə işçi mayenin maksimal temperaturunu və həmçinin istilikvermə səthlərinin cəmini təyin etməkdən ibarətdir

1.7.1. Hidravlik intiqalın istilik rejimi haqqında ümumi məlumat

Hidravlik intiqalda güc itkiləri işçi mayenin və sistemin elementlərinin qızmasına sərf olunan istiliyin ayrılması ilə müşahidə olunur. Bu istilik işçi mayenin və hidravlik intiqalı təşkil edən avadanlığın temperaturunun artmasına gətirir. Hidravlik intiqal sisteminin temperaturu artdıqca işçi mayenin özlülüyü azalır, nəticədə maye sızmaları artır, nasosun verimi azalır, sürət rejimi (çıxış bəndinin sürətinin stabilliyi) pozulur, sistemin hərəkət edən və kipləşdirici elementləri sıradan çıxır. Bundan əlavə, temperatur artdıqca işçi mayenin oksidləşməsi sürətlənir, onun tərkibindəki molekulaların destruksiya (parçalanma) prosesə görə parçalanır, özlülük daha azalır, parçalanmış molekulalar hissələri polimerləşib qatran və digər çöküntülərin əmələ gəlməsinə səbəb olur. Məsələn, süni işçi mayələr istisna olmaqla, mineral işçi mayenin temperaturu $8...10^{\circ}\text{C}$ artdıqda onun oksidləşmə prosesinin sürəti iki dəfə artır.

Bunları nəzərə alaraq iş zamanı hidravlik intiqal sistemində istilik balansını yaratmaq lazımdır ki, iş zamanı dövr edən işçi mayenin lazımi temperaturunda hidravlik intiqalda əmələ gələn və ətrafa ötürülən istiliklər bərabər olsun.

Adətən, iş zamanı hidravlik intiqalda işçi mayenin optimal işçi temperaturu $[T_{i\dot{s}}] = 50...60^{\circ}\text{C}$ intervalında olmalıdır və hidravlik intiqalın hesabı və layihələndirilməsi də bu temperatur üçün aparılır. Nadir hallarda hidravlik intiqalda qısa müddətli işçi mayenin temperaturu 75°C çata bilər. Süni işçi mayələr tətbiq etdikdə hidravlik intiqallarda işçi mayenin temperaturu $[T_{i\dot{s}}] =$

140...150° C ola bilər.

Qərarlaşmış iş zamanı hidravlik intiqalın işçi mayesinin temperaturu göstərilən intervaldan kənara çıxarsa, onda əlavə tədbirlərin istifadəsi tələb olunur: rejimdə işçi mayenin temperaturu $T_{i\dot{s}} > [T_{i\dot{s}}]$ olduqda işçi mayeni soyudulması, $T_{i\dot{s}} < [T_{i\dot{s}}]$ olduqda isə qızdırılması lazımdır.

Hidravlik intiqal və ətraf mühit arasında istilik mübadiləsi prosesi əsas iki üsulla:

- təbii konveksiya;
- süni konveksiya

ilə baş verə bilər.

Qeyd olunmalıdır ki, açıq havada işləyən hidravlik intiqalın istilik rejiminə günəş şüalanma (radiasiya) vasitəsilə ötürülən istilik mütləq nəzərə alınmalıdır.

Hidravlik sistemin istilik rejiminin hesablamasında işçi mayenin hidravlik müqavimətlərini dəf etdikdə onun ayrı-ayrı hissələrinin *yerli* və ya bütün hidravlik sistemin ümumi *orta* qızması nəzərə alınır.

Ümumiyyətlə, yerli müqaviməti aradan qaldıranda maye axınında güc itkisi ΔN_y baş verir:

$$\Delta N_y = \Delta p_y Q_y, \quad (1.7.1)$$

haradakı Δp_y – maye axının yerli müqavimətdə təzyiq düşküsi; Q_y – yerli müqavimətdə maye axının həcmi sərfidir.

Bu güc itkisi ΔN_y maye axının və maye axını əhatə edən avadanlığının yerli qızmasına səbəb olur. Mexaniki yerli güc itkisinin ΔN_y istiliyə ΔN_{is} böyük sürətlə çevirməsinə görə bu proses *adiabatik* proses kimi və bütün əmələ gələn istiliyin mayenin qızmasına sərf olunması qəbul oluna bilər, yəni:

$$\Delta N_y = \Delta N_{is} = c_m \rho_m Q_y \Delta T_m, \quad (1.7.2)$$

burada c_m , ρ_m – mayenin xüsusi istilik tutumu və sıxlığı; ΔT_m –

mayenin yerli temperaturunun artmasıdır.

Onda maye axının temperaturun artması ΔT_m olacaqdır:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta p_y}{c_m \rho_m}. \quad (1.7.3)$$

Mineral mayenin sıxlığını orta hesabla $\rho_m = 900 \text{ kq/m}^3$ və mayenin xüsusi istilik tutumunu $c_m = 1800 \text{ C/(kq}^\circ\text{C)}$ qəbul etsək, yerli müqavimətdə təzyiq düşküsi (məsələn, drosseldə) $\Delta p_y = 100 \text{ MPa}$ olduqda maye axının temperaturunun artması $\Delta T_m \approx 6^\circ \text{ C}$ olacaqdır.

Hidravlik sistemdə güc itkilərə ΔN_{in} görə ayrıdan istiliyin miqdarı $N_{is\ in}$, ayrı-ayrı avadanlıqları nəzərə alaraq, aşağıdakı ifadədən müəyyən edilir:

$$\Delta N_{in} = N_{is\ in} = \Delta N_n + \Delta N_x + \Delta N_m. \quad (1.7.4)$$

Burada:

– ΔN_n – nasosda baş verən güc itkisi:

$$\Delta N_n = p_n Q_n \left(\frac{1}{\eta_n} - 1 \right) = N_{nv} (1 - \eta_n), \quad (1.7.5)$$

burada N_{nv} – hidravlik intiqalın girişindəki (nasosun valındakı) gücü; η_n – nasosun tam FİƏ-dır;

– ΔN_m – hidravlik mühərrikdə baş verən güc itkisi:

$$\Delta N_m = p_m Q_m (1 - \eta_m) = N_{mv} \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right); \quad (1.7.6)$$

burada N_{mv} – hidravlik intiqalın çıxışındakı (hidravlik mühərrikin valındakı) gücü; η_m – hidravlik mühərrikin tam FİƏ-dır;

– ΔN_x – hidravlik xətlərdə, o cümlədən idarəetməyə sərf olunan güc itkiləridir:

– borularda itkilər məlum Darsi-Veysbax düsturundan tapılır:

$$\Delta N_x = Q_m \left(\lambda_i \frac{L_i}{d_i} \rho \frac{v_i^2}{2} + \sum \zeta_i \frac{v_i^2}{2} \rho \right); \quad (1.7.7)$$

– ardıcıl drossellə tənzimləmədə güc itkiləri:

$$\Delta N_{dr ar} = \Delta p_{dr} Q_{dr}; \quad (1.7.8)$$

– paralel drossellə tənzimləmədə güc itkiləri:

$$\Delta N_{dr par} = p_n \Delta Q_{dr}. \quad (1.7.9)$$

Ümumiyyətlə, hidravlik intiqalda stasionar (dəyişməz) iş rejimində ayrılan istiliyin miqdarı $N_{is in}$ hidravlik intiqalın tam FİƏ η_{in} ilə tapmaq olar:

$$\Delta N_{in} = N_{is in} = N_{nv} (1 - \eta_{in}), \quad (1.7.10)$$

haradakı

$$\eta_{in} = \frac{N_{mv}}{N_{nv}}. \quad (1.7.11)$$

Hidravlik intiqallarında əsas iki növ iş rejimi mövcuddur:

- qeyri-müntəzəm (keçid) iş rejimi;
- müntəzəm (stasionar) iş rejimi.

Hidravlik intiqalı təşkil edən avadanlığın işə düşmə (sürətlənmə), dayandırma (tormozlanma), sürətlərinin və yükləmələrinin dəyişmə zamanı intiqalını qeyri-müntəzəm iş rejimi baş verir. Bu rejimdə əmələ gələn və aradan qaldırılan əlavə ətalət qüvvələri, axın sürətləri və güc itkiləri intiqalın müntəzəm iş rejimdəkindəkinə nisbətən xeyli fərqli və dəyişən olurlar. Ümumiyyətlə, hidravlik intiqalın qeyri-müntəzəm iş rejiminin istilik balansının hesabının nəzəri üsulla aparılması mürəkkəb məsələ olduğundan hidravlik intiqalın istilik rejiminin hesabında

adətən sadələşdirilmiş riyazi modeldən istifadə olunur. Bunun üçün bir tsiklin iş müddətini intiqalın iş tsikloqramına görə ayrı-ayrı hissələrə bölüb, hər bir period (vaxt) τ_i üçün güc itkilərini ΔN_i ayrıca müəyyən olunub, bütün bir tsikl üçün güc itkilərinin orta qiymətini ΔN_{or} hesablamaq olur:

$$\Delta N_{or} = \frac{\sum \Delta N_i \cdot \tau_i}{\sum \tau_i}. \quad (1.7.12)$$

Onda hidravlik intiqalın istilik balansını belə yazmaq olar:

$$N_{is\ in} \cdot \tau = (c_1 G_1 + c_2 G_2) \Delta T + K F \tau \left(\frac{\Delta T}{2} + T_l - T_h \right), \quad (1.7.13)$$

haradakı hidravlik intiqalın qeyri-müntəzəm rejimində τ – hidravlik intiqalın işə düşmə zamanı; c_1, G_1 – işçi mayenin xüsusi istilik tutumu və kütləsi; c_2, G_2 – avadanlığın metal hissələrinin xüsusi istilik tutumu və kütləsi; ΔT – τ müddətindən sonra işçi mayenin temperaturun artması ($\Delta T = T_i - T_l$); T_i – işçi mayenin cari temperaturu; T_l – işçi mayenin ilkin ($\tau = 0$ olduqda) temperaturu; K – avadanlığın xarici ümumi səthindən F ($F = \sum F_i$) ətraf mühitə gətirilmiş (orta) istilikötürmə əmsalı; T_h – ətraf mühitin (məsələn, havanın) temperaturudur.

Bir neçə materiallar üçün onların sıxlığı və xüsusi istilik tutumlarının qiymətləri cədvəl 1.7.1-də verilmişdir.

Keçid prosesində işçi mayenin zamanından τ asılı olaraq temperaturun artması ΔT daha dəqiq aşağıdakı düsturla təyin oluna bilər:

$$\begin{aligned} \Delta T = \Delta T_b \exp \left(- \frac{\sum K_i F_i}{c_1 G_1 + c_2 G_2} \tau \right) + \\ + \frac{N_{is\ in}}{\sum K_i F_i} \left[1 - \exp \left(- \frac{\sum K_i F_i}{c_1 G_1 + c_2 G_2} \tau \right) \right], \end{aligned} \quad (1.7.14)$$

burada ΔT_b – işçi maye ilə ətraf mühitin arasında ilkin temperatur fərqi. Adətən ilkin temperatur fərqi $\Delta T_b \approx 0$ və asılılığın eksponent olduğundan bu tənliyi sadələşdirmək olar:

$$T_{is} = T_h + \frac{N_{is\ in}}{\sum K_i F_i} \left[1 - \exp \left(- \frac{\sum K_i F_i}{c_1 G_1 + c_2 G_2} \tau \right) \right]. \quad (1.7.15)$$

Cədvəl 1.7.1.

Bir neçə materialların, mayelərin və qazların
sıxlığı və xüsusi istilik tutumu

Material, mayelər və qazlar	Sıxlığı ρ , kq/m ³	Xüsusi istilik tutumu, C/(kq °C)
Tunc	8800	400
Polad	7700	480
Çuqun	7500	540
Alüminium	2700	910
Rezin	1200	1400
Mineral yağ	900	1880
Su	1000	4200
Hava	1,207	1010

Hidravlik intiqalın qərarlaşmış rejimdə hidravlik sistemin istilik balansını belə göstərmək olar:

$$N_{is\ in} = KF\Delta T, \quad (1.7.16)$$

və buradan:

$$T_{is} = T_h + \frac{N_{is\ in}}{KF} = T_h + \frac{\Delta N_{or}}{\sum K_i F_i}. \quad (1.7.17)$$

İstiliyin ətraf mühitlə istilik mübadiləsi dövr edən işçi mayenin və ətraf mühitin temperaturlarının fərqi ΔT hesabına

hidravlik sistemin ayrı-ayrı elementlərinin səthlərindən baş verir. Mineral yağın nisbətən kiçik istilikkeçirməsini artırmaq üçün işçi mayenin intensiv hərəkəti və dövr etməsi lazımdır.

Həcmi hidravlik intiqalların istilik rejiminin hesabında hidravlik sistemin avadanlığının xarici səthləri onların daxilində işçi mayenin sürətlərinə görə şərti olaraq iki yerə bölünür:

- işçi mayenin sürəti kiçik ($v < 1,5$ m/san) olan (kiçik sirkulyasiyalı) avadanlıqların (hidravlik silindrlərin, hidravlik çənlərin və s.) səthləri;

- işçi mayenin sürəti orta və böyük ($v > 1,5$ m/san) olan (yüksək sirkulyasiyalı) avadanlıqların (klapanların, paylayıcıların, drossellərin, boruların bir hissəsi və s.) səthləri.

Bu təsnifatı nəzərə alaraq hidravlik intiqal sistemin müntəzəm rejimində işçi temperaturunu $T_{i\dot{s}}$ müəyyən etmək üçün aşağıdakı ifadədən istifadə olunur:

$$T_{i\dot{s}} = \frac{\Delta N_{or}}{K_1 \cdot F_1 + K_2 \cdot F_2} + T_h \leq [T_{i\dot{s}}], \quad (1.7.18)$$

burada F_1 və F_2 – işçi mayenin hərəkəti halında intensiv soyudulan (yüksək sirkulyasiyalı avadanlıqların) və orta hərəkəti halında soyudulan (kiçik və orta sirkulyasiyalı avadanlıqların) səth sahələrinin cəmləri, K_1 və K_2 – müvafiq olaraq, yüksək və kiçik sirkulyasiyalı avadanlığın istilikötürmə əmsalları; T_h – ətraf havanın temperaturu; $[T_{i\dot{s}}]$ – işçi mayenin qəbul olunmuş buraxıla bilən temperaturudur.

Aşağıdakı cədvəl 1.7.2-də cədvəldə müqayisə üçün hidravlik intiqallarda istilikötürmə əmsalların K [$\text{Vt}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$] təqribi qiymətləri bir neçə şərait üçün verilmişdir

Nəzəri baxımından hidravlik intiqalın müntəzəm rejiminə çatmasına sonsuzluq τ_∞ vaxt tələb olunur. Lakin, təcrübə göstərir ki, xarici şəraitlər sabit olduğu halda onlardan asılı olaraq hidravlik intiqalın stasionar rejiminə çıxmasına adətən $\tau_m = 1...2$ saat tələb olunur. Qəbul olunub ki hidravlik intiqalın müntəzəm iş rejimi işçi

mayenin temperaturu $T_{i\dot{s}} = 0,95 T_{i\dot{s} \infty}$ çatdıqda baş verir, haradakı $T_{i\dot{s} \infty}$ – işçi mayenin sonsuzluqda ola bilən temperaturdur.

Cədvəl 1.7.2.

İstilikötürmə əmsallarının K [$\text{Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$] təcrübi qiymətləri

	İstilik prosesin şəraiti	K [$\text{Vt}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
1	Hava konveksiyası olmadıqda	8...12
2	Havanın təbii konveksiyasında	15...30
3	Süni hava istidəyişdiricilərdə	70...90
4	Su istidəyişdiricilərdə	100...200

Hidravlik intiqalın işə başlamasından sonra onun bütün hidravlik sisteminin müntəzəm istilik rejiminin əldə olunması müddətini τ_m daha dəqiq aşağıdakı düsturdan tapmaq olar:

$$\tau_m = \frac{2,3 \cdot (c_1 \cdot G_1 + c_2 \cdot G_2)}{K_1 \cdot F_1 + K_2 \cdot F_2} \cdot \left[1,3 + \lg \left(1 - \frac{T_{i\dot{s}} - T_h}{0,95 \cdot T_{i\dot{s}}} \right) \right]. \quad (1.7.19)$$

Əgər $T_{i\dot{s}} \leq [T_{i\dot{s}}]$ mütənasibliyi ödənmirsə, onda əlavə soyutma metodları tətbiq edilmir.

Hidravlik intiqalın işçi mayenin və onun avadanlıqlarının temperaturun artmasının qarşısının alınması üçün bir neçə üsul tətbiq olunur:

- hidravlik intiqalın tam FİƏ-nın artırması, yəni intiqalda baş verən həcmi, mexaniki, hidravlik, idarəetmə itkilərinin azaltılması;
- hidravlik intiqalın qəbul olunmuş sxeminin mükəmməlləşdirməsi və optimallaşdırılması (məsələn, drossellə tənzimləmə üsulunu maşın (həcmi) tənzimləmə üsulu ilə əvəzlənmə, minimal lazımı verimli və ya çox axınlı nasosun tətbiqi və s);
- hidravlik tutumlarının (çənlərin, resiverlərinin) rəşional

formasının və konstruksiyasının seçilməsi, qızmış işçi mayenin borularda, avadanlıqlarda yüksək sirkulyasiyasının tətbiqi, sorma və vurma hidravlik xətlərinin bir birindən uzaqlaşdırma;

– xarici yükləmənin olmadığı halda hidravlik intiqalın qidalandırıcı nasosların avtomatik olaraq təzyiqdən azad olunması;

– hidravlik avadanlıqların gövdəsində, borularının xarici səthlərində istidəyişdirici səthlərin sahələrini artıran soyutma qabırğalarının tətbiqi;

– hidravlik intiqalın sistemində hava-yağ (radiatorlar) və ya su-yağ (borulu, lövhəli və s.) tipli istidəyişdiricilərin tətbiqi;

– işçi mayenin temperaturu artıqda və onun özlülüyü azaldıqda xüsusi avtomatik klapanlar vasitəsilə (termostatlarla) hava-yağ və ya su-yağ soyuducularının hidravlik sistemə qoşulması nəticəsində işçi mayenin temperaturunun məcburi azaldılması.

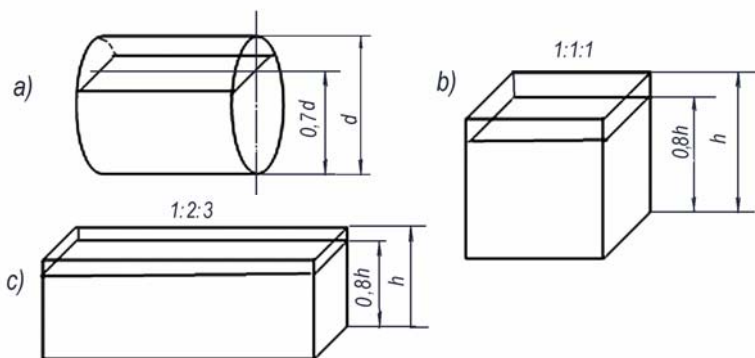
1.7.2. Hidravlik intiqal çəninin minimal həcmnin təyini

Hidravlik intiqal çəni bir neçə funksiyalara malikdir, o cümlədən, hidravlik sistemin işçi mayenin temperaturunu lazımi səviyyədə saxlamaq funksiyasından ibarətdir.

Adətən hidravlik çəndə işçi mayesinin səviyyəsi çənin hündürlüyünün 80%-ni təşkil edir. Ətrafdakı hava ilə istilik mübadiləsi prosesində hidravlik çənin ayrı-ayrı səthləri müxtəlif şəkildə iştirak edir. Hidravlik çənin xarici səthinin F_ζ onun daxilində olan faydalı işçi mayenin həcmi V_ζ ilə əlaqəsi çənin həndəsi ölçülərinin nisbətindən asılıdır (şəkil 1.7.1):

$$F_\zeta = k \sqrt[3]{V_\zeta^2}. \quad (1.7.20)$$

Məsələn, silindr formalı çənlər üçün: $F_\zeta = 5,5 V_\zeta^{2/3}$ (şəkil 1.7.1, a); kub formalı olduqda $F_\zeta = 6 V_\zeta^{2/3}$ (şəkil 1.7.1, b); ölçüləri 1:2:3 nisbətdə olduqda isə: $F_\zeta = 6,7 V_\zeta^{2/3}$ (şəkil 1.87.1, c).



Şəki 1.7.1. Hidravlik çənlərin həndəsi növləri

Hidravlik çənin həcmnin V_φ ilkin seçildikdə adətən hidravlik intiqalının qidalandırıcı nasosun 3...5 dəqiqədəki işçi mayeninə həcm sərfinə bərabər götürülür:

$$V_\varphi = (180 \dots 300) Q_n, \text{ m}^3, \quad (1.7.21)$$

burada Q_n – qidalandırıcı nasosun verimi, m^3/san .

Qərarlaşmış rejimdə hidravlik intiqalda ayrılan istiliyin hidravlik çənin səthlərindən ətrafdakı havaya konveksiya vasitəsilə ötürülməsini qəbul edib, aşağıdakı düsturdan:

$$T_{i\varphi} = T_h + \frac{N_{is\ in}}{KF} \leq [T_{i\varphi}] \quad (1.7.22)$$

çənin lazımi ümumi xarici səthinin F_φ qiymətini tapmaq olar:

$$F_\varphi = \frac{N_{is\ in}}{K_\varphi (T_{i\varphi} - T_h)} \quad (1.7.23)$$

Cənin müstəvi səthlərindən baş verən istilik mübadiləsinin istilikötürmə əmsalı K_φ aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$K_{\zeta} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\zeta}}{\lambda_{\zeta}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.7.24)$$

haradakı α_1 və α_2 – işçi mayenin cənin daxili səthlərinə və cənin xarici səthlərindən ətraf havaya istilikvermə əmsalları; λ_{ζ} , λ və δ_{ζ} , δ – cənin daxilindəki çirklənmənin (çöküntülərin) və cənin materialının istilikkeçirmə əmsalları və müvafiq olaraq onların qalınlıqlarıdır. Cənin materialı polad və ya çuqun olduqda istilikkeçirmə əmsalı $\lambda = 45 \dots 55 \text{ Vt/(m}^{\circ}\text{C)}$, miss materiallar üçün $\lambda = 345 \text{ Vt/(m}^{\circ}\text{C)}$ qəbul etmək olar.

Hidravlik çən təzə və ya təmiz olduqda:

$$\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \ll \frac{1}{\alpha_2}, \quad (1.7.25)$$

yəni istilik ötürmə prosesinə göstərilən əsas termiki müqavimət avadanlığın xarici səthində baş verir və bu səbəbdən $K_{\zeta} \approx \alpha_2$ qəbul olunur. İşçi mayenin sürəti 0,1 m/san kiçik və özlülüyü 100 sSt-an artıq olarsa $K_{\zeta} = 0,7 \cdot \alpha_2$ götürülür.

$F_{\zeta} = k \sqrt[3]{V_{\zeta}^2}$ ifadəni istifadə edərək və düzəliş əmsalını 0,8 nəzərə alaraq (çəndəki işçi mayenin həcmi $V_m = 0,8 V_{\zeta}$ (şəkil.

1.7.1)), hidravlik çənin tutumu $V_{\zeta} = \frac{1}{0,8} \sqrt[3]{\left(\frac{F}{k}\right)^3}$ hesablanır və

axırda onun tam həcmnin qiymətinin (1.7.21) nisbətini nəzərə alaraq, hidravlik tutumların nominal həcmələr sırasından qəbul olunur (cədvəl 1.7.3).

Çənin nominal $V_{\zeta \text{ nom}}$ həcminə görə hidravlik çənin tirlərin 1:2:3 və ya digər nisbətində onun əsas ölçüləri hesablanır və hidravlik sistemdəki işçi mayenin minimal həcmi tapılır.

Hidravlik çənlərin, hidravlik və pnevmatik akkumulyatorların
nominal tutumları, dm^3

						0,4		0,63	
1		1,6		2,5		4		6,3	
10		16		25		40		63	
100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000
10000	12500	16000	20000	25000					

1.7.3. Hidravlik intiqalın su istilikdəyişdiricilərinin hesabı

Hidravlik çənin daxilində yerləşən su istilik mübadiləsi aparatın (istilikdəyişdiricisin) hesabı aşağıdakı kimi yerinə yetirilir.

İşçi mayenin qərarlaşmış temperaturunda istilikötürmə prosesin tənliyini belə yazmaq olar:

$$N_{is} = N_{is\ in} - N_{is\ s} = N_{in} (1 - \eta_{in}) - KF\Delta T = K_{is} F_{is} \overline{\Delta T}_{is}, \quad (1.7.26)$$

burada N_{is} – istilikdəyişdiricidə işçi mayedən soyuducu su axınına verildiyi istilik; $N_{is\ in}$ – hidravlik intiqalda ayrılan istiliyin miqdarın cəmi; $N_{is\ s}$ – hidravlik intiqalının səthindən havaya konveksiya vasitəsilə ötürülən istiliyin miqdarı; N_{in} , η_{in} – hidravlik intiqalın girişindəki güc və onun tam FİƏ; K , F , ΔT – bu işarələr yuxarıda verilmişdir; ΔT – işçi mayenin qızdırmasının buraxıla bilən temperatur artımıdır, $\Delta T = [T_{is}] - T_{is}$; K_{is} , $\overline{\Delta T}_{is}$ – su istilikdəyişdiricisində işçi mayedən suya istilikötürmə əmsalı və istilik ötürmənin orta temperatur basqısı; F_{is} , – istilikdəyişdiricinin işçi səthidir.

İlanvarı borulardan ibarət istilikdəyişdiricilər üçün

istilikötürmə əmsalı bərabərdir:

$$K_{is} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \frac{1}{\alpha_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} + R_\zeta}, \quad (1.7.27)$$

haradakı d_1 , d_2 , α_1 , α_2 – borunun daxili və xarici diametrləri və onların səthlərinə uyğun istilik vermə əmsalları; λ – borunun materialının istilikkeçirmə əmsalı; R_ζ – borunun hər iki tərəfində əmələ gələn çirkənlənmələrin ümumi termiki müqavimətidir.

İstilikvermə əmsallarının α_1 və α_2 böyük intervalda dəyişməsinə görə istilikötürmə əmsalının K_{is} qiymətinin hesablamasında mürəkkəblik yaranır və bu səbəbdən su istilik dəyişdiriciləri üçün ilkin olaraq $K_{is} = 100 \dots 120 \text{ Vt/(m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$ qəbul olunur.

İstilikdəyişdiricidə orta temperatur basqısı aşağıdakı ifadədən tapılır;

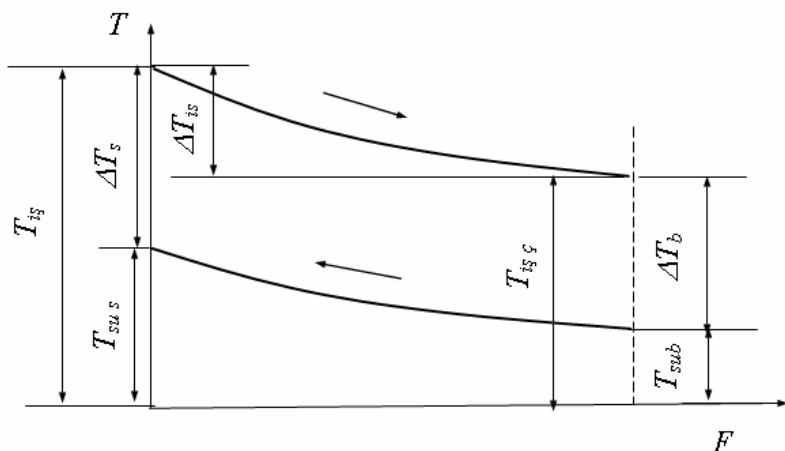
$$\overline{\Delta T}_{is} = \frac{T_{su s} - T_{sub}}{\ln \frac{T_{i\zeta} - T_{sub}}{T_{i\zeta} - T_{su s}}}, \quad (1.7.28)$$

burada $T_{su b}$, $T_{su s}$ – soyuducu suyun başlanğıc və sonuncu temperaturudur.

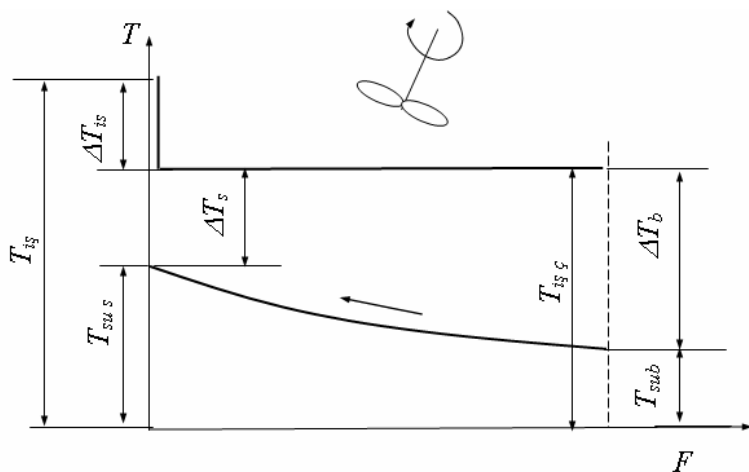
Əgər $\frac{T_{i\zeta} - T_{sub}}{T_{i\zeta} - T_{su s}} \leq 2$ olarsa (adətən belə olur), onda kifayət

qədər dəqiqliklə $\overline{\Delta T}_{is}$ üçün digər düsturdan istifadə etmək olar:

$$\overline{\Delta T}_{is} = \frac{\Delta T_s + \Delta T_b}{2} = \frac{(T_{i\zeta} - T_{su s}) + (T_{i\zeta s} - T_{sub})}{2}. \quad (1.7.29)$$



a)



b)

Şəkil 1.7.2. İstilikdəyişdiricilərdə axınların temperatur sahələri:

a – axınların qarşı-qarşıya hərəkətində;

b – axının biri tam qarışdırılmış, digər isə qarışdırılmamış şəkildə

Su soyuducunun istilik balansını aşağıdakı tənliklə təsvir oluna bilər:

$$N_{is} = K_{is} F_{is} \overline{\Delta T}_{is} = c_{su} \rho_{su} Q_{su} (T_{su s} - T_{su b}), \quad (1.7.30)$$

haradaki c_{su} – suyun xüsusi istilik tutumu; ρ_{su} – suyun sıxlığı; Q_{su} – suyun soyuducu borularda sərfi.

Onda işçi mayenin soyutma prosesini yerinə yetirmək üçün soyuducu suyunun həcmi sərfi olmalıdır:

$$Q_{su} = \frac{K_{is} F_{is}}{c_{su} \rho_{su} (T_{su s} - T_{su b})}. \quad (1.7.31)$$

Hesablamalar göstərir ki su istilikdəyişdiricilərində soyuducu suyun optimal sərfi $0,3...35 \text{ dm}^3/\text{dəq}$ intervalında olur. Soyuducu suyun sərfi $35 \text{ dm}^3/\text{dəq}$ -dən artıq olduqda işçi mayenin temperaturuna onun təsiri son dərəcədə azalır.

Hidravlik çəni keçdikdən sonra işçi mayenin temperaturu azalır və oradan qidalandırıcı nasosa daxil olur. Daxilində su soyuducusu olan hidravlik çəndə işçi mayenin temperaturun azalması aşağıdakı istilik balans tənliyindən tapmaq olar:

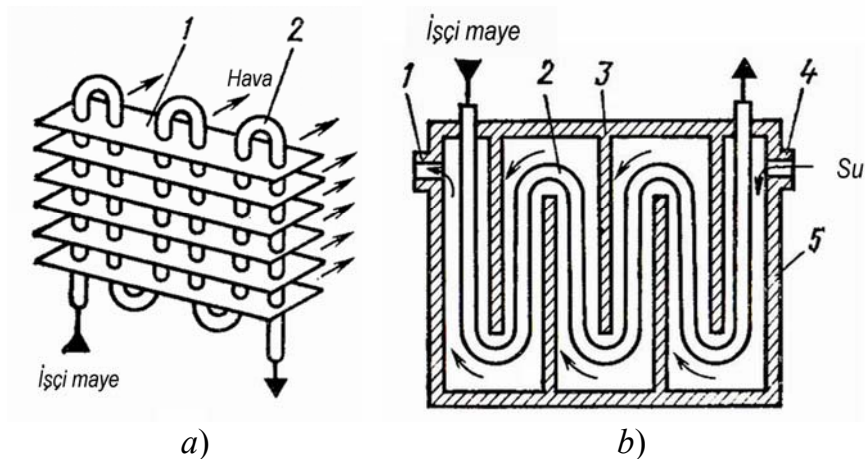
$$c_m \rho_m Q_n (T_{i\dot{s}} - T_{i\dot{s}\dot{\varsigma}}) = c_{su} \rho_{su} Q_{su} (T_{su s} - T_{su b}), \quad (1.7.32)$$

və

$$T_{i\dot{s}\dot{\varsigma}} = T_{i\dot{s}} - \frac{c_{su} \rho_{su} Q_{su} (T_{su s} - T_{su b})}{c_m \rho_m Q_n}, \quad (1.7.33)$$

haradaki c_m , ρ_m – işçi mayenin xüsusi istilik tutumu və sıxlığı; Q_n – qidalandırıcı nasosun verimi; $T_{i\dot{s}}$, $T_{i\dot{s}\dot{\varsigma}}$ – işçi mayenin hidravlik çənə daxil və xaric olunan temperaturlardır. Alınan axırncı tənlik hava soyuducusu olduqda havanın parametrlərini istifadə etməklə tətbiq oluna bilər.

Hidravlik intiqalların istilikdəyişdiricilərində soyuducu agent kimi adətən ətrafdakı havadan (şəkil 1.7.3, *a*) və ya sudan (şəkil 1.7.3, *b*) istifadə olunur. Lakin digər tipli mayelərin tətbiqi də mövcuddur. Məsələn, təyyarələrdə soyuducu maye kimi təyyarədəki yanacaqdan istifadə olunur.



Şəkil 1.7.3. Axınlar çarpaz-qarışıqlı şəkildə hava (a) və axınlar əks istiqamətli şəkildə olan su (b) istilikdəyişdiricilərin prinsipial sxemləri

1.8. HİDRAVLİK İNTİQALLARIN İŞÇİ MAYELƏRİNİN KONDİSIONERLƏRİ

İşçi mayelərin keyfiyyət parametrlərini və vəziyyətini lazımi səviyyədə alınması üçün hidravlik intiqallarda ***işçi maye kondisionerləri*** adlanan qurğular tətbiq olunur. Həcmi hidravlik intiqallarda adətən iki növ kondisionerlərdən istifadə olunur:

- bərk hissəciklərdən təmizləyicilər (bərk hissəcikləri ayırıcılar);
- istilikdəyişdiricilər.

1.8.1. İşçi mayeləri bərk hissəciklərdən təmizləyən aparatlar

Bərk hissəciklər ayırıcıları işçi mayelərini bərk çirkəşdirici qarışıqlardan ayırmaq üçün qurğulardır.

Mayelərin çirkənməsi aşağıdakı mənbələrdən və səbəblərə görə baş verir:

- hidravlik avadanlıqların hazırlanması zamanı;
- hidravlik qurğunun quraşdırma zamanı;
- işçi mayelərin saxlanılma zamanı;
- istismar zamanı xarici mühitdən;
- hidravlik maşınların və hidravlik aparatların hissələrinin yeyilməsi nəticəsində;
- hidravlik qurğuların hazırlanmasında istifadə olunan materialların oksidləşməsi nəticəsində;
- mayenin tərkibindəki komponentlərin oksidləşməsi və polimerləşdirməsi nəticəsində və s.

Bərk hissəciklərin ayırıcıları ***süzülmənin keyfiyyəti*** (zərifliyi) ilə xarakterizə olunur. Süzülmənin keyfiyyəti dedikdə onun işçi mayedən uyğun ölçüdə böyük olan hissəcikləri ayırmaq qabiliyyəti başa düşülür. Bərk hissəciklərin ayrılması zamanı süzülmənin keyfiyyətinə görə ayırıcılar aşağıdakı növlərə bölünürlər:

– kobud təmizləmə keyfiyyətli (mayedəki şərti diametri 100 mkm-dan (mikrondan) artıq olan hissəcikləri saxlayan, yəni təmizlənmə keyfiyyəti 100 mkm-a qədər olan). Bunlar hidravlik cənələrini doldurma dəliklərində, sorma və vurma hidravlik xətlərində və adətən ilkin təmizləmə üçün istifadə olunurlar;

– normal təmizləmə keyfiyyətli (10 mkm-a qədər), sorma və vurma hidravlik xətlərdə yerləşdirirlər;

– narın təmizləmə keyfiyyətli (5 mkm-a qədər), budaq hidravlik xətlərdə yerləşdirirlər və onlar adətən kiçik sərfli olurlar;

– xüsusi narın təmizləmə keyfiyyətli (1 mkm-a qədər).

İşçi mayenin təmizlik dərəcəsinə tələbat onun süzülmənin keyfiyyəti və ya təmizlik sinfi ilə bildirilir. Qəbul olunmuş normativlərə görə hidravlik sistemlərin işçi mayeləri üçün 19 təmizlik sinfi (00, 0, 1,2...17) nəzərdə tutulmuşdur. Təmizlik sinfi azaldıqca mayelərin süzülmənin keyfiyyəti (dərəcəsi) artır.

Cədvəl 1.8.1-də hidravlik avadanlıqların növündən asılı olaraq hidravlik sistemlərdə işçi mayelərin tövsiyə olunan təmizlik dərəcələri və onlara uyğun təmizlik sinifləri verilmişdir.

Mayenin bərk hissəciklərindən təmizlənməsi torvarı və məsaməli materialın (*süzgəclər*) və ya qüvvə sahəsində (*separatorlar*) köməyi ilə edilir.

1.8.1.1. Süzgəclər

Süzgəclər (filtrlər) sürtünən səthlərin yağlanmasını pisləşdirən və intensiv yeyilmənin səbəbi olan, hidravlik aparatlarının dəliklərini çirkləndirən bərk hissəciklərdən işçi mayeni təmizləmək üçün istifadə olunur. İşçi mayenin təmizliyindən hidravlik intiqalın xidmət müddəti və işinin etibarlılığı asılıdır.

Torvarı və məsaməli materiallı hidravlik təmizləyicilərin (süzgəclərin) köməyi ilə prinsip etibarilə istənilən dərəcədə təmizləməyə nail olmaq olar. Süzgəc materialının məsamələri kiçik

1.8. Hidravlik intiqalların işçi mayelərinin kondisionerləri

olduqca işçi mayenin təmizlənməsi daha yaxşı olur, lakin bu halda süzgəcin müqaviməti sərt artır və onun buraxıla bilən qabiliyyəti azalır.

Cədvəl 1.8.1

Hidravlik avadanlıqların növündən asılı olaraq
hidravlik sistemdə işçi mayelərin tövsiyə olunan
təmizlik dərəcəsi (mkm) və təmizlik sinfi

Hidravlik avadanlıqlar və hidravlik aparatlar	İşçi mayenin təmizlik dərəcəsi, mkm	Təmizlik sinfi
Dişli çarxlı nasoslar ($p \leq 2,5$ MPa}; tənzimlənməyən lövhəli nasoslar ($p \leq 6,3$ MPa)	40	14.. 15
Tənzimlənməyən lövhəli nasoslar ($p = 12,5...16$ MPa); tənzimlənən lövhəli nasoslar ($p \leq 6,3$ MPa); tənzimlənən və tənzimlənməyən aksial- porşenli nasoslar və hidravlik motorlar ($p = 6,3...16$ MPa); hidravlik güc silindrlər, istiqamət- ləndirici və tənzimləyici hidravlik aparatlar ($p \leq 20$ MPa);	25	12..14
Drosselləşdirici hidravlik paylayıcıları, servotexnika	5... 10	10..12
Çevik avtomatlaşdırılmış sistemləri və onlara aid avadanlıqları	5	9..10

Süzücü hissənin (filtrləyici vahid elementin)
konstruksiyasından asılı olaraq süzgəclərin aşağıdakı növləri olur:

– *aralıqlı süzgəclər*. Bu tipli süzgəclərdə işçi mayenin
təmizlənməsi onun süzgəc elementin aralıqlardan keçməsi ilə baş

verir. Bunlara kobud təmizləmə keyfiyyətli 80...120 mkm-a lövhəli və süzmə keyfiyyətli 40...100 mkm-a qədər olan məftilli süzgəclər aiddir:

– *torvarı süzgəclər*. Bu tipli süzgəclərdə təmizləmə işçi mayenin şəbəkə xanalarından keçməsi ilə baş verir. Bu xanalar metal məftildən (çox hallarda nikeldən hazırlanan) kvadrat ya sarja üsulu ilə toxunan torlarda alınır. Belə süzgəclər bir qayda olaraq normal təmizləmə keyfiyyətli süzgəcləri kimi istifadə olunur və sorma və vurma hidravlik xətlərdə istifadə olunurlar .

– *məsaməli süzgəclər*. Bu tipli süzgəclərdə təmizləmə işçi mayenin süzücü elementinin məsamələrindən keçməsi ilə baş verir.

Məsaməli süzgəclər öz növbəsində süzücü elementlərin materiallarından asılı olaraq iki: səthi və həcmli növlü olurlar:

Süzücü elementlərin materiallarına aiddirlər:

– səthi növlü:

- metal torlar;
- məftillər;
- parçalar;
- kağız karton;

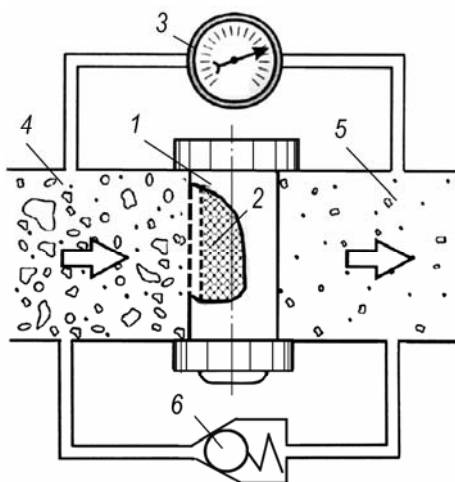
– həcmli növlü:

- keçə;
- keramika;
- metal-keramik xüsusi materiallar və s.

Hidravlik sistemində yerləşdirilməsindən asılı olaraq iki növ süzgəclər istifadə olur: *yüksək təzyiqli* və *alçaq təzyiqli* süzgəclər. Alçaq təzyiqli süzgəclər yalnız hidravlik sistemin sorma və ya axıtma xətlərində yerləşdirilə bilirlər.

Süzgəclərdə işçi mayenin hissəciklərinin təmizlənməsi onun süzücü elementindən keçməsi ilə baş verir (şəkil 1.8.1). Süzgəclərin hidravlik sxemlərdə şərti işarələri şəkil 1.8.2-də verilmişdir.

Şəkil 1.8.3-də daha çox yayılmış *süzücü elementlərinin* konstruksiyalarının nümunələri göstərilmişdir.



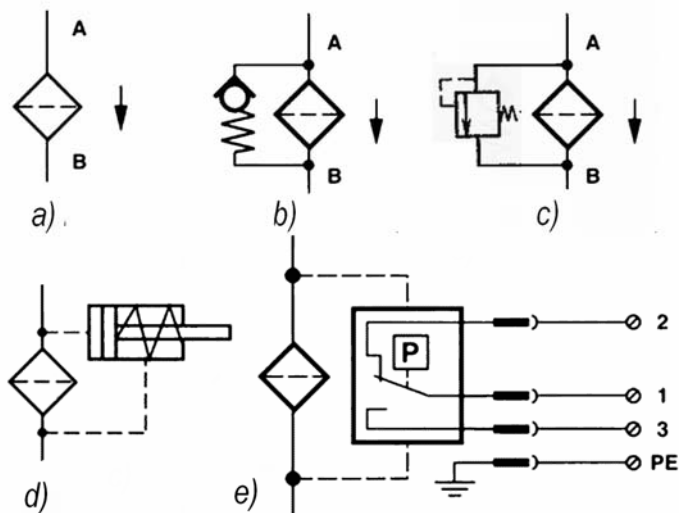
Şəkil 1.8.1. İşçi mayenin süzgəclə təmizlənməsinin prinsipi:

1 – süzgəc; 2 – süzücü element; 3 – süzgəcdə təzyiq düşküsunü ölçən manometr; 4 – daxil olan işçi maye; 5 – təmizlənmiş işçi maye; 6 – əks klapən

Şəkil 1.8.3, *a*-da silindrik formaya malik torvarı filtrləyici elementin konstruksiyası göstərilmişdir. O, dəlikli (perforasiya olunmuş) metaldan hazırlanmış karkasdan 3, perforasiya olunmuş büzmlənmiş arakəsmədən 1 və birləşdirici həlqələrdən 2 və 4 ibarətdir.

Şəkil 1.8.3, *b*-də torvarı süzücü halqalar dəstindən və fiqurlu diskdən hazırlanmış diskli şəbəkəli süzücü element göstərilmişdir. Süzücü halqalar 5 və 6 korroziya qarşıya davamlı tordan hazırlanmış dayaq həlqəvi lövhə 7 və fiqurlu disk 2 üzərində qurulur. 5, 6 halqaları və 7 dayaq həlqəvi lövhə daxili çənbərlə 1 möhkəm birləşdirilir. Xarici çənbər 3 yuxarı, aşağı halqaları və fiqurlu diski birləşdirir. Hermetikliyi təmin etmək üçün çənbərlərdə kipləşdiricilər 4 və 8 istifadə olunur. İşçi maye xaricdən 5 və 6 süzücü halqalardan fiqurlu disk 2 istiqamətinə keçir. Çirkləşdirici hissəcikləri 5 halqasının xarici səthinə çökür.

Fiqurlu disk 2 süzücü halqalar və dayaq həlqəvi lövhə üçün karkas rolunu oynayır.



Şəkil 1.8.2. Süzgəclərin hidravlik sxemlərdə şərti işarələri:

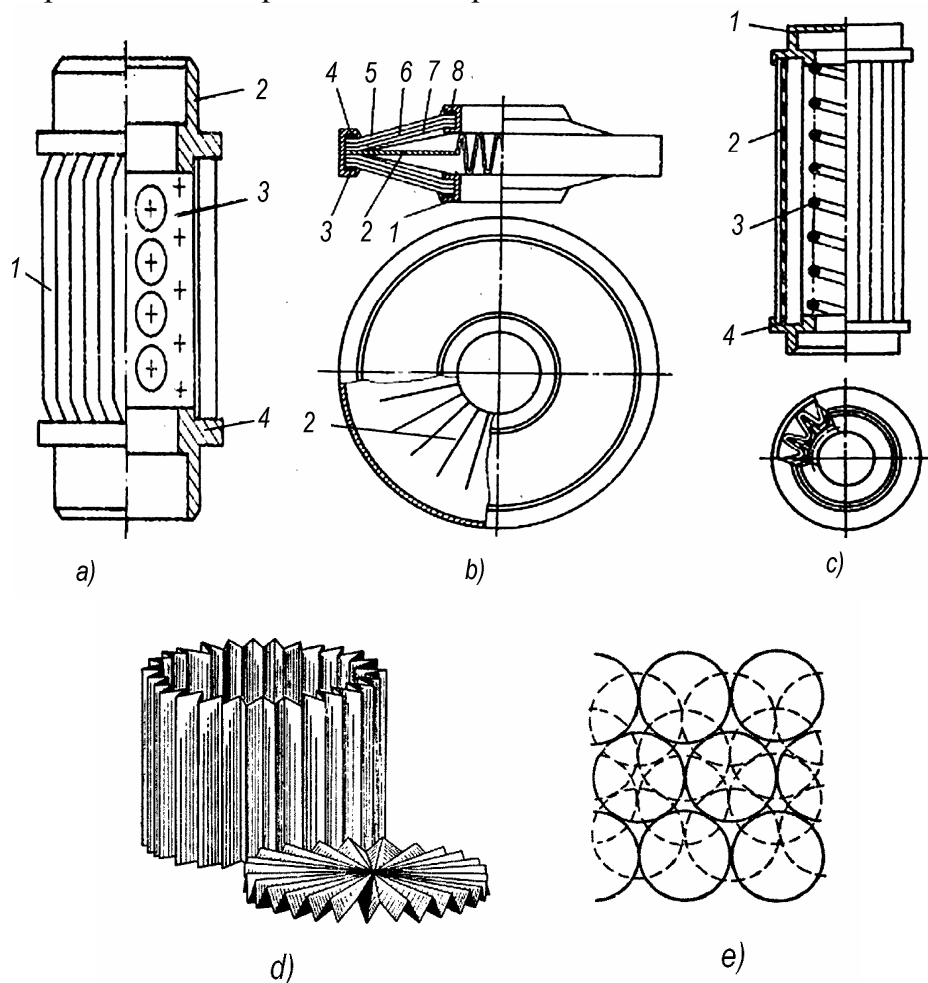
- a* – axıdıcı klapanızsız; *b* – əks klapanlı; *c* – axıdıcı klapanlı;
d – çirkləndirmə dərəcəsini göstərən optik indikatorlu;
e – elektrik indikatorlu

Silindrik kağız süzücü element (şəkil 1.8.3, *c*) şaybalar (sıxıcı halqalar) 1 və 4 aralarında sıxılmış arakəsmə torvarı büzməli kağız filtr qatdan 2 və vintli yay şəklində hazırlanmış məftil karkasdan ibarətdir. Belə süzücü elementlərin nominal süzmə qabiliyyəti 6 mkm-a çatır.

Kağız süzücü element adətən silindr şəkilində olur, hansının ki süzücü səthini artırmaq məqsədilə divarları müxtəlif büzülmüş formada olur (şəkil 1.8.3, *d* və *e*).

Kağız süzücü elementləri digər elementlərlə müqayisədə aşağı qiymətə malik olduğundan daha çox yayılmışdır. Onların çatışmamazlığı – kağız süzücü materialının möhkəmliyinin yüksək

olmaması və onun şişməsinin mümkünlüyüdür. Göstərilən çatışmamazlıqlar kağızı bakelit lakın spirt məhlulunun hopdurulması ilə qismən aradan qaldırılır.



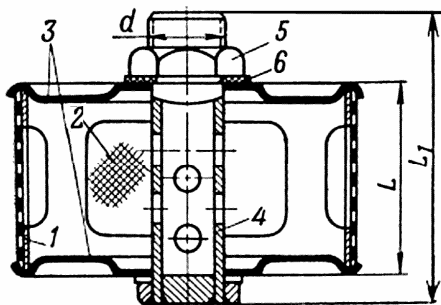
Şəkil 1.8.3. Süzücü elementlərin müxtəlif növlərinin konstruksiyaları:

a – torvarı silindrik; *b* – torvarı həlqəvi; *c* – kağızlı silindrik; *d* – silindrik və diskli kağızlı element; *e* – bişməklə bitişmiş kürəklər layının strukturu

1.8.1.2. Süzgəclərin konstruksiyaları

Torvarı tipli süzgəclər (şəkil 1.8.4) hidravlik sistemin sorma və vurma xətlərində, hidravlik cənlərin doldurma dəliklərində yerləşdirilir. Süzücü element 3 tuncdan toxunmuş lazımı təmizlənmə keyfiyyətindən asılı gözlərinin ölçüsündə tordan hazırlanır. Süzücü elementə torlar bir və ya bir neçə layla yerləşdirilir. Maye axınına göstərilən hidravlik müqaviməti azaltmaq üçün süzücü səthi mümkün qədər artırılır.

Süzgəc torla 2 iki layla üzlənmiş işçi maye keçmək üçün dəlikli gövdədən 1 ibarətdir. Gövdənin hər iki yan tərəfi həlqələrlə 3 bağlıdır. Həlqələrin mərkəzi dəliklərdən perforasiya olunmuş (deşilmiş) borucuq keçir, hansı ki qidalandırıcı nasosun sorma borusu ilə birləşdirilir. Süzgəc özü hidravlik cəndəki işçi mayədə batırılmış vəziyyətdə yerləşdirilir

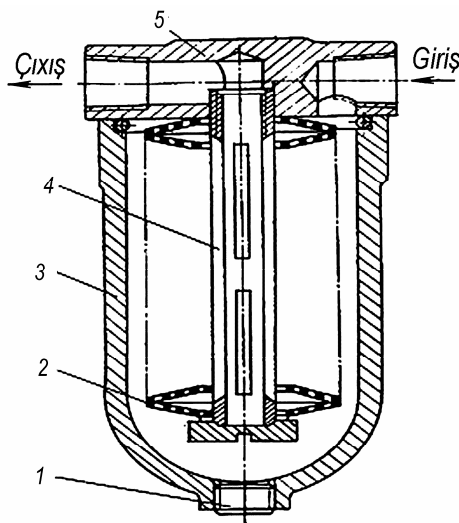


Şəkil 1.8.4. Torvarı tipli süzgəcin konstruksiyası:

1 – gövdə; 2 – torvarı element; 3 – sıxıcı həlqələr; 4 – perforasiya olunmuş borucuq; 5 – bərkidici qayka; 6 – kipləşdirici araqaclar

Digər torvarı halqa şəkilli süzücü elementlər paketindən 2 ibarət süzgəcin konstruktiv sxemi şəkil 1.8.5-də verilmişdir. Süzücü elementlər paketi stəkanda 3 yerləşdirilmiş boru şəkilli

milin 4 üzərində həmin diskli torvarı süzücü dəstədən ibarətdir. Təmizlənmiş maye boruvarı milin 4 dəliklərdən onun daxili kanalından və qapağın 5 kanalından keçərək hidravlik sistemə daxil olur. Süzülmüş qarışıqlar dövrü olaraq axıtma dəliyindən tıxacı 1 açılmaqla xaric edilir. Təkrar istifadə məqsədi ilə diskli torvarı süzücü elementlər çirkləndikdə onları süzücüdən çıxarıb təmizlənilib bərpa oluna bilər və ya süzücü dəstə tam dəyişməlidir.



Şəkil 1.8.5. Həlqəvi torvarı süzücü elementli C42 tipli süzgəcin konstruksiyasının sxemi

1 – tıxac; 2 – həlqəvi torvarı süzücü elementlər paketi;
3 – gövdə; 4 – dəlikli mil

Məftilli süzgəclərin konstruksiyaları torvarı tipli süzgəclər kimidir. Onlar böyük miqdarda radial istiqamətdə dəliklər və ya pazlar olan borunun xarici səthinə dəqiq diametrli və ya trapesiya kəsikli dolanmış məftillər sıralardan ibarətdir. Sıralar arasında

məsafələr tələb olunan təmizlənmə səviyyəsindən (50 mkm-a qədər) asılıdır.

Cədvəl 1.8.2

Torvarı süzücü elementli C42 tipli süzgəcin əsas parametrləri

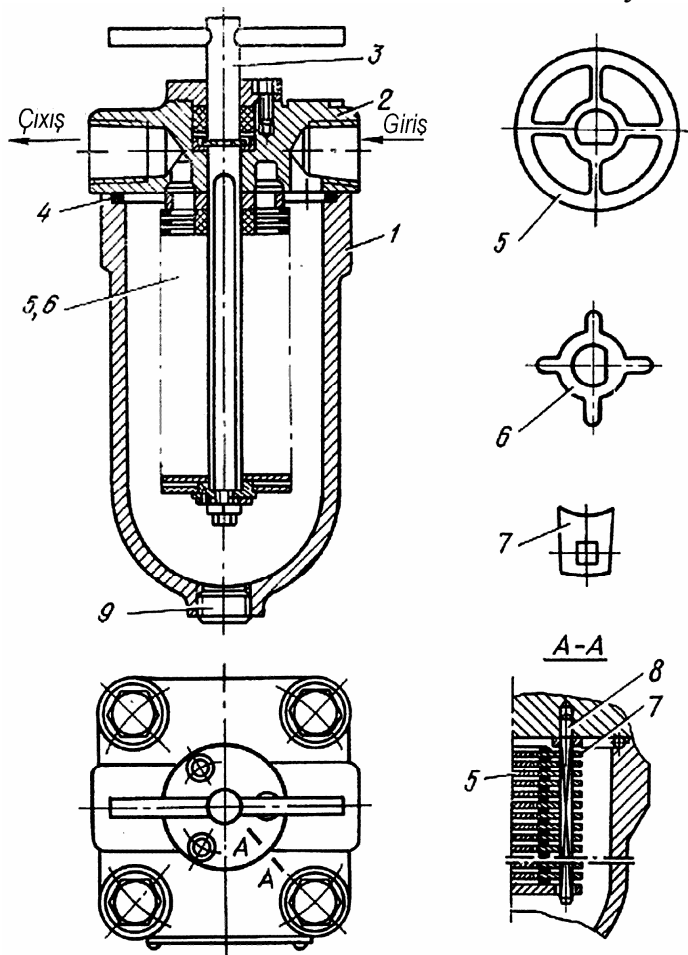
Növü	Təmizləmə dərəcəsi, mkm	Şerti diametri, mm	Sərfi, dm^3/san	Kütləsi, kq
0,08 C42-11	80	10	0,050	2,75
0,08 C42-12	80	10	0,133	2,75
0,08 C42-13	80	15	0,267	6,0
0,08 C42-14	80	20	0,534	7,62

Torvarı və məftilli süzgəclərin əsas mənfə cəhəti təkrar istifadəsi məqsədi ilə onların çökmüş hissəciklərdən təmizlənməsinin müşköllüyüdür.

Lövhəli (aralıqlı) süzgəclər hidravlik sistemin vurma (yüksək təzyiqli) və axıtma (alçaq təzyiqli) hidravlik xətlərində yerləşdirilir. Γ41 tipli lövhəli süzgəc (şəkil 1.8.6) gövdə 1, qapaq 2 və süzücü elementlər dəstəsi üzərində bərkidilmiş mildən 3 ibarətdir.

Mayenin daxil və xaric edilməsi üçün iki dəlikli qapaq gövdəyə boltlarla bərkidilir, araları isə rezin araqaatı 4 ilə kipləşdirilir. Süzücü elementlər dəstəsi əsas 5 və aralıq 6 lövhələrdən ibarətdir. Maye süzgəcin gövdəsinə daxil olaraq, əsas və aralıq lövhələr aralıqlardan süzülərək süzgəcin daxili boşluğuna daxil olur. Bərk hissəciklər lövhələrin aralıqlarında saxlanıb yığılırlar. Mayenin təmizlənmə dərəcəsi aralıq lövhələrin qalınlıqlarından asılıdır. Süzgəcin istismar prosesi zamanı aralıqlar tutulur. Lövhələri təmizləmək üçün əsas və aralıq lövhələr aralarında yerləşdirilmiş və sancağa 8 bərkidilmiş ərsinlərdən 7 istifadə olunur. Dəstək vasitəsilə mili 3 döndərərək ərsinlər lövhələr aralıqlarının girişdəki yığılmış çöküntüləri sıyırıb onları

təmizləyir. Ayrılan çirkəşdirici maddələr süzgəcin gövdənin dibində yığılır və oradan dəlikdən 9 vaxtaşırı xaric olunur. Süzgəcin belə sadə təmizləmə üsulu onların üstünlüyüdür.

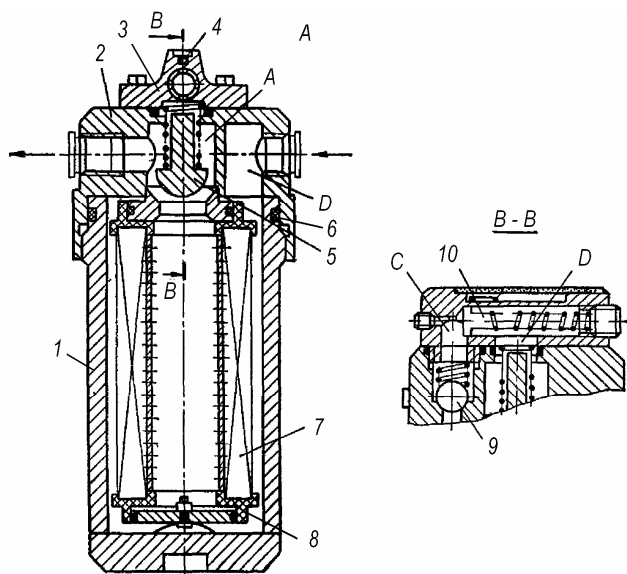


Şəkil 1.8.6. Г41 tipli lövhəli süzgəcin konstruksiyasının sxemi:

- 1 – gövdə; 2 – qapaq; 3 – mil; 4 – rezinli həlqə; 5 – əsas lövhələr;
 6 – aralıq lövhələr; 7 – tərpənməz ərsin (qaşıcı) dəstəsi;
 8 – sancaq; 9 – tıxac.

İşçi mayenin təmizləməsi keyfiyyətini artırmaq məqsədilə narin təmizləmə qabiliyyətinə malik süzgəclər tətbiq olunur. Lakin, onlar, kiçik sərfəli və nisbətən böyük hidravlik müqavimətinə malik olduğundan, budaq (paralel) xətlərdə və onların tez tutulmasının qarşısını almaq üçün kobud təmizləyici süzgəclərdən sonra yerləşdirilir. Narin təmizləyici süzgəclərin süzücü elementlərində əsasən kağız karton, parçalar, keçə, keramika və metal-keramik xüsusi materiallar kimi materiallar tətbiq olunur.

Şəkil 1.8.7-də kağız süzücü elementli ФП17 tipli süzgəcinin konstruksiyasının sxemi verilmişdir, hansının ki iş prinsipi aşağıdakı kimidir: hidravlik sistemi işə saldıqda işçi maye *D* kanalından süzgəcə daxil olur. Süzgəcdən keçərək təmizlənmiş işçi maye əks klapanı 5 açır və *A* kanalından xaric olunur.



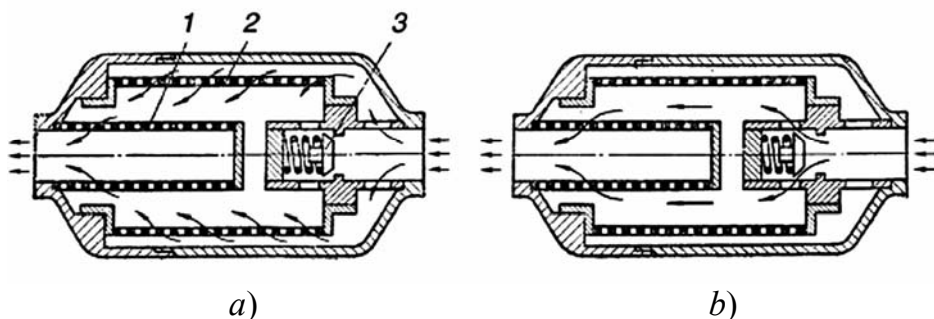
Şəkil 1.8.7. Kağız süzücü elementli ФП17 tipli süzgəcinin konstruksiyasının sxemi

Süzücü elementin çirklənməsi zamanı giriş və çıxış xətlərdəki təzyiqlər fərqi yüksəlir və nəticədə axıtma klapanı açılır.

İşçi mayenin bir hissəsi süzücü elementdən yan keçərək *C* kanalına daxil olur. Bu zaman indikator qurğusunun zolotniki *10* sağa doğru hərəkət edir. Nəticədə maye *D* girəcək boşluğunu keçərək *A* kanalından birbaşa xaric olunur.

Toxuma mallardan (parçalardan) ibarət və kağız kordonlu süzücü elementli süzgeclər vasitəsilə işçi mayeni bir gedişdə 75% qədər 4...5 mkm-dan böyük bərk hissəciklərdən təmizləmək olur. Belə kombinə kobud *1* və narin *2* təmizləyici süzücü elementlərdən ibarət süzücünün konstruktiv sxemi şəkil 1.8.8-də göstərilmişdir.

Narin süzücü element işçi vəziyyətində olduğu halda maye ardıcıl olaraq hər iki süzücü elementdən keçir (şəkil 1.8.8, a). Narin süzücü element tutulduqda süzgecin girişində təzyiqin artmasına görə axıdıcı klapın *3* açılır və işçi maye birbaşa kobud süzücü elementdə keçir (şəkil 1.8.8, b).



Şəkil 1.8.8. Kobud və narin təmizləyici süzücü elementlərdən ibarət kombinə süzücü

a – narin süzücü element işçi vəziyyətdə olduğu halda; *b* – narin süzücü elementin tutulduğu halda;

1 – kobud süzücü element; *2* – narin süzücü element;

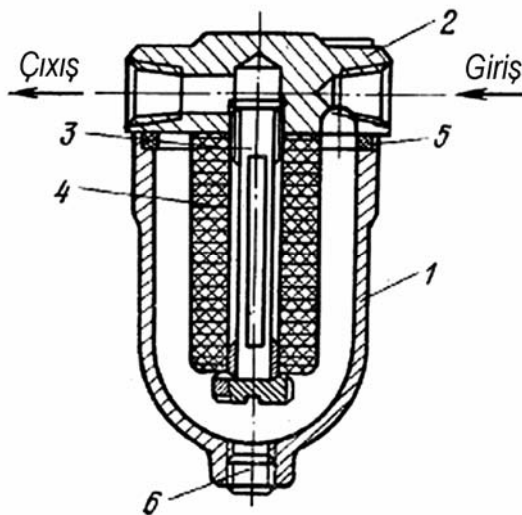
3 – axıdıcı klap;

Keca və **metalkeramik** süzücü elementli süzücülər narin təmizləyici süzücülər qrupuna daxildirlər. İşçi maye məsələli

qalın laylı materialdan (doldurucudan) keçməsinə görə onları *həcmi (daxili) süzgəcləri* də adlandırırlar, Onlar çirkləri daha yüksək yığma qabiliyyətinə və daha uzunömürlüyə malikdirlər.

Yüksək temperaturda təzyiq altında metal və qeyrimetal ovuntuları bitişdirmiş məsaməli metal və keramik süzgəclər daha geniş yayılmışdır. Metalkeramik süzücü materialın strukturu şəkil 1.8.3, e-də göstərilmişdir. Burada işçi maye kürelərin arası uzun və əyri-üyrü kanallardan keçərək təmizlənir,

Γ43 tipli gecəli süzgəcin konstruksiyası həlqəvi süzücü elementli süzgəcin konstruksiyasına oxşardır – torvarı süzücü elementlərin yerinə keçədən hazırlanmış həlqələr dəstəsi yerləşdirilir (şəkil 1.8.9).



Şəkil 1.8.9. Γ43 tipli keçəli süzücü elementli süzgəc:

- 1 – gövdə; 2 – qapaq; 3 – perforasiyalı borucuq;
4 – süzücü elementlər dəstəsi

1.8.1.3. Süzgəclərin hidravlik sistemə qoşulma sxemləri

Süzgəclərin hidravlik sistemə qoşulması sxemi bir neçə amillərdən asılıdır, o cümlədən:

- çirklənmə mənbəyi;
- hidravlik intiqalın avadanlığının çirklənmələrə həssaslığı;
- hidravlik intiqalın iş rejimi;
- hidravlik sistemin işçi təzyiqi;
- xidmətin müntəzəm və qeyri müntəzəm edilməsi;
- işçi mayenin növü;
- hidravlik sistemin istismar şəraiti.

Hidravlik qurğuda süzgəclərin yerləşdirilməsi aşağıdakı şəkildə ola bilər:

- ardıcıl, yəni bütün işçi maye axınının süzgəcdən keçməsi ilə;
- paralel, yəni yalnız daha məsul qurğulara yönəldilən işçi mayenin süzgəcdən keçməsi ilə həyata keçirilir.

Çox zaman hidravlik sistemlərdə hər iki süzülmə sxemlərinin kombinasiyasından istifadə olunur.

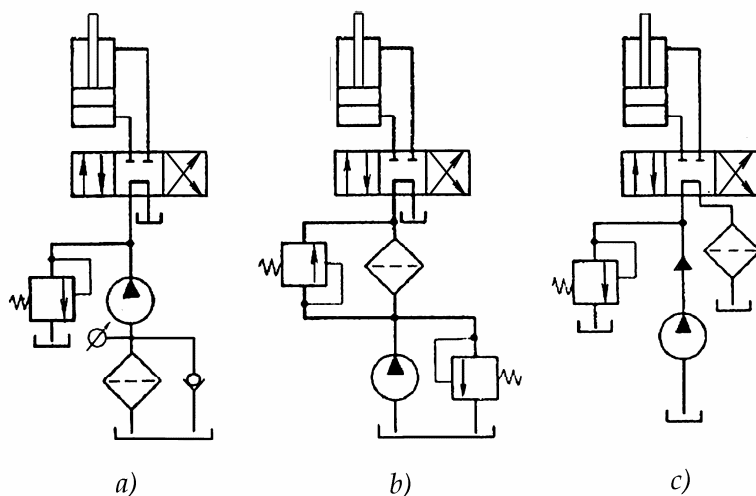
Süzgəclərin ***ardıcıl qoşulma*** variantları şəkil 1.8.10-da verilmişdir.

I. *Süzgəcin nasosun sorma xəttində yerləşdirilməsi* (şəkil 1.8.10, a). Bu halda hidravlik intiqalın bütün avadanlıqları təmizlənmiş işçi maye ilə işləyir, süzgəc kiçik təzyiq altında olur. Lakin, süzgəc çirkləndikcə sorucu xətdə müqavimət artır və özüsorma nasosunun girişində kavitasiya hadisəsinin yaranmasının ehtimalı yüksəlir. Bir qayda olaraq, bu sxem üzrə kiçik işçi təzyiqlər fərqiə malik kobud təmizləmə süzgəcləri quraşdırılır ki, onlar böyük maye sərfinə və kiçik hidravlik müqavimətinə malik olsun. Onlar qoruyucu klapənla və çirklənməni təyin edən indikatorla təchiz olunurlar.

2. *Süzgəcin basqı xəttində nasosdan sonra yerləşdirilməsi* (şəkil 1.8.8, b). Bu halda hidravlik intiqalın bütün avadanlıqları

qidalandırıcı nasos istisna olmaqla təmizlənməmiş işçi mayedə işləyir, yəni süzgəcin bu şəkildə qoşulmasında çatışmamazlıq ondan ibarətdir ki, o nasosu hidravlik cəndəki mayedə olan müxtəlif çöküntü və tullantılardan qorumur, süzgəc böyük təzyiq altında olur. Bununla bağlı lazımi möhkəmliyi əldə etmək üçün süzgəc gövdəsinin divarı kifayət qədər qalın olmalıdır və buna uyğun olaraq onun kütləsi xeyli artır.

Süzgəc çirkləndikdə onun qorunması üçün süzgəcin əvvəlində qoruyucu klapan tətbiq olunmalıdır.



Şəkil 1.8. 10. Hidravlik qurğuda süzgəclərin ardıcıl yerləşdirilməsinin növləri:

a – nasosun sorma xəttində; *b* – basqı xəttində;
c – axıtma xəttində.

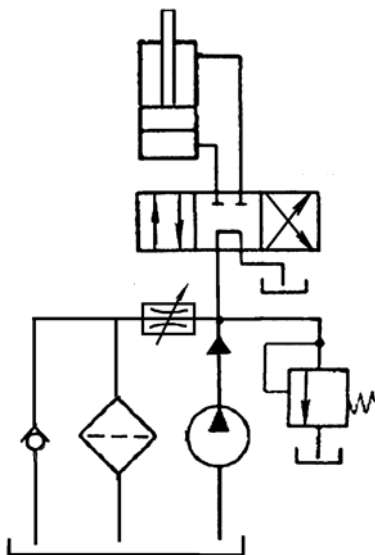
3. *Süzgəcin axıtma xəttində yerləşdirilməsi* (şəkil 1.8.10, *c*).
 Bu halda süzgəcin özü kiçik təzyiq altında işləyir, ancaq hidravlik intiqalın bütün elementləri isə təmizlənməmiş işçi mayedə işləyir. Mayenin təmizlənməsi hidravlik intiqalın sonunda baş verir, ona görə də bu sxem mayenin ətraf mühitindən yaxşı təcrid edilməsinə tətbiq olunur.

Baxmayaraq ki, süzgəcin axıtma xəttinə qoşulması hidravlik qurğuları çirklənmiş hissəciklərdən qorumur, o bir sıra üstünlüklərə malikdir:

- o nasosun işçi mayenin sormasına mane olmur;
- süzgəcin gövdəsi yüksək təzyiqə məruz qalmır;
- süzgəc iş zamanı hidravlik çəndə olan mayeni yeyilmə nəticəsində əmələ gələn tullantı məhsullarından və oksidləşmədən qoruyur.

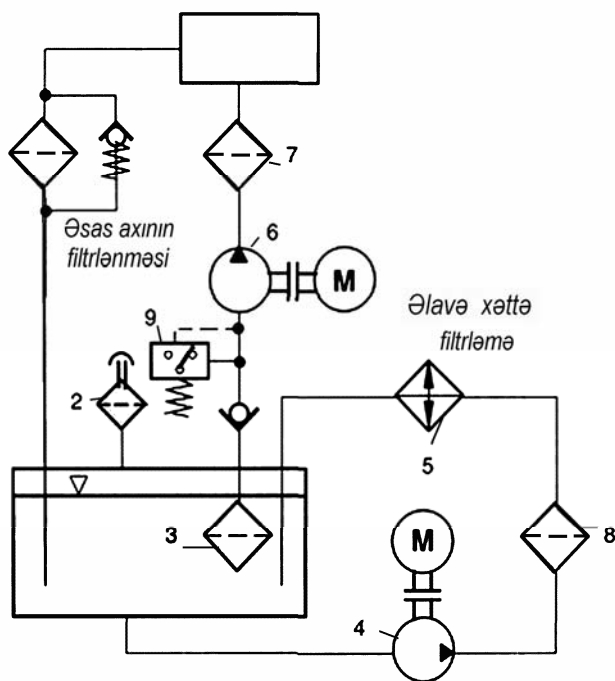
Beləliklə, əgər hidravlik çəndə əvvəlcədən təmiz maye varsa, hidravlik sistemin işləmə prosesində maye çirklənmir. Lakin bu sxemin çatışmamazlığı ondan ibarətdir ki, süzgəc çirkləndikcə axıdıcı hidravlik xətdə maye təzyiqi artır.

Süzgəclərin **paralel** (budaqda) **qoşulma** sxemi şəkil 1.8.11-də verilmişdir. Süzgəclərin paralel qoşulma zamanı onlar çirklənmələrdən hidravlik qurğunun yalnız budaqda yerləşdirilən avadanlıqlarını qoruyurlar.



Şəkil 1.8.11. Hidravlik qurğuda süzgəcin paralel (budaqda) yerləşdirilməsinin sxemi

Süzgəclərin əsas hidravlik sistemindən **əlavə** hidravlik sistemlə **qoşulma** sxemi şəkil 1.8.12-də verilmişdir. Bu tipli qoşulma zamanı süzgəclər hidravlik qurğunun avadanlıqlarını çirklənmələrdən tam qorumur, lakin dövr edən işçi mayenin ümumi çirklənmə dərəcəsini azaldır və yüksək təmizləmə dərəcəsinə və kiçik təzyiq altında işləyən süzgəcləri istifadə edilməsinə imkan yaradır. Bu səbəbdən süzgəclərin bu tipli qoşulması əsas təmizləyici filtrləməyə əlavə kimi istifadə olunur (şəkil 1.8.12)

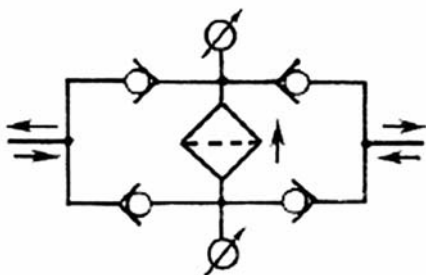


Şəkil 1.8.12. Hidravlik qurğuda işçi mayenin əsas və köməkçi təmizlənməsinin sxemi:

- 1 – axıtma süzgəci; 2 – doldurma və hava süzgəci; 3 – sorma süzgəci;
 4 – köməkçi nasos; 5 – yağ soyuducusu; 6 – qidalandırıcı əsas nasos;
 7 – basqı süzgəci; 8 – budaq süzgəci; 9 – vakuumlu açar

Maye axınında **revers** mümkün ola bilən hidravlik xəttə süzgəcin qoşulma sxemi 1.8.13-ə göstərilmişdir.

Bu sxemdən görünür ki, dörd əks klapanlar hidravlik xəttə birləşdirilən süzgəc işçi mayenin axın istiqamətindən asılı olmayaraq mayeni süzgəcdən keçməsinə həmişə eyni istiqamətdə təmin edirlər. Süzgəcin işinin nəzarətini manometrlər, süzücü elementin tutulma dərəcəsini və onun dəyişməsinin zərurətini manometrlər və ya təzyiq relesi ilə müəyyən edilir.



Şəkil 1.8.13. Hidravlik şəbəkənin işçi mayenin reversiv hərəkətli hissəsində süzgəcin qoşulma sxemi

Hidravlik sistemlər üçün süzgəclərin növünün seçilməsində aşağıdakı parametrlər nəzərə alınmalıdır:

- süzücü səthin sahəsi;
- süzülən mayenin tələb olunan təmizlik dərəcəsi;
- təmizlənən mayenin həcmi sərfi;
- süzgəcin girişdəki işçi mayenin təzyiqi;
- süzgəcdəki təzyiq düşküsi.

Seçilmiş süzgəcin hesablanması adətən onun hidravlik müqavimətinin, buraxılabilən həcmi sərfinin və ya lazımi süzücü səthin təyinindən ibarətdir.

Süzücü səthin sahəsi təxmini olaraq aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$S = \frac{Q}{q\Delta p} \mu.$$

Burada Q – süzgəcdən keçən işçi mayenin sərfi; Δp – süzücü elementdə təzyiq düşküsi (adətən, 0,05...0,1 MPa); μ – mayenin dinamik özlülüyü; q – süzücü materialın xüsusi buraxıcılıq qabiliyyəti, hansı ki vahid səthə malik süzücü materialın 1 Pa təzyiqlər fərqi və 1 Pa-san dinamik özlülüyünə uyğun süzülən mayenin sərfidir. Daha çox işlənən materiallar üçün q -nün aşağıdakı qiymətlərini qəbul etmək olar:

Sıx metal toru	– 0.005 m
Pambıq lifli material	– 0.009 m
10 mm qalınlıqlı yumşaq sıx keçə	– 0.0015 m
0.08 mm-lik aralıq lövhəli süzgəc	– 0.008 m

1.8.1.4. Separatorlar

Xarici qüvvələr sahələri təsiri altında işçi mayelərin bərk hissəciklərdən ayrıcı qurğulara **separatorlar** deyilir.

Separatorlar süzgəclərlə müqayisədə kiçik hidravlik müqavimətlə yanaşı qeyri-məhdud sərlərə malikdirlər. Onların iş prinsipi işçi mayenin separatorlardan keçdikdə qüvvələr sahələr vasitəsilə axında olan nisbətən iri bərk hissəciklərini və ya ferromaqnit əlavələrini tutub saxlamaqdan ibarətdir.

Qarışıqlara təsir edən qüvvələr sahələrin fiziki xüsusiyyətlərindən asılı olaraq separatorlar aşağıdakı növlərdə olur:

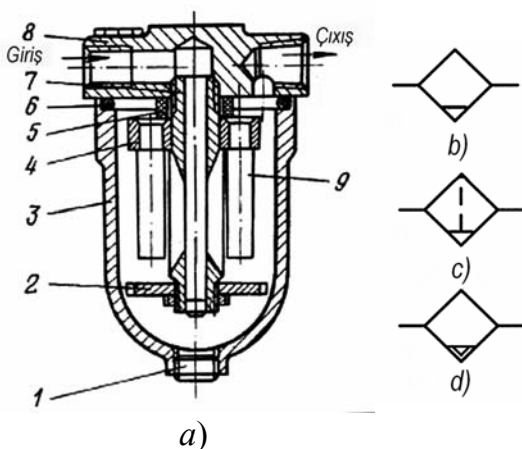
- maqnitli;
- mərkəzdənqaçma;
- elektrostatik;
- qravitasiya;
- ultrasəsli;
- vibrasiya (titrəyişli) və s.

Maqnitli hidravlik separatorlar. Maşınların hidravlik qurğularında əsasən maqnitli hidravlik separatorlar tətbiq olunur. Onların vasitəsilə hidravlik qurğu detallarının səthlərinin sürtünməsi nəticəsində yaranan və işçi mayeyə qarışan kiçik ferromaqnit hissəciklər tuturlar.

Maqnit separatorları yalnız maqnit xüsusiyyətinə malik olan hissəcikləri ayırmasına görə hidravlik intiqal sistemlərində adətən onları torvarı süzgəclərlə birgə tətbiq edirlər. Sadə maqnit separatorlarına misal olaraq hidravlik çənlərdə maqnit materialından hazırlanmış axıdıcı tıxaclarını göstərmək olar.

Sənayedə buraxıcılıq qabiliyyəti $0.1...7,0 \text{ dm}^3/\text{san}$ süzmə keyfiyyəti 5 mkm-a kimi və təzyiqlər fərqi 0.25 MPa-a qədər olan maqnit separatorları FM tipli seriya ilə istehsal olunur.

Digər maqnit C43-3B markalı separatorun (filtrin) konstruksiyası şəkil 1.8.14-də verilmişdir.

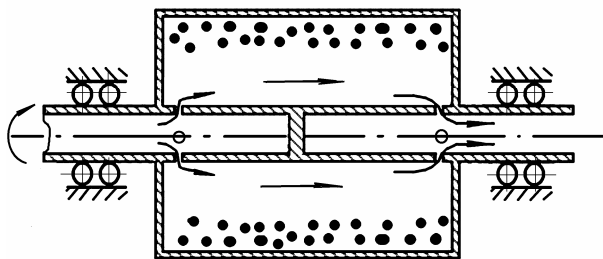


Şəkil 1.8.14. C43-3B tipli maqnitli separatorun konstruktiv sxemi (a) və separatorların şərti işarələri (b, c, d):

- a: 1 – tıxac; 2 – bürünc həlqə; 3 – gövdə; 4 – şayba; 5 – araqat; 6 – kipləşdirici; 7 – bürünc borucuq; 8 – qapaq; 9 – maqnitlər;
 b – əl ilə boşaldılan separator; c – süzgəclə separatorun birgə konstruksiyası; d – avtomatik boşaldılan separator

Filtr gövdə 3, bürünc borucuq 7 ilə qapaqdan 8 və maqnitli tutucudan ibarətdir. Maqnitli tutucuya 6 sabit maqnit 9 preslənmiş dairəvi şayba daxildir. Maqnitlər qapaqdan fibra araqatı 5 ilə izolyasiya olunublar. Borucuğun aşağı hissəsində bürüncü halqa 2, hansı ki maqnit sahəsini ekranlaşdırır və onu gövdədən ayırır. Keçən mayedəki ferromaqnit hissəcikləri maqnitlərin üzərində toplanır və zərurət olduqda tıxacla 1 bağlı gövdədəki dəlikdən xaric olunur.

Mərkəzdənqaçma separatorlar. Mərkəzdənqaçma separatorlarında (sentrifuqalarda) işçi maye mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri altında təmizlənir. Belə separatorun prinsipial sxemi şəkil 1.8.15-də verilmişdir.



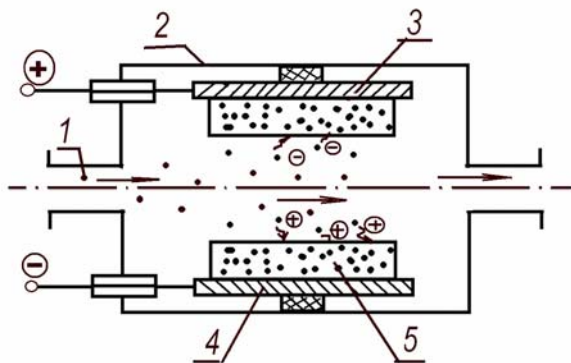
Şəkil 1.8.15. Mərkəzdənqaçma separatoru

Burada təmizlənəcək işçi maye fırlanan rotor kamerasına daxil olur və rotorun fırlanma sürətinə yaxın sürətlə fırladılır. Bu zaman xüsusi çəkisi mayenin xüsusi çəkisindən yüksək olan çirkli qarışıqlar (hissəciklər) mərkəzdənqaçma qüvvəsinin təsiri ilə rotorun divarına yönəldilərək çökür. Mərkəzdənqaçma separatorunun əsas xarakterik parametrləri aşağıdakılardır:

- nominal maye sərfi;
- işçi təzyiq;
- rotorun fırlanma tezliyi;
- süzülmənin təmizlik dərəcəsi.

Adi intiqal mühərriklə hərəkətə gətirilən mərkəzdənqaçma separatorlarının rotorlarının maksimal fırlanma tezliyi 500...1000 dövr/dəq, hidroreaktiv intiqal mühərriklə işləyən separatorların dövrlər sayı 5000...8000 dövr/dəq, təmizlənmə dərəcəsi isə 10...30 mkm-a çata bilər.

Elektrostatik separatorlar. Elektrostatik separatorlar mayeni elektricləşmiş ola bilən bərk hissəciklərdən təmizləmək üçün istifadə olunur. Onların iş prinsipi ona əsaslanır ki, mayədə olan kiçik hissəciklərin *I* dielektrik mayədə hərəkət etdikdə sürtünmə nəticəsində özündə statik elektrik yükü toplayır (şəkil 1.16).



Şəkil 1.8.16. Elektrostatik separatoru:

- I* – elektrik yüklü hissəciklər; 2 – separatorun gövdəsi;
3 – müsbət elektrod; 4 – mənfi elektrod; 5 – dielektrik lövhə

Bu hissəciklər separatorun gövdəsində 2 yerləşdirilmiş elektrodları 3 və 4 aralarında yaranan elektrik sahəsinə düşərək elektrik yükünün işarəsindən asılı olaraq bu və ya digər elektrod tərəfindən cəzb olunur. Yüklənmiş hissəciklərin elektrodlara toxunması zamanı onların elektrik yükü neytrallaşdırılır. Bu səbəbdən hissəciklərin elektrik cazibəsini itirildiyindən və onların elektrod üzərində saxlanmasını təmin etmək zərurəti əmələ gəlir. Bu məqsədlə elektrodların üzərində məsaməli keramik (dielektrik)

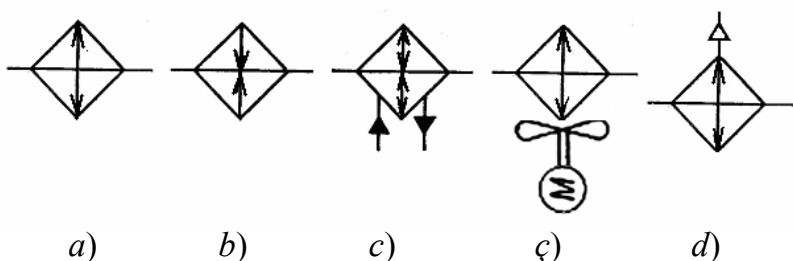
lövhləri 5 quraşdırılır ki, onlar həm hissəciklərin elektrodlara toxunmasının qarşısını alır, həm də maye axınına yenidən qarışmağa imkan vermir.

1.8.2. İstilikdəyişdirici aparatlar

İstilikdəyişdirici aparatlar (qızdırıcılar və əsas etibarilə, soyuducular) hidravlik sistemdəki işçi mayenin normal temperaturunu saxlamaq üçün tətbiq olunur və bir qayda olaraq, hidravlik çənlərdə (tutumlarda) yerləşdirilir.

Soyuducu işçi mayenin keçdiyi ilanvarı boru formada hazırlanır. İlanvarı boru xaricdən soyuq su və ya hava axını vasitəsilə soyudulur. İlanvarı boru hidravlik çənlərdə yerləşdirildikdə soyuducu agent ilanvarı borunun daxilindən keçir. Çox vaxt hidravlik çənlərdə soyuducu ilə bərabər eyni zamanda qızdırıcı da yerləşdirilir. Əsasən elektrik qızdırıcıları tətbiq olunur. Qızdırıcılar işçi mayeni alçaq temperaturunda hidravlik intiqalın işə salınmasını və işini təmin etmək üçün istifadə olunur.

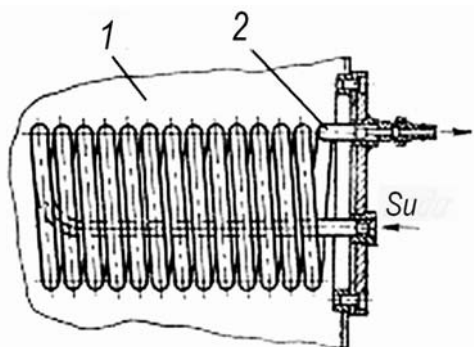
İstilikdəyişdiricilərin hidravlik sxemlərdə şərti işarələri şəkil 1.8.17-də göstərilmişdir.



Şəkil 1.8.17. İstilikdəyişdiricilərin hidravlik sxemlərdə şərti işarələri

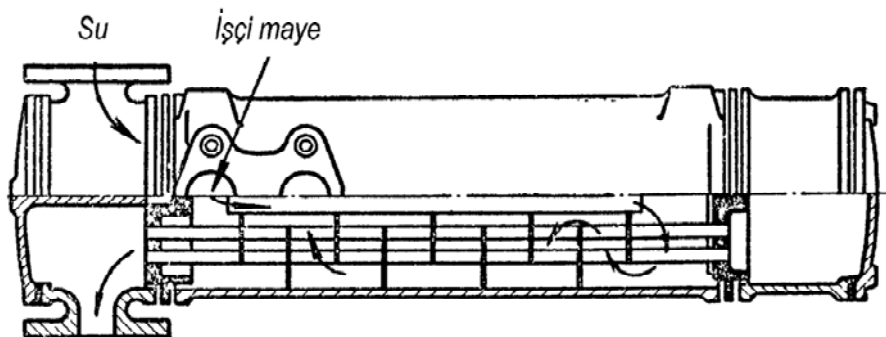
a – soyuducu; *b* – qızdırıcı; *c* – su istilikdəyişdiricisi;
ç və *d* – hava soyuducuları

Şəkil 1.8.18-də hidravlik çənin daxilində quraşdırılan sadə ilanvarı şəkilli su-yağ radiatorunun (istilikdəyişdiricisinin) konstruktiv sxemi verilmişdir, şəkil 1.8.19-da isə hidravlik çənin xaricində müstəqil yerləşdirilən örtük-borulu istilikdəyişdiricisinin konstruktiv sxemi göstərilmişdir.



Şəkil 1.8.18. Hidravlik çənin daxilində yerləşdirilən ilanvarı borulu hava istilikdəyişdiricinin prinsipial konstruktiv sxemi

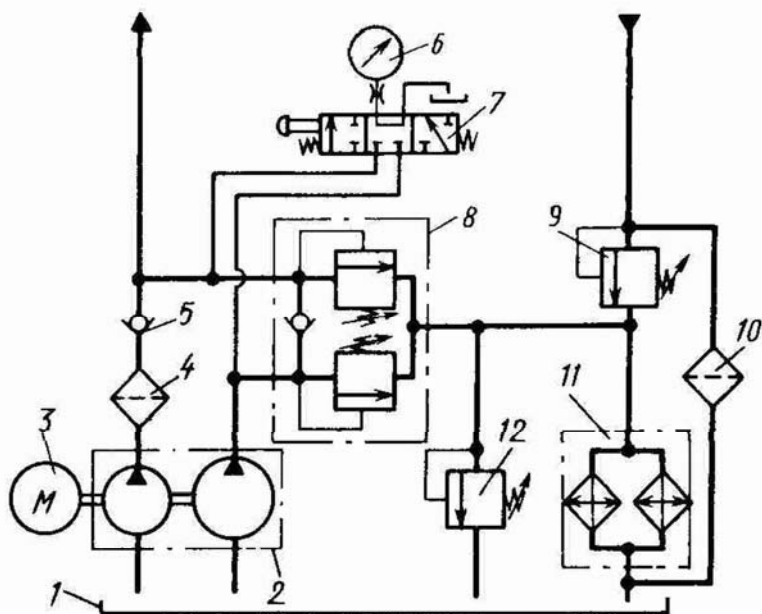
1 – hidravlik çən; *2* – ilanvarı borulu istidəyişdirici



Şəkil 1.8.19. Hidravlik çənin xaricində yerləşdirilən örtük-borulu su istilikdəyişdiricilərin prinsipial konstruktiv sxemi

Hidravlik çənin xaricində yerləşdirilən istilikdəyişdiricilər adətən hidravlik intiqalın axıtma xəttində hidravlik çəndən əvvəl və ya paralel yerləşdirilirlər (şəkil 1.8.20).

Hidravlik intiqal sistemində iş zamanı işçi mayenin temperaturunu lazımi intervalda sabit saxlamaq üçün daha səmərəli üsul – avtomatik soyuducu qurğu tətbiqindən ibarətdir.

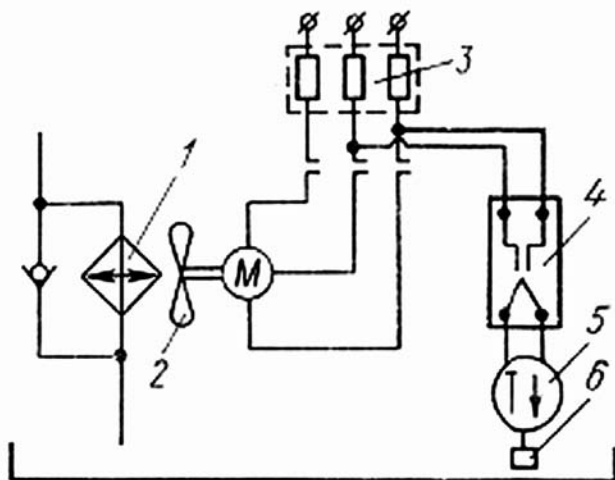


Şəkil 1.8.20. Hidravlik intiqala qidalandırıcı nasosun və istilikdəyişdirici qurğunun birləşdirilmə sxemi:

- 1 – hidravlik çən; 2 – qoşalanmış nasos; 3 – elektrik mühərriki;
4, 10 – süzgəclər; 5 – əks klapın; 6 – manometr; 7 – hidravlik paylayıcı;
8, 9, 12 – qoruyucu klapınlar; 11 – istilikdəyişdirici

Şəkil 1.8.21-də hidravlik intiqalın qidalandırıcı nasosun girişində yerləşdirilən avtomatik hava soyuducu qurğunun sxemi verilmişdir. Bu qurğuda işçi mayenin hidravlik çəndə lazımi

temperaturda saxlamaq üçün avtomatik termotənzimləyici (hərərət tənzimləyicisi) istifadə olunur. İşçi mayenin temperaturu artanda termotənzimləyicinin 5 relesi 4 elektrik mühərrikin maqnit açarının 3 elektrik xəttini qapayaraq, onun valında yerləşən ventilyatoru 2 işə salır. Hava radiatorun qabırğalı boruların və ya boruları əhatə edən nazik lövhələrin aralarından keçərək işçi mayenin temperaturunu azaldır. Mayenin temperaturu termotənzimləyici 5 ilə təyin olunmuş temperatura çatdıqda elektrik mühərriki ventilyatorla elektrik şəbəkədən ayrılır. Termotənzimləyicinin 5 açılıb bağlanması temperatur vericisi 6 ilə idarə olunur.



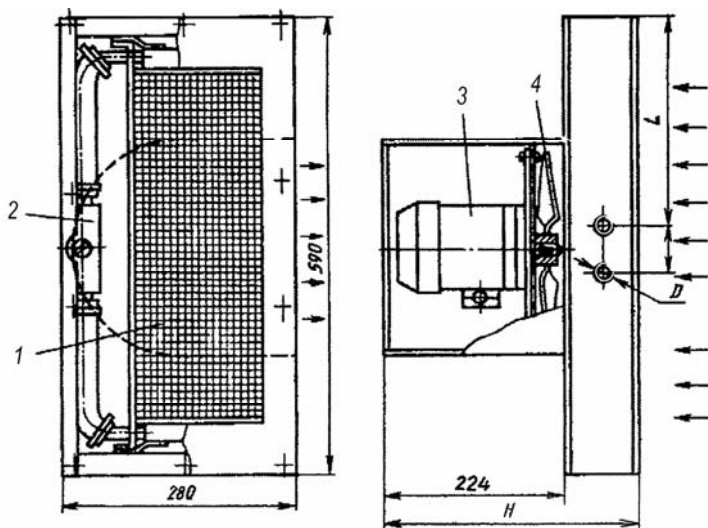
Şəkil 1.8.21. Qidalandırıcı nasosun girişində yerləşdirilən avtomatik hava soyuducu qurğusunun sxemi:

1 – hava radiatoru; 2 – ventilyator; 3 – maqnit açarı; 4 – rele; 5 – temperatur tənzimləyicisi; 6 – temperatur vericisi

Hidravlik qurğularda tətbiq olunan Г 44-2 tipli hava istilikdəyişdiricilərinin konstruksiyası şəkil 1.8.22-də və bu seriyalı aparatların əsas texniki göstəriciləri cədvəl 1.8.3-də

verilmişdir.

Г 44-2 tipli hava istilikdəyişdiriciləri üçün işçi maye ilə vurulan hava arasında orta temperatur basqısı $\Delta t = 30^{\circ}\text{C}$ olduqda hava ilə ətrafa səpələnən gücün ΔN işçi mayenin nominal sərfindən Q asılılıqları şəkil 1.8.23-də göstərilmişdir. İşçi mayedən hava ilə alınan istiliyin miqdarı orta temperatur basqısı Δt ilə düz mütənasibdir.



Şəkil 1.8.22. Г 44-2 tipli hava istilikdəyişdiricilərinin konstruksiyası

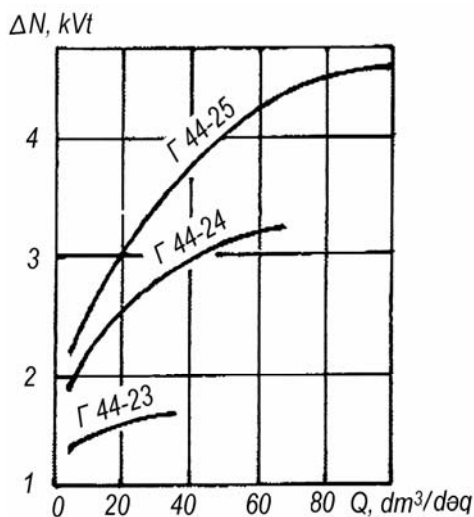
Hidravlik intiqallar və digər hidravlik sistemlər üçün sənayedə istehsal olunan müxtəlif hava istilikdəyişdiricilərinin markalarını və onların lazımi ölçülərini xüsusi sorğu kitablarından əldə etmək olar.

Hava istilikdəyişdiricilərinin göstəriciləri (ölçüləri və ya istilik xarakteristikaları) məqbul olmadığı halda su vasitəsilə soyudan istilikdəyişdiricilərdən istifadə olunur.

Cədvəl 1.8.3.

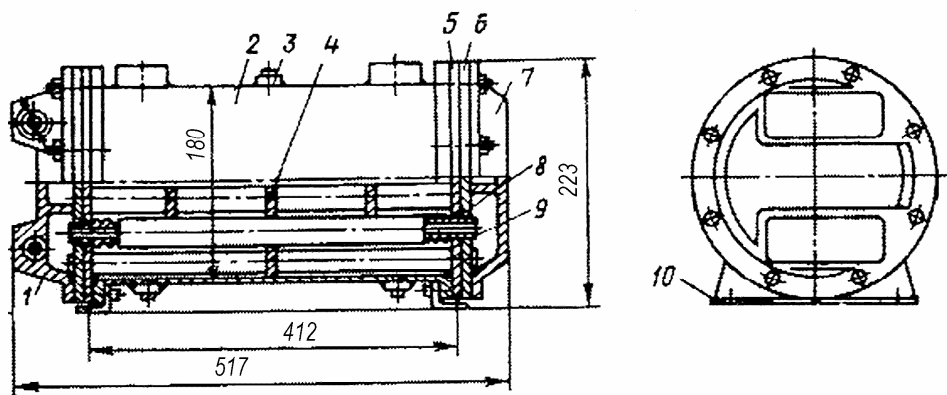
Γ 44-2 tipli hava istilikdəyişdiricilərinin əsas texniki göstəriciləri

Parametrlər	Γ44-23	Γ44-24	Γ44-25
İşçi mayenin nominal sərfi Q , $\text{dm}^3/\text{dəq}$	35	70	100
Nominal sərfdə və $\Delta t = 30^\circ\text{C}$ olduqda hava ilə ətrafa səpələnən güc ΔN , kVt	1,67	3,25	4.53
Əsas ölçüləri, mm:			
D	K 1/2"	K 3/4"	K 1"
L	260	255	255
H	301	350	406
Kütləsi, kq	31	34	40
Ventilyatorun gücü, kVt	0,12		
Ventilyatorun dövrlər sayı, dövr/dəq	3000		



Şəkil 1.8.23. Γ 44-2 tipli hava istilikdəyişdiricilərin istilik xarakteristikaları

Nümunə kimi MO tipli su istilik mübadiləsi aparatlarının konstruksiyası şəkil 1.8.24-də və bu seriyalı istilikdəyişdiricilərin əsas texniki göstəriciləri cədvəl 1.8.4-də verilmişdir.



Şəkil 1.8.24. MO 2,5 tipli su istilikdəyişdiricilərin konstruksiyası:

- 1 – istilikdəyişdiricinin qabaq başlığı; 2 – gövdə; 3 – hava tıxacı;
4 – arakəsmələr; 5 – boru şəbəkəsi; 6 – araqat; 7 – arxa başlıq;
8 – bərkidici həlqələr; 9 – qabırğalı borular; 10 – dayaq

1.8.4 cədvəldəki istilik parametrləri orta temperatur basqısı $\Delta t = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduqda su axının çıxışdakı və girişdəki temperaturlar arasındakı fərq $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ üçün verilmişdir. İstilikdəyişdiricidə yağdan soyuducu su ilə alınan istiliyin miqdarı onların arasında orta temperatur basqısı Δt ilə düz mütənəsbdir. İstilikdəyişdiricini keçərkən su axınına göstərilən hidravlik müqavimət $\Delta p_{su} = 0,8\text{ MPa}$, işçi mayeyə göstərilən müqavimət isə $\Delta p_{yağ} = 0,05\text{ MPa}$ təşkil edir

Cədvəl 1.8.4.

MO tipli su istilikdəyişdiricilərin əsas texniki göstəriciləri

Parametrlər	MO 2,5	MO 4	MO 6,3	MO 10
İşçi mayenin (yağın) nominal sərfi Q , $\text{dm}^3/\text{dəq}$:				
nominal	100	160	250	400
maksimal	125	200	320	630
Soyuducu suyun sərfi, $\text{dm}^3/\text{dəq}$				
nominal	50	80	125	200
maksimal	63	100	160	320
İşçi mayenin, suyun nominal sərfilərində və $\Delta t = 35^\circ\text{C}$ olduqda ayrılan güc ΔN , kVt	23,3	37,2)	58,2	93
Əsas ölçüləri, mm:				
D	180	180	240	240
d	G 1"	G 1"	G 1½"	G 1½"
L	517	747	698	1018
B	220	220	280	280
H	223	223	283	283
Kütləsi, kq	20	25	48	68

1.9. HİDRAVLİK İNTİQALLARIN KÖMƏKÇİ AVADANLIQLARI

Hidravlik intiqalların köməkçi avadanlıqlarına aşağıdakılar aiddir:

- hidravlik çənlər;
- istilikdəyişdiricilər;
- hidravlik akkumulyatorlar;
- borular;
- nəzarət cihazları;
- idarəedici (icra mexanizmlərini qoşan və ayıran) aparatlar

və s.

1.9.1. Hidravlik çənlər

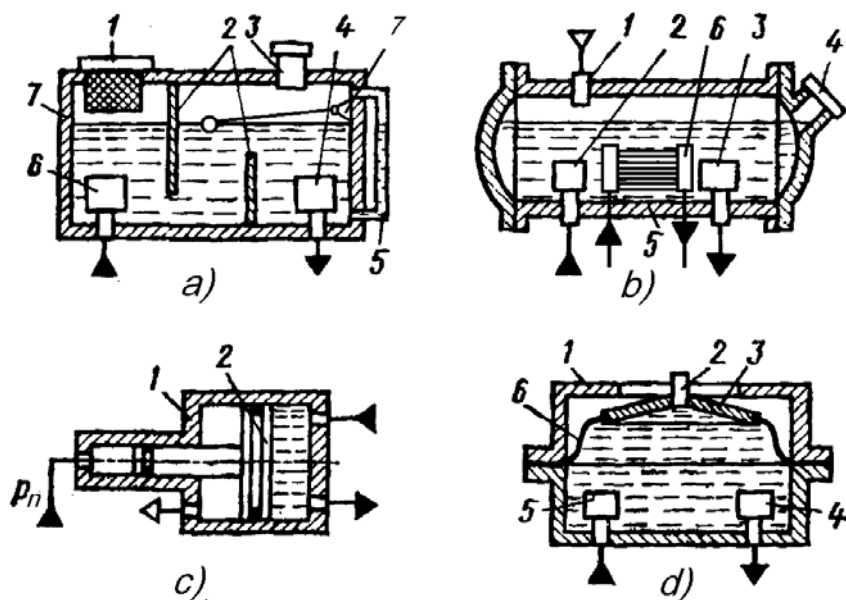
1.9.1.1. Hidravlik çənlər haqqında əsas məlumat

Hidravlik çənlər (baklar) – həcmi hidravlik intiqalı işçi maye ilə təmin etmək üçün nəzərdə tutulan hidravlik tutumlardır. Hidravlik çənlərin eləcə də bir neçə digər yerinə yetirilən funksiyaları aşağıdakılardır:

- işçi mayelərlə ətraf mühit arasında istilik mübadiləsi prosesini baş verməsi;
- işçi mayedən havanın ayrılması;
- hidravlik cəndə işçi mayədə əmələ gələn qabarcıqların və hava köpüklərinin ləğv edilməsi;
- işçi mayedəki mexaniki hissəciklərinin çökdürülməsi;
- işçi mayenin həcmnin dəyişməsinin temperatur əvəzlənmə-sini (kompensasiyasını) təmin edilməsi və s.

Hidravlik çənlər atmosfer və izafi təzyiq altında ola bilər.

Atmosfer təzyiqi altında işləyən hidravlik çənin (şəkil 1.9.1) əsas elementləri: gövdə 1 və qapaqdır 3, kiplik araqatı 2 ilə təmin olunur. Qapaqda tıxac 6 və işçi mayeni tökmək üçün çıxarıla bilən torlu süzgəc olan dəşiklər vardır.



Şəkil 1.9.1. Hidravlik çənlərin əsas konstruktiv sxemləri:

- a* – açıq, atmosfer təzyiqli hidravlik çən: 1 – doldurma boğazlığı; 2 – arakəsmələr (sakitləşdiricilər); 3 – tənəffüs klapanı; 4 – sorma lüləyi; 5 – yağ səviyyəsinin göstəricisi (gözcük); 6 – axıtma lüləyi; 7 – yağ səviyyəsini göstərən üzgəc;
- b* – bağlı təzyiqli hidravlik çən: 1 – fəaliyyətsiz qazın təzyiq altında vermək üçün ştuser; 2 – axıtma lüləyi; tənəffüs klapanı; 3 – sorma lüləyi; 4 – doldurma boğazlığı; 5 – gövdə; 6 – istilikdəyişdiricisi;
- c* – porşenli hidravlik çən: 1 – silindrik gövdə; 2 – plunjerli porşen;
- d* – elastik arakəsməli hidravlik çən: 1 – gövdə; 2 – havanı boşaltmaq üçün ştuser; 3 – sərt həlqə; 4 – sorma lüləyi; 5 – axıtma lüləyi; 6 – elastik arakəsmə (rezinli diafraqma).

Təyinatından, təzyiqdən, həcmindən, tələb olunan işçi mayenin təmizləməsindən asılı olaraq hidravlik çənlər müxtəlif konstruksiyalara malikdirlər (şəkil 1.9.1).

Hidravlik çənin ən sadəsi açıq (atmosferlə əlaqəli) tipli tutumdur, hansının ki konstruktiv sxemi şəkil 1.9.1, *a*-da göstərilmişdir. Bu tipli hidravlik çənlərin əsas nöqsanı onların daxilinə ətraf mühitdən (atmosferdən) havanın dəyişməsi ilə mayenin ətrafdakı bərk hissəciklərlə və nəm havadan kondensasiya olunan su damcıları ilə çirklənməsindən ibarətdir.

Bu nöqsanın aradan qaldırması üçün bağlı tipli və ya təzyiq altında işləyən hermetik hidravlik cənlər tətbiq olunur (şəkil 1.9.1, *b*). Bu cənlərin əsas xüsusiyyəti ondan ibarətdir ki, cəndəki işçi mayenin sərbəst səviyyəsinin səthin üzərində ştuserlə I fəaliyyətsiz qazın verməklə təzyiq yaradılır. Bununla işçi maye ətraf atmosferdən tam izolyasiya olunur və nasosun sorma prosesin xeyli asanlaşdırır. Bu tipli hidravlik çənlərin əsas nöqsanları: təzyiq altında (izafi $\approx 0,3$ MPa) fəaliyyətsiz qazın mənbəyinin lazım olması və təzyiq artdıqca, işçi mayədə havanın həll olunması və bununla əlaqədə fəsadların əmələ gəlməsidir.

İşçi mayenin qazlarla təmasını tam aradan qaldırılmasını porşenli hidravlik cənlərdə əldə etmək olar (şəkil 1.9.1, *c*). Bu tipli hidravlik cənlərdə işçi mayenin qazlarla təmasda olmaması və daimi izafi təzyiq altında olması təmin olunur. Silindrik formalı hidravlik cənin gövdəsində I plunjerli porşen 2 yerləşdirilir, hansı ki əlavə plunjerlə təchiz olunub. Bu plunjerinin yan səthi sistemdəki nasosla yaradılan təzyiq altında olur. Plunjerlə cəndəki yaradılan təzyiq nasosun təzyiqindən porşen və plunjerin səthlərinin nisbətinə qədər kiçikdir. Bu tipli hidravlik çənlərinin nöqsanları – konstruksiyalarının müəyyən qədər mürəkkəbliyi və kipləşdirici elementlərinin mövcudluğudur.

Ümumiyyətlə, işçi mayenin ətraf atmosfer havasından və qazlardan tam ayrılması ən sadə elastik diafraqma ilə təchiz olunmuş hidravlik cənlərdə əldə etmək olar (şəkil 1.9.1, *d*). Bu tipli

1.9. Hidravlik intiqallarının köməkçi avadanlıqları

hidravlik çənin gövdəsində 1 elastik materialdan (adətən, rezindən) hazırlanmış sərt mərkəzli 3 diafraqma 6 yerləşdirilir. Tutumun işçi maye ilə ilkin doldurulması xüsusi ştuser 2 və ya axıtma lüləkdən 5 yerinə yetirilir. Çəndəki hava ştuseri 2 vasitəsilə xaric olunur. Sistemi qidalandıran nasosa işçi maye sorma lüləkdən 4 daxil olur. İşçi mayenin atmosferin havası ilə təmasda olmaması hidravlik sistemin avadanlığının etibarlılığını və işçi mayenin istismar müddətini xeyli artırır.

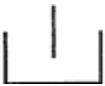
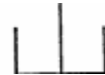
Hidravlik intiqalının iş zamanı hidravlik çəndəki təzyiqdən asılı olaraq çənlər üç qrupa bölünür:

- atmosfer təzyiqli;
- təzyiq altında və
- vakuum yaradılmış çənlər.

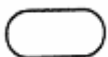
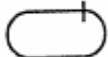
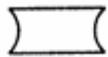
Hidravlik çəndəki axıdıcı borusunun ucu işçi mayenin səviyyəsindən üstə və ya aşağıda ola bilər. Hidravlik sxemlərdə hidravlik çənlərin qəbul olunmuş işarələri cədvəl 1.9.1-də verilmişdir.

Cədvəl 1.9.1

Hidravlik çənlər və yağlama tutumlarının qrafiki işarələri

№	Növü	İşarələri
1	2	3
Atmosfer təzyiq altında (açıq tipli):		
1	– ümumi işarə	
2	– axıdıcı borusu işçi mayenin səviyyəsindən yuxarıda olduqda	
3	– axıdıcı borusu işçi mayenin səviyyəsindən aşağıda olduqda	

1.9. Hidravlik intiqallarının köməkçi avadanlıqları

1	2	3
4	– ümumi işarə	
5	– axıdıcı borusu işçi mayenin səviyyəsindən yuxarıda olduqda	
Təzyiq atmosfer təzyiqdən artıq olduqda (izafi təzyiqli):		
6	– axıdıcı borusu işçi mayenin səviyyəsindən aşağıda olduqda	
Təzyiq atmosfer təzyiqdən kiçik (vakuum altında) olduqda:		
7	– ümumi işarə	
8	– axıdıcı borusu işçi mayenin səviyyəsindən yuxarıda olduqda	
9	– axıdıcı borusu işçi mayenin səviyyəsindən aşağıda olduqda	

1.9.1.2. Hidravlik çənlərin konstruksiyaları və onların avadanlıqları

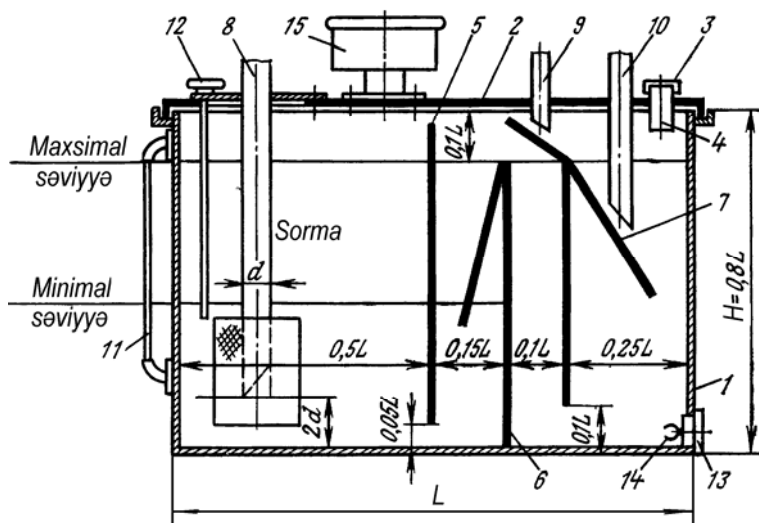
Hidravlik intiqallar qurğularında tətbiq olunan hidravlik çənin nümunəvi konstruksiyası şəkil 1.9.2-də verilmişdir. İşçi maye üçün tutum, adətən, adi, su-yağ qatışıqlar üçün isə paslanmayan polad vərəqlərdən qaynaqlı şəkildə olur və gövdədən 1 və ayrılan üst qapaqdan ibarətdir 2. Qapağın ölçüləri seçilməsi tutumun daxilində vaxtaşırı nəzərdə lazımı tutulmuş təmizlənmə işləri sərbəst aparması zərurətindən asılı olaraq aparılır. Sorma borusunun qarşının qapaq yarımında ən rahat yerdə tutumu işçi maye doldurması üçün asan dəyişilən torvarı süzgəcli 4 və tıxacla təchiz olunmuş dəlik yerləşdirilir. İşçi mayenin daxilində olan hissəciklərin daha yaxşı çökməsi üçün tutum arakəsmə 5 vasitəsilə iki hissələrə bölünür və mayenin köpükləməsinin qarşısını alan lövhələr 6 və 7 tətbiq olunur. Qeyd olunduğu kimi sorma 5 və

axıtma borular 9 və 10 tutumunun bir-birində maksimum uzaqlığında yerləşdirirlər, buda çökmə prosesinə müsbət təsir edir. Hidravlik müqavimətini azaltmaq məqsədilə sorma borusunun ucu tutumun dibindən ən azı $2d...3d$ (d – sorma borusunun daxili diametridir) hündürlüyündə yerləşdirilməlidir və borunun ağzı $30^{\circ}...45^{\circ}$ bucaq altında kəsilmiş olmalıdır. Sorma zamanı mayedə əmələ gələn burulğanla havanın sormasının qabağın almaq üçün sorma borusunun ağzı çəndəki mayenin hava ilə təmasda olan açıq sərbəst səviyyəsindən ən azı $3d$ məsafədən aşağıda olmalıdır.

Sorma və axıtma süzgəcləri adətən tutumun daxilində süzücü elementlərə əllə asan çatma vəziyyətində yerləşdirirlər. Maye tutumu daxilində olan maye səviyyəsinin nəzarət altında saxlamaq üçün səviyyə göstərən tərtibat olmalıdır. Ən geniş istifadə olunan xüsusi şüşəli borucuq 11 və ya daxili vəziyyətdə yan divarlarının birində qırılmayan şüşəli dördbucaq gözcükdür. Çox vaxt əlavə olaraq mayenin səviyyəsini təyin etmək üçün şupdan 12 (mayenin səviyyəsini göstərən mil) istifadə olunur.

Tutumu işçi mayedən boşaltmaq üçün onun ən aşağı nöqtəsində axıdıcı tıxac 13 nəzərdə tutulub. Bu tıxacın daxili tərəfində ferromaqnit hissəciklərini tutmaq üçün dəyişməz maqnit 14 quraşdırılıb.

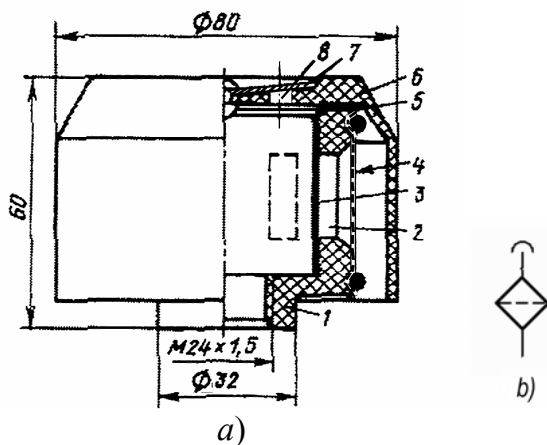
İşçi mayenin səviyyəsinin bir neçə səbəbdən dəyişməsinə görə (hidravlik intiqalın işə qoşulma və ayrılma zamanı, mayenin və ətraf mühitin temperaturlarının dəyişməsi, mayenin buxarlanması, avadanlıqlarda baş verən sızmalar və s.) hidravlik çənin yuxarı qapağında havanın sərbəst hərəkəti üçün tənəffüs süzgəci 15 (sapun) və ya iki əks klapan nəzərdə tutulur. Klapanlardan birinin – daxildən tutumun xaricinə, açılma təzyiqi təxminən 500 mm su sütununu təşkil edir, digərin (havanın xaricdən tutuma daxili olduqda) müqaviməti 200 mm su sütununa bərabər olur.



Şəkil 1.9.2. Hidravlik intiqallar qurğuların hidravlik cənin nümunəvi konstruksiyası

20 Г45-27 markalı tənəffüs hava süzgəci («санын») (şəkil 1.9.3) xarici səthinə kətdən lay 4 çəkilmiş gövdədən 1, başlıqdan (örtükdən) 6, əksətdiricidən 3, yaylı həlqəvi lövhədən 7 və araqatdan 5 ibarətdir. Cəndəki mayenin səviyyəsi düşdükdə cənin daxilində təzyiq atmosfer təzyiqinə görə azalır, maye üzərində vakuum yaranır və bunun nəticəsində atmosferdəki hava süzücü kətanlı layı 4 və dəliyi 2 keçib, əksədicini lövhəli lay 3 itələyərək cənə daxil olur.

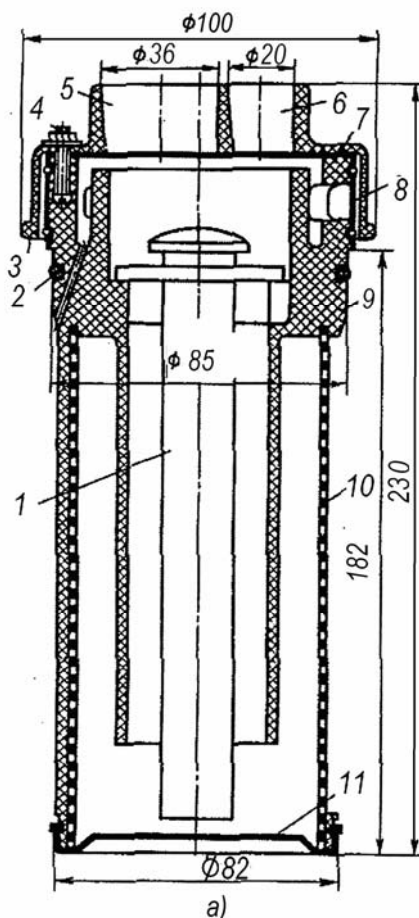
Cəndəki mayenin səviyyəsi artanda cəndəki olan havanın bir qismi dəliyi 8 və yaylı diskini 7 keçərək atmosferə xaric olunur. Bu zaman əksedicini lövhə 3 süzücü kətanlı layını 4 yağ buxarlarla yağlanmasının qarşısını alır. Bu tipli tənəffüs hava süzgəcin 0,001 MPa təzyiq düşküsündə həcmi buraxıla bilən 0,5 m³/dəq qabiliyyətinə malikdir. Kütləsi – 0,1 kq-dır.



Şəkil 1.9.3. Г45-27-20 markalı tənəffüs hava süzgəcin konstruksiyası (a) və tənəffüs hava süzgəcin şərti işarəsi (b)

1 – gövdə; 2, 8 – dəliklər; 3 – əksedirici; 4 – kətanlı lay;
5 – araqat; 6 – örtük; 7 – yaylı lövhə

Г42-12Φ tipli doldurucu süzgəc (şəkil 1.9.4) torvarı süzücüdən 10, plastmaslı gövdədən 9, sancaqlarla 4 bərkidilmiş qapaqdan 3, dibçəkdən 11, araqatından 7, tənəffüs hava süzgəcin kətanlı süzücü layından 8 və maqnitli pistondan 1 ibarətdir. Qapaqdakı dəlik 5 cəni işçi maye ilə doldurmaq üçün istifadə olunur (çənin istismar zamanı o tıxacla tutulur). Qapaqdakı 6 sayılı dəlik cəni mayedən boşaldıcı elastik şlanqını (xortumu) salınması üçündür, yəni bu süzgəcdəki dəlik axıdıcı dəlik funksiyasını yerinə yetirir. Süzgəc çənin qapağının dəliyində yerləşdirilir və kipləşdirmə həlqə 2 ilə təmin olunur. Bu tipli doldurucu süzgəcin əsas parametrləri: işçi mayenin təmizlənmə dərəcəsi – 125 mkm; havanın təmizlənmə dərəcəsi – 45 mkm; 0,001 MPa təzyiq düşküsündə işçi mayenin 150 mm²/san kinematik özlülüyündə nominal sərfi – 8 dm³/dəq və 45 mm²/san özlülüyündə – 20 dm³/dəq, həmin təzyiq düşküsündə havanın sərfi 24 dm³/dəq təşkil edir. Kütləsi – 0,49 kq-dır.



Şəkil 1.9.4. Γ42-12Φ tipli hava tənəffüs süzgəcli doldurucunun konstruksiyası (a) və onun hidravlik sxemlərdə işarəsi (b)

1 – maqnitli piston; 2 – kipləşdirmə həlqə; 3 – qapaq; 4 – sancaqlar; 5 – doldurma dəliyi; 6 – boşaltma dəliyi; 7 – araqat; 8 – kətanlı süzücü lay; 9 – gövdə; 10 – torvarı süzücü; 11 – dibçək

1.9.1.3. Hidravlik çənlərə olan əsas tələbatlar

Hidravlik çənlərin həcmnin seçilməsində mayedən ayrılan havanın və birtərəfli ştoklu hidravlik silindrdən axıdılan mayeni

çəndə həcmə təmin etmək üçün işçi mayenin maksimal ola bilən səviyyəsindən çənin üst qapağının arasında müəyyən boşluq olmalıdır. Bu səbəbdən, qeyd olunduğu kimi (fəsil 1.7), hidravlik sistemin işləməyən zamanı çəndəki işçi mayenin səviyyəsi onun hündürlüyünün 80% artıq olmamalıdır.

Texniki normalara görə hidravlik intiqalların cənlərin konstruksiyalarına irəli sürülən əsas tələbatlar aşağıdakılardır:

1. Hidravlik çənin konstruksiyası işçi mayenin soyutmasını, havanın maye ilə udulmağına və onun köpüklənməsinə imkan verməməyini, çənin dibinə çökmüş hissəciklərinin hidravlik sistemə sorulmamağını, ətraf mühitdən çirkləndirici hissəciklərin işçi mayeyə daxil olmamağını təmin etməlidir.

2. Hidravlik çən işçi mayenin səviyyəsini göstərən və, labüd olduqda, çəndəki mayenin səviyyəsini avtomatik tənzimləyən və səviyyənin minimal və ya maksimal həddinə çatdıqda xüsusi siqnal işarəsi verən tərtibatlarda təchiz olunmalıdır.

3. Çəni verilmiş doldurma müddətindən asılı olaraq lazımi en kəsikli doldurma boğazlığında süzgəc olmalıdır

4. Atmosfer altında istismar olunan çənin yuxarı hissəsində tənəffüs hava süzgəci (sapun) yerləşdirilməlidir.

5. Hidravlik çənin konstruksiyasında çənin daxili divarlarını və dibini rahat təmizləmək üçün şərait olmalıdır. Axıdıcı dəliklər elə yerlərdə yerləşdirilməlidir ki, onlar mayedən çənin tam boşaldılmasını təmin etsinlər.

6. Hidravlik çənin daxili səthlər işçi mayenin təsirinə davam verən, onları çirkləndirməyən korroziyaya qarşı örtük çəkilməlidir

Yuxarıda qeyd olunduğu kimi, hidravlik çənin istilikvermə səthinin S onun həcminə V olan nisbəti (S/V) artdıqca, işçi mayenin soyudulma prosesi (ətraf mühiti ilə istilik mübadiləsi) daha intensiv olur. Hidravlik intiqallı səyyar qurğularda paralelepiped şəkilli hidravlik çənin oturacağına kiçik ölçülü tili işçi mayenin az dalğalanması üçün maşının hərəkət istiqamətində yerləşdirilməlidir. Hidravlik çənlərin oturacaq dibinin müstəvisi

boşaldıcı tıxac istiqamətində müəyyən dərəcədə maillik olmalıdır və ya boşaldıcı sahəsində çirkləndirici maddələrin və su buxarlarının kondensasiya olunmuş damcıların çökməsi üçün xüsusi zona nəzərdə tutulmalıdır.

1.9.2. Hidravlik xətlər

Hidravlik xətlər (hidravlik kəmərlər) hidravlik intiqalın iş prosesində işçi mayenin onun bir elementindən digərinə çatdırması üçün nəzərdə tutulmuşdur.

Hidravlik xətlərə aid olan hissələr:

- borular və qollar;
- kanallar;
- dirsəklər;
- birləşdirici elementlər (armatura) və onların kipləşdiriciləri

və s.

Hidravlik xətlərə olan əsas tələbatlar:

- kifayət dərəcədə möhkəmlik;
- hidravlik müqavimətlərə sərf olunan təzyiq itkilərinin minimal olması;

- mayenin sızmalarının olmaması;
- borularda hava qabarcıqların yığılmaması və s.

Hidravlik xətlər təyinatına görə aşağıdakı növlərə bölünürlər:

- sorma;
- basqı;
- axıtma;
- drenaj;
- idarəetmə xətlər.

Sorma xətləri ilə işçi maye hidravlik çəndən özüsoran nasosa doğru hərəkət edir (kiçik təzyiqli borular), vurma xətləri üzrə – nasosdan və ya hidravlik magistralından təzyiq altında icra avadanlıqlara (yüksək təzyiqli borular), axıtma xətləri üzrə – icra avadanlıqlardan hidravlik çənə (kiçik təzyiqli borular), drenaj

xətləri üzrə – işçi mayenin sızmaları kənara axıdılır (təzyiqsiz və kiçik təzyiqli borular), idarəetmə xətləri üzrə – maye idarə olunan qurğulara və hidravlik aparatlara doğru hərəkət edir (orta və yüksək təzyiqli borular).

Konstruksiyasına görə hidravlik xətlərin növləri:

- sərt borular;
- çevik borular (qollar, xortumlar, şlanqlar);
- gövdələrdəki və panellərdəki xüsusi kanallar və s.

1.9.2.1. Hidravlik borular

Sərt borular keyfiyyətli (10, 20 və digər markalı poladlar) və legirlənmiş poladlardan, əlvan materiallardan: misdən, alüminiumdan və onun ərintilərdən hazırlanır.

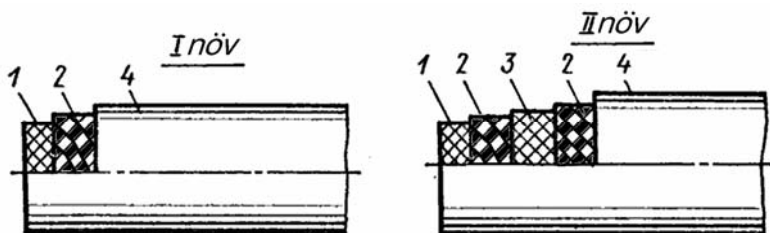
Poladlı xətlər yüksək (32 MPa qədər və artıq) təzyiqlərdə tətbiq olunurlar. Onlar, əsas etibarilə, yüksək təzyiqlərdə – tikişsiz soyuqdartılma, kiçik təzyiqlərdə – tikişli qaynaqla istehsal olunmuş polad borulardan hazırlanır. Alüminium ərintiləri adətən 20 MPa təzyiqə qədər kiçik kütləyə malik olmalı (aviasiya) hidravlik qurğularda istifadə olunur. Misdən hazırlanan borular daha kiçik təzyiqlərdə (15 MPa qədər) kiçik radiusla və böyük bucaq altında əyilməli borular olan yığcam qurğularda və axıtma xətlər kimi tətbiq olunur. İdarəetmə xətlərində və nəzarət cihazlarının birləşdirilməsində mis borulardan istifadə etmək olar.

Çevik borular (xortumlar) iki növ olur:

- rezinli;
- metaldan hazırlanmış borular.

Rezinli çevik hidravlik boruların (xortumların, şlanqların) hazırlanmasında təbii və süni rezindən tətbiq olunur. Xortumlar xarici metal hörgüsü və ya daxili pambıq toxuma parçadan hazırlanmış və karkasla möhkəmləndirilmiş daxili elastik rezinli borudan ibarətdir (şəkil 1.9.5). Avadanlıqlarının bir birinə nisbətən hərəkətdə olan hidravlik intiqalda xortumlar geniş tətbiq olunur.

Eyni zamanda onlar rezindən olduğuna görə hidravlik sistemdə əmələ gələn təzyiq döyüntülərinin azaltmasına qadirdirlər. Xortumların nöqsanları: təzyiq dəyişikdə onların hərəkətə malik olması, hidravlik sistemin ümumi sərtliyinin azaldılması, onların etibarlı iş müddətinin nisbətən qısa (6 ay, nadir hallarda 1,5...3 il) olmasıdır.



Şəkil 1.9.5. Hörgülü xortumların konstruksiyasının sxemləri:

I növ – bir metal hörgülü; *II* növ – iki metal hörgülü

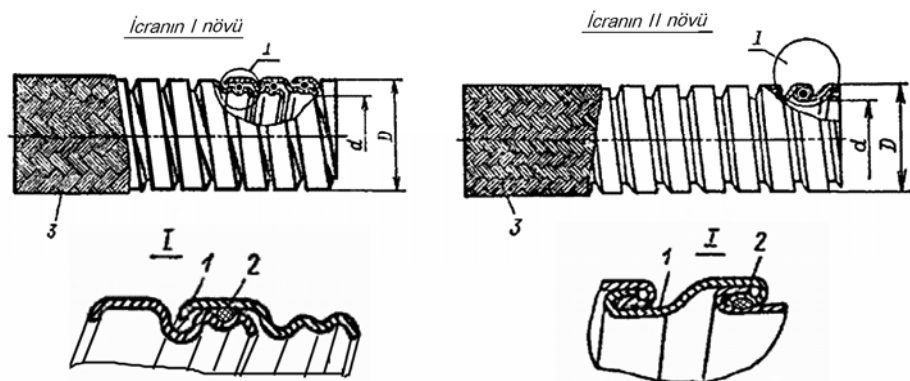
1 – daxili rezin layı; 2 – metal hörgüsü;

3 – ara rezin qatı; 4 – xarici rezin layı

Maşınqayırma sənayesində yüksək təzyiqli çevik qollar 16 MPa-a və 100 °C qədər olan hidravlik sistemlərdə tətbiq olunur.

Təzyiq 4 MPa-a qədər olduqda adətən iki qatlı pambıq torvarı üstüüklü hörgülü çevik qollar istifadə olunur. Bu tipli çevik qolların normal işinə 6 ay ərzində təminat verilir. Çevik və sərt boruların hidravlik sisteminə birləşdirilməsi birləşdirici armatur vasitəsilə yerinə yetirilir.

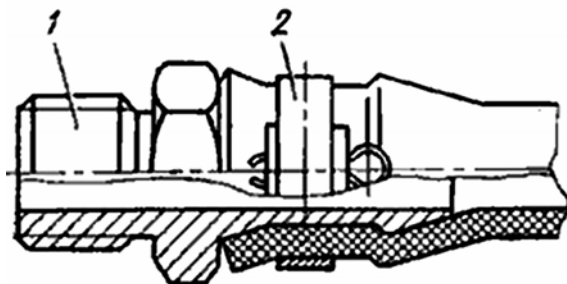
Metal çevik qollar polad və tunc lentdən hazırlanmış daxili büzməli borudan və xarici məftilli torvarı hörgüdən ibarətdir (şəkil 1.9.6). Lent burumları arasında kipləşdirici material yerləşdirilir. Pambıq iplik parçalarla kipləşdirilmiş metal qollar işçi mayenin temperaturu 110 °C qədər, asbestli kipləşdiricili qollar 300 °C qədər mühitdə tətbiq oluna bilər. Metal qollar aqressiv mühitlərlə təmasda olduqda hidravlik sistemlərin spesifik istismar şəraitində tətbiq olunur.



Şəkil 1.9.6. Metal qolların konstruksiyalarının sxemləri:

I – profiləşdirilmiş lent; *2* – kipləşdirici; *3* – məftilli torvarı hörgü

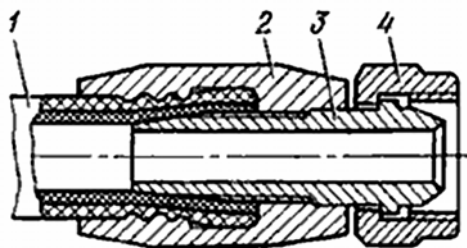
Çevik boruların, xortumların uclarının birləşdirici armaturlara bağlanmasının növü onların konstruksiyasından və işçi təzyiqdən asılıdır. Təzyiq 0,5 MPa-la qədər olduqda çevik qolunun ucu ucluğa və ya daraqşəkilli səthli nippelə *1* burub geydirilib xamıtla *2* (bəndlə) bərkidilir (şəkil 1.9.7).



Şəkil 1.9.7. Təzyiq 0,5 MPa-la qədər olduqda çevik boruların ucların armatura bağlanması:

1 – nippel; *2* – xamıt

Təzyiq 10 MPa-la qədər olduqda çevik qolunun ucunun 1 birləşdirilməsi onu nippel və sıxıcı mufta 2 (çənbər) arasında sıxmaqla əldə edilir (şəkil 1.9.8). Qolunun ucunu 1 əvvəl burub sıxıcı muftaya 2 geydirilir, sonra isə muftaya yivi digər addımlı olan konusvarı səthli nippel 3 burub geydirilir və nəticədə, konusvarı səthin vasitəsilə qolunun ucu muftanın yivinə sancılaraq sıxışdırılır və bununla tələb olunan kiplik yaranır. Təzyiq 10 MPa-dan artıq olduqda sıxıcı mufta 2 xüsusi sanqa (qısqac) tipli alətlə əlavə sıxışdırılır. Çevik borular hidravlik avadanlıqla üstük qaykalarla birləşdirirlər (şəkil 1.9.8, 4).



Şəkil 1.9.8. Təzyiq 0,5 MPa-dan artıq olduqda
çevik boruların uclarının armatura bağlanması:

1 – birləşdirilən borunu ucu; 2 – sıxıcı mufta;
3 – nippel; 4 – üstük qayka

1.9.2.2. Boruların birləşdirilməsi

Ayrı-ayrı borular və hidravlik avadanlıqlar xüsusi birləşdirmələr vasitəsilə birgə hidravlik sistemə quraşdırılırlar. Bundan əlavə, birləşmələr hidravlik sistemdə texnoloji ayırmalar nəzərdə tutulduqda da tətbiq olunur.

Qollar və boru kəmərlərini bir-birinlə birləşdirilməsi birləşdirici armaturun köməyi ilə yerinə yetirilir.

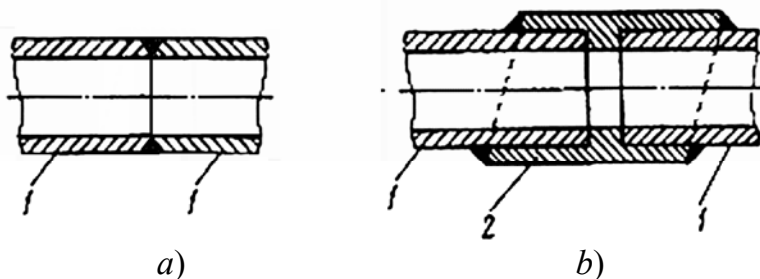
Boru kəmərlərinin hidravlik intiqalın fırlanan bəndlərinə birləşdirilməsi bir, iki və ya daha çox sərbəstlik dərəcəsinə malik olan xüsusi oynaq birləşmələrinin köməyi ilə yerinə yetirilir.

Boruların birləşdirilmələrinin əsas növləri:

- qaynaqlama və lehimlənmə;
- vərdənəlmə üsulu;
- daxili konusla birləşdirmə;
- xarici konusla birləşdirmə;
- sancılan həlqələrlə birləşdirmə;
- flansla birləşdirmə.

Birləşmələr ayrılan (sökülən) və ayrılmayan (sökülməyn) ola bilər.

Ayrılmayan birləşmələr hidravlik intiqallarda nadir hallarda – quraşdırıldıqdan sonra sökülməyən (birdəfəlik quraşdırılan və demontaj olunmayan) hidravlik sistemlərdə tətbiq olunur. Boruların ayrılmayan birləşdirilməsi üçün qaynaqdan və lehimlənmədən istifadə edilir. Borular bir-biri ilə bilavasitə (şəkil 1.9.9, *a*) və ya ucları 30° bucaq altında kəsilmiş muftalarla (keçid oymaqlarla) birləşdirirlər (şəkil 1.9.23, *b*). Ayrılmayan birləşmələrdən istifadə etdikdə hidravlik xətlərin ayrılan birləşmələrdən ibarət olan xətlərə nisbətən ümumi kütləsi 25...30 % kiçik olur.

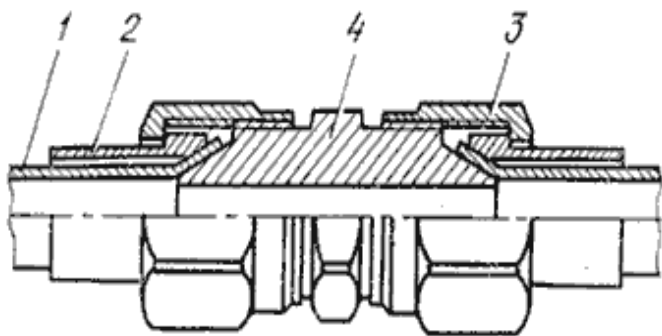


Şəkil 1.9.9. Sərt boru kəmərlərin
qaynaqla (lehimlənməklə) bilavasitə (*a*) və
keçid oymaqla (*b*) birləşdirilməsi:
1 – birləşdirilən borular; *2* – keçid oymaq

Ayrılan birləşmələr iki növ olur: hərəkətli və hərəkətsiz birləşmələr, hansılar ki ştuserlər, nippellər, flanslar və digər birləşdirici xüsusi tərtibatlarla yerinə yetirilir.

Ayrılan hərəkətsiz birləşmələr xarici, daxili konusla, sancılan həlqələrlə və ya flanslarla ola bilər.

Ayrılan hərəkətsiz *xarici konusla* birləşmə (şəkil 1.9.10) konus şəkildə vərdənələnmiş (genişləndirilmiş) ucları olan birləşdirilən borulardan 1, nippel 2, ştuser 4 və üstük qaykadan 3 ibarətdir. Xarici konusla vərdənələnmə üsulu ilə birləşmə təzyiq 30 MPa-a qədər diametri 30...35 mm-dən kiçik əlvan metal və döyülməyə qabil olan poladlı borular üçün soyuq vəziyyətdə tətbiq oluna bilər.



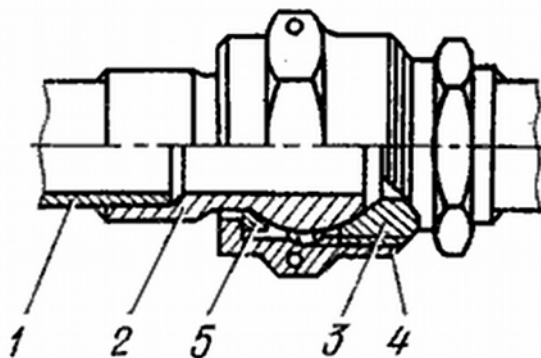
Şəkil 1.9.10. Xarici konusla birləşdirmə

1 – birləşdirilən boru; 2 – nippel;
3 – üstük qayka; 4 – ştuser

Bu tipli birləşmənin lazımi hermetikliyi konus şəkildə genişləndirilmiş borunun ucların ştuserin xarici səthinə üstük qayka ilə kip sıxılmasının nəticəsində əldə olunur. Xarici konusla ayrılan hərəkətsiz birləşmənin nöqsanları: boruların genişləndirilən sahəsində borunun möhkəmliyinin zəiflənməsi; birləşdirilən boruların uclarında gözə görünməyən çatların əmələ gəlməsi;

qaykalara nisbətən böyük sıxışdırıcı momentin tətbiqi; vərdənəlmə əməliyyatını aparmaq üçün xüsusi alətin tətbiqinin zərurəti; birləşmənin təkrar istifadəsinin məhdudluğu və s.

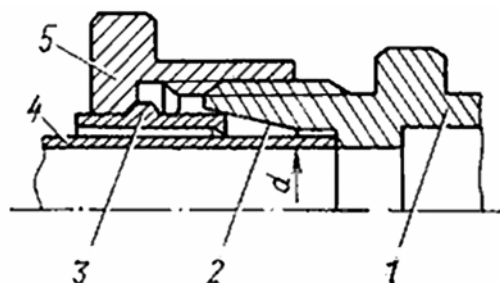
Ayrılan hərəkətsiz *daxili konusla* birləşmə (şəkil 1.9.11) birləşdirilən borunun 1 ucuna qaynaqlanan və ya lehimlənən nippel 2, ştuser 3 və üstük qaykadan 4 ibarətdir. İşçi mayenin təzyiqi 40 MPa ola bilər. Birləşmənin hermetikliyi nippelin xarici kürə (şar) şəkilli səthinin ştuserin konus şəkilli daxili səthinə üstük qayka ilə kip sıxılmasının nəticəsində baş verir. Bu tipli birləşmənin xarici konusla birləşməsinə görə bir necə üstünlüyü vardır: təkrar söküləm-quraşdırma sayının artıq olması; quraşdırma zamanı sıxışdırılan hissələrdə (borularda, armaturda) istənilməz deformasiyalarının olmaması; nippel ucluğun kürəvi formada olmasına görə birləşdirilən boruların oxların kiçik dərəcədə çəpliyinin mümkünlüyü.



Şəkil 1.9.11. Daxili konusla birləşdirmə

1 – birləşdirilən boru; 2 – nippel; 3 – ştuser;
4 – üstük qayka; 5 – dayaq həlqəsi

Ayrılan hərəkətsiz *sancılan həlqəli* birləşdirmə (şəkil 1.9.12) daxili konuslu səthli ştuser 1, üstük qayka 5 və sancılan həlqədən 3 ibarətdir.



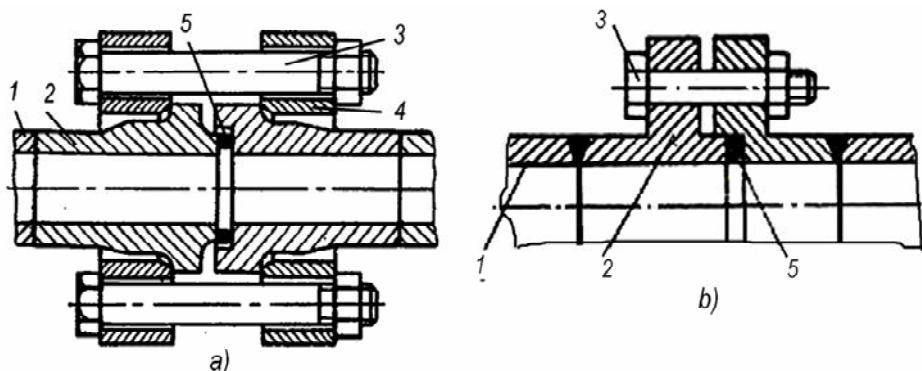
Şəkil 1.9.12. Sancılan həlqəli birləşdirmə

1 – ştuser; 2 – kipləşdirici konuslu səth; 3 – sancılan həlqə;
4 – birləşdirilən boru; 5 – üstük qayqa

Sancılan həlqə sementlənmiş səthli poladdan hazırlanır və ştuser tərəfdəki ucu kəsici haşiyə ilə təchiz olunur. Qayqa ilə sıxışdırılarda kəsici haşiyə boruya 4 sancılır, həlqə deformasiya olub, ştuserin konus səthinin formasını alır və nəticədə lazımı möhkəmlik və kiplik əldə olunur. Sancılan həlqənin materialı sementlənmiş poladdan hazırlanır və onun sərtliyi boru materialın sərtliyindən artıq olmalıdır. İşçi mayenin təzyiqi 40 MPa qədər ola bilər

Flans birləşməsi ayrılan hərəkətsiz növlü birləşmələrə aiddirlər (şəkil 1.9.13). Bu tipli birləşmələr hidravlik sistemin boruların şərti diametri $d_s \geq 32...40$ mm və işçi təzyiqi $p > 32$ MPa artıq olduqda tətbiq olunur. Hidravlik sistemin nisbətən kiçik təzyiqlərində flanslar borulara yivlə, böyük təzyiqlərdə isə qaynaqla birləşdirilir. Tələb olunan hermetiklik flanslar arasında kipləşdirici yumşaq əlvan (alüminium, miss), paronit, rezin, həlqələrin yerləşdirib onları sıxmaqla təmin olunur.

Ayrılan hərəkətli birləşmələr yerqazan, inşaat, meşə və digər qurğuların hidravlik sistemlərində istifadə olunur. Bu növlü qurğularda hidravlik silindrlərin gövdələrin bərkidilmiş tərpənməz ox ətrafında kiçik bucaq altında hərəkəti geniş tətbiq olunur. Bu tipli silindrlərin quraşdırılmasında iki və daha çox sərbəstlik hərəkət dərəcəsi olan hərəkətli birləşmələr nəzərdə tutulur.



Şəkil 1.9.13. Flans birləşmələri
(a – örtüklü növü; b – adi növü):

1 – birləşdirilən boru; 2 – flans ştuseri; 3 – bolt;
4 – örtük flans həlqəsi; 5 – kipləşdirici ara qat

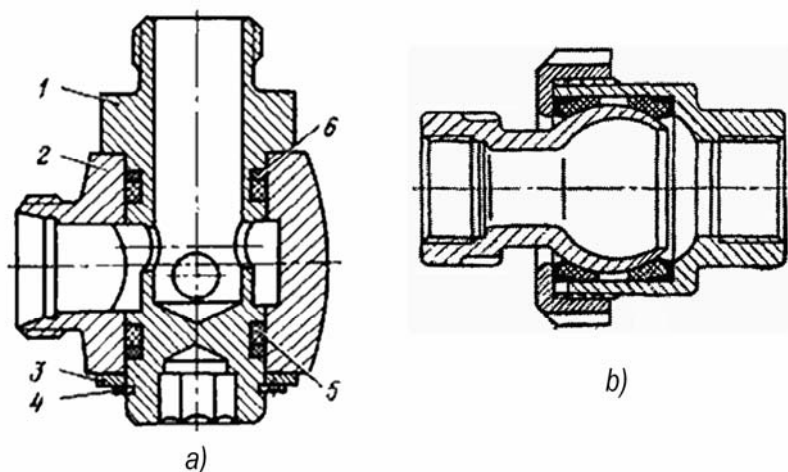
Şəkil 1.9.14-də bir sərbəst hərəkət dərəcəsinə malik olan döənən hərəkətli şarnirli (oynaqlı) birləşmə göstərilmişdir, hansı ki ştuser 1 və onun üzərində bərkidilmiş döənən hərəkətli dirsəkdən (günyədən) 2 ibarətdir. Dirsəyin ox boyu istiqamətində hərəkət etməyənini şayba 3 və durdurucu (saxlayıcı) həlqə 4 ilə yerinə yetirilir.

Ayrılan hərəkətli birləşmənin digər nümunəsi şəkil 1.9.15-da verilmişdir, hansı ki spirala yığılmış borudan ibarətdir. Borulu spiral iki nöqtədə (1 və 2) bərkidilməlidir. Güc hidravlik silindrinin döənən hərəkət zamanı spiral genişlənib uzana bilər və bununla silindrin hərəkətinin bir neçə sərbəstlik dərəcəsinə təmin etmiş olur.

Boru kəmərlərinin quraşdırılmasına aşağıdakı tələbatlar qoyulur:

- boruların gövdəsində heç bir batıq və əzik yerlər olamaması, borular silindrik formasını itirməməlidirlər;

- sərt boruların əyilmə radiusu $R \geq (4...2) d_x$ olmalıdır (d_x – borunun xarici diametri);

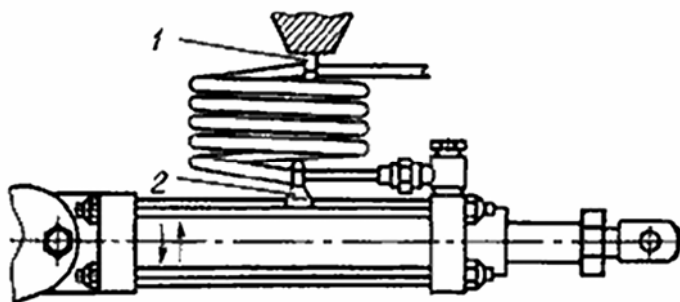


Şəkil 1.9.14. Dönən hərəkətli silindrlı (a)

və sferik (b) şarnirli birləşmələr:

1 – ştuser; 2 – dirsek; 3 – sancaq;

4 – şayba; 5 – durdurucu həlqə



Şəkil 1.9.15. Dönən hərəkətli spirallı borulu birləşmə:

1, 2 – spirallı borunun birləşdirilən nöqtələri

– çevik boruların əyilmə radiusu onların növündən asılı olaraq təxmini $R \geq (12...18) d_d$ olmalıdır (d_d – qolun daxili diametri);

– boruların qurğunun özəlinə birləşdirilmə düyünlərində rezonans titrəmələrin əmələ gəlməsi mümkünlüyünü azaltmaq

məqsədlə birləşdirilmə nöqtələri bir biridən ən azı (40...60) d_x məsafədə yerləşməlidirlər

1.9.2.3. Boru kəmərlərinin seçilməsi və möhkəmliyə hesabı

Boru kəmərlərinin hesabı aşağıdakı məqsədlərə yönəlib iki əsas hissədən ibarətdir:

– hidravlik hesabat:

– boruların daxili diametrinin təyini;

– boru xətlərində hidravlik müqavimətləri dəf etmək üçün sərf olunan təzyiq itkiləri;

– möhkəmliyə hesabat – hidravlik sistemdə ən böyük təzyiq halı üçün möhkəmlik şərtinin yoxlanılması və ya boruların divarlarının qalınlıqlarının təyini.

Boruların əsas parametrləri:

– daxili diametri d_d ;

– xarici diametri d_x ;

– şərti diametri d_s ;

– diametrin nominal diametrindən kənara çıxması $\pm m$;

– divarın qalınlığı s ;

– divarın qalınlığının nominal qalınlıqdan kənara çıxması $\pm \Delta s$;

– buraxıla bilən işçi təzyiq $p_{i\varphi}$;

– sınaq təzyiqi p_s ;

– borunun materialının markası və onun xassələri;

– borunun minimal əyilmə radiusu r_{min} və s.

Boruların daxili diametrinin təyini. Boru kəmərinin daxili diametrinin hesabı qiyməti d_h mayenin qəbul olunmuş hərəkət sürətində tələb olunan sərfin təmin olunması şərti əsasında seçilir:

$$d_h = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \quad (1.9.1)$$

1.9. Hidravlik intiqallarının köməkçi avadanlıqları

burada, Q – hesablanan b oru kəmərinin hissəsində mayenin ən böyük sərfi, m^3/san ; v – maye axının hesablanan borudakı ilkin qəbul olunan orta sürətidir, m/san (1.9.2 cədvəldən seçilə bilər).

Cədvəl 1.9.2

Boru kəmərlərində işçi mayenin tövsiyə olunan sürətləri

	Boru kəmərinin növü						
	Sorma	Axıtma	İdarə	Basqı			
Basqı təzyiqində, MPa	–	–	< 16	< 2,5	< 6,3	< 16	> 32
Mayenin orta sürəti v (çox olmamaqla), m/san	0,74...1,2	1,5...2	5	3	3,5	4	5...10

Sənayedə istehsal olunan və mövcud standartlara uyğun boruların divarının qalınlığını s nəzərə alaraq və $d_d \geq d_h$ şərtini yerinə yetirməklə borunun tapılan hesabı qiyməti d_h dəqiqləşdirilir və borunun digər həndəsi ölçüləri tapılır, haradakı d_d – qəbul olunan ən yaxın böyük ölçülü standart borunun daxili diametridir (cədvəl 1.9.3, a və b).

Hidravlik sistemlərdə boruların, onların armaturların, hidravlik aparatların bir birinə uyğunlaşdırmaq məqsədilə şərti diametr d_ϕ ölçüsündən istifadə olunur (cədvəl 1.9.4).

Cədvəl 1.9.3, a

Sənayedə istehsal olunan tikişsiz, soyuqdartma, polad boruların divarların qalınlığı s , mm

(0.2)	0,25	0.3	0.4	0.5	0.6	0,8	1
1,2	1.4	(1.5)	1.6	1.8	2	2.2	2,5
2.8	3	3,2	3.5	4	4,5	5	5.5
6	6.5	7	7,8	8	8.5	9	9.5

Cədvəl 1.9.3, *b*

Sənayedə istehsal olunan tikişsiz, soyuqdartma, polad boruların həndəsi ölçüləri (nominal xarici diametri d_x , xarici diametrin onun nominal diametrindən kənara çıxması m , divarın qalınlığı s), mm

d_x	m	s	d_x	m	s	d_x	m	s
4	±0.15	0.2...1.2	16	±0.3	0.2...5	28	±0.3	0.4...7
5	±0.15	0.2...1,6	17	±0.3	0,2...5	30	±0.3	0.4...8
6	±0.15	0.2...2,0	18	±0.3	0.2...5	32	±0.4	0,4...8
7	±0.15	0.2...2,5	19	±0.3	0,2...6	34	±0.4	0,4...8
8	±0.15	0.2...2,5	20	±0.3	0,2...6	35	±0.4	0,4...8
9	±0.15	0,2...2,8	21	±0.3	0,4...6	36	±0.4	0,4...8
10	±0.3	0,2...3.5	22	±0.3	0,4...6	38	±0.4	0.4...9
11	±0.3	0,2...3.5	23	±0.3	0,4...6	40	±0.4	0,4—9
12	±0.3	0.2...4	24	±0.3	0,4...7	42	±0.4	0,4...9
(13)	±0.3	0.2...4	25	±0.3	0,4...7	45	±0.4	0,4...10
14	±0.3	0,2...4	26	±0.3	0,4...7	48	±0.4	0,4...10
15	±0.3	0.2...5	27	±0.3	0.4...7	50	±0.4	0.4...12

Cədvəl 1.9.4

Boruların, armaturun, fitinqlərin
keçid şərti diametrləri d_s , mm

1	1,5	2	2,5	3	4
5	6	8	10	13	15
20	25	32	40	50	60

Hidravlik boruların həndəsi ölçülərini dəqiqləşdirildəndən sonra onlardakı işçi mayenin həqiqi orta sürətini aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$v = \sqrt{\frac{4Q}{\pi d_d^2}}, \quad (1.9.2),$$

haradakı d_d – borunun dəqiqləşdirilmiş daxili diametridir.

Boruların möhkəmliyə hesabı. Boruların möhkəmliyə hesabı onların divarlarının qalınlıqlarının s təyininəndən ibarətdir.

Boru divarın qalınlığı xarici diametrinə nisbəti $d_x/s \geq 16$ və ya $d_x/d_d < 1,7$ qiymətdə olarsa (d_x və d_d – uyğun olaraq boru kəmərinin xarici və daxili diametrləri), onlar **nazik divarlı** borular hesab olunur və onlar üçün möhkəmlik şərtini aşağıdakı düsturla hesablamaq olar (tikişsiz borular üçün):

$$\sigma = p \frac{d_{or}}{2(s-c)} \leq [\sigma], \quad (1.9.3)$$

burada σ – mayenin daxili təzyiqinin təsirindən kəsilməyə əmələ gələn tangensial gərginlik; p – hidravlik sistemdə mayenin hesabı təzyiqi (hidravlik sınaqlardakı və hidravliki zərbələrdə təzyiqləri nəzərə alaraq adətən $p = (1,2...1,3) p_{nom}$ qəbul olunur, p_{nom} – hidravliki sistemdəki nominal işçi təzyiqdir); d_{or} – borunun orta diametri, $d_{or} = \frac{d_x + d_d}{2}$; c – boru divarına korroziya qarşına

əlavə; s – boru divarının qalınlığı; $[\sigma]$ – boru materialın buraxıla bilən gərginliyidir.

Verilmiş diametrli tikişsiz boruların divarlarının qalınlığı s hesablanan qiymətindən s_h az olmamalıdır:

$$s \geq s_h = p \frac{d_{or} + m}{2[\sigma]n} + c, \quad (1.9.4)$$

haradakı m – borunun verilmiş diametrdən kənara çıxması, mm ($m \approx 0,3$ mm); n – divarın qalınlığının nominal qiymətdən kənara çıxmasını nəzərə alan əmsaldır, $n \approx 0,9$.

Korroziya sürəti bir il ərzində 0,1 mm və qurğunun işləmə müddəti 10 il olduğu halı üçün korroziyaya görə artırma $c_k = 1$ mm qəbul olunur.

Buraxıla bilən gərginlik aşağıdakı nisbətdən təyin edilir:

$$[\sigma] = 0,3 \sigma_m, \quad (1.9.5)$$

harada ki σ_m – boru materialın möhkəmlik həddidir.

Boru kəmərlərin hazırlanmasında istifadə olunan poladların möhkəmlik hədləri (müvəqqəti müqavimətləri) cədvəl 1.9.5-də göstərilmişdir. Əlvan materiallı borular üçün $\sigma_m = 200 \dots 250$ MPa qəbul olunur.

Cədvəl 1.9.5

Poladların möhkəmlik hədləri (müvəqqəti müqavimətləri)

Poladın markası	10	20	35	45	10Г2	15X	20X	40X	30XГСА	15XM
σ_m , MPa	340	420	520	600	430	420	410	630	500	440

Borunun hesabı qalınlığı s_h kiçik olarsa, xarici mexaniki zədələyici qüvvələrdən qorumaq üçün poladlı boruların qalınlığı $s = 0,5$ mm-dən, əlvanlı boruların qalınlığı isə $s = 0,8 \dots 1,0$ mm-dən kiçik olmamalıdır. Tikişsiz, soyuqdartma hidravlik sistem maye-qaz kəmərləri polad boruları üçün əsas həndəsi və möhkəmlik parametrləri cədvəllərdə 1.9.6 və 1.9.7-də verilmişdir.

Cədvəl 1.9.6

Maye-qaz kəmərləri polad boruları, mm

Şerti diametri d_s		Yiv açmaq üçün borunun xarici diametri d_x	Divarın qalınlığı s		
mm	düymlə		Yüngül borular	Adi borular	Gücləndirilmiş borular
6		10,2	1.8	2	2.5
8	1/4	13,5	2	2.2	2.8
10	3/8	17	2	2.2	2.8
15	1/2	21,3	2.5	2.8	3.2
20	3/4	26,8	2,5	2.8	3,2
25	1	33,5	2.8	3.2	4
32	1 1/4	42,3	2.8	3.2	4
40	1 1/2	48	3	3.5	4
50	2	60	3	3.5	4.5

Boru divarının qalınlığının xarici diametrinə nisbəti $d_x/\delta > 16$ qiymətdə olduqda, onlar **qalın divarlı** borular hesab olunur.

Qalın divarlı boru kəmərləri üçün p təzyiqində boru materialında əmələ gələn gərginliyi σ aşağıdakı düsturla (Lame düsturu) təyin edilir:

$$\sigma = p \frac{d_x^2 + 2s + 2s^2}{2s(d_x - s)}. \quad (1.9.6)$$

Qalın divarlı borunun minimal qalınlığı isə :

$$s_{min} = \frac{d}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right) \quad (1.9.7)$$

tənliklə hesablanır.

Çevik boru kəmərlərinin möhkəmliyə hesablama metodikası xüsusi ədəbiyyatlarda verilmişdir.

Cədvəl 1.9.7

Tikişsiz, soyuqdartma polad boruların şərti keçidi d_s , xarici diametri d_x və divarının qalınlığının s hidravlik sistemdəki təzyiqdən asılılığı

Şərti keçid d_s , mm	16 MPa	25 MPa	16 MPa	25 MPa
	borunun xarici diametri d_x , mm		divarın qalınlığı s , mm	
8	10	12	1,4	1,6
10	12	14	1,4	2,0
13	15	16	1,6	2,5
13	16	16	1,6	2,5
16	18	20	2,0	3,0
20	22	25	2,5	3,5
25	28	30	3,0	4,0
32	35	38	3,5	4,5
32	36	38	3,5	4,5
40	42		4,0	

1.9.2.4. Hidravlik xətlərin hidravliki hesabı

Hidravlik xətlərdəki hidravliki itkilər. Hidravlik xətlərdəki təzyiq itkiləri boru kəmərlərindəki (sərt metal, əyilə bilən yüksək və yaxud aşağı təzyiqli şlanq) sürtünmədən yaranan itkilər və axının istiqamətinin və sürətinin dəyişməsindən (misal üçün, bucaqlı borucuq, dirsəklər, üç ağızlı borucuqlar və dönmə birləşmələri) alınan yerli müqavimətlərdən olan itkilərdən ibarətdir. Hidravlik intiqalların borularında təzyiq itkisi mümkün qədər kiçik olmalıdır. İşçi maye axının özlülüyü və sürətinin sabit

olduğu halda təzyiq itkisi boru kəmərinin daxili diametri, uzunluğu və həm də istifadə olunmuş birləşdiricilərin konstruksiyalarından asılıdır.

Hidravlik xətdə təzyiq itkisi işçi mayenin axma rejimindən – laminar və yaxud turbulent olmasından asılıdır. Maye axının hərəkət rejiminin olduğu növü Reynolds ədədi Re ilə təyin olunur:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (1.9.8)$$

burada d – hidravlik kəmərin en kəsiyinin *xarakterik xətti ölçü* olaraq, yerli müqavimət üçün şərti keçidin diametri, boru kəməri üçün isə borunun daxili diametrinə bərabərdir.

Maye axının rejimin dəyişməsi Reynolds ədədinin kritik (böhran) qiymətində Re_b baş verir. Sərt boru kəmərləri üçün bu qiymət $Re_b = 2300$, çevik şlanqlar üçün $Re_b = 1600$ qiyməti sayılır. Mövcud maye axında Reynolds ədədi Re bu qiymətdən yuxarı olanda ($Re \geq Re_b$) axın rejimi – *turbulent*, aşağı olanda isə ($Re < Re_b$) – *laminar* hesab oluna bilər.

Xüsusi işçi mayenin kiçik sürətlərində və mayenin böyük özlülüyündə hidravlik sistemlərin boru kəmərlərində axın adətən laminar olur. Turbulent rejim daha çox qoruyucu klapanalarda, drossellərdə, hidravlik paylayıcılarda, həm də boru kəmərlərinin yerli daralmalı hissələrində baş verir. Reynolds ədədin Re kritik qiymətləri müxtəlif borular və hidravlik aparatlar üçün 1.9.8-ci cədvəldə verilmişdir.

Hər iki rejim halı üçün işçi mayenin hərəkəti zamanı borularda, kanallarda sürtünmədən təzyiq itkisi Δp aşağıdakı düsturla (Darsi düsturu) tapılır:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho_m, \quad (1.9.9)$$

burada, λ – boru kəmərinə uzunluqla əlaqədar sürtünməyə görə təzyiq itkisi əmsalı; l və d – boru kəmərinin baxılan hissəsinin uzunluğu və daxili diametri; v – işçi maye axınının orta sürəti; ρ_m – işçi mayenin sıxlığıdır.

Cədvəl 1.9.8

Müxtəlif borular və yerli müqavimətlər üçün Reynolds Re_b ədədinin təxmini böhran (kritik) qiymətləri

Yerli müqavimətlər	Re_b
Dairəvi hamar boru	2100 ...2300
Rezin şlanq	1600
Daxili metal təbəqəli şlanq	1800 ...2000
Konsentrik hamar yarıq	1100
Oyuqlu konsentrik yarıq	700
Oyuqlu qeyri konsentrik aralıq	400
Kran, ventil	550 ...750
Tor süzgəc	400
Silindrik pəncərəli zolotnik	260
Yastı və qabarıq klapanlar	20...100

Boru kəmərinin uzunluqla əlaqədar təzyiq itki əmsalı λ mayenin *laminar* axımı rejimində sərt boru kəmərləri üçün:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (1.9.10)$$

çevik şlanqlar üçün isə

$$\lambda = \frac{70...80}{Re} \quad (1.9.11)$$

düsturlarla hesablanır .

Ümumiyyətlə, axının turbulent rejimində uzunluğa görə təzyiq itkisi əmsalı λ Reynolds ədədindən Re və borunun daxili nisbi kələ-kötürlük əmsalından (Δ/d) asılıdır:

$$\lambda = f(Re, \frac{\Delta}{d}), \quad (1.9.12)$$

haradakı Δ – borunun mütləq kələ-kötürlüyüdür (boru divarında maye tərəfdəki çıxıntıların hündürlüyü), mm, d – borunun daxili diametridir, mm.

Turbulent axınlı rejimində borunun daxili divarlara bitişmiş laminar qat mövcuddur. Onun qalınlığı δ_{lam} (mm) aşağıdakı düsturla hesablanır:

$$\delta_{lam} = 34,2 \cdot 10^{-3} \frac{d}{Re^{0,875}}. \quad (1.9.13)$$

Bu qatın qalınlığının δ_{lam} mütləq kələ-kötürlüyün mütləq qiyməti Δ ilə müqayisədə iki vəziyyət ola bilər:

– $\delta_{lam} \geq \Delta$ olarsa borular kiçik kələ-kötürlüklü və ya *hidravliki hamar* borular sayılır, borunun daxili kələ-kötürlüyü nəzərə alınmır və turbulent axının $Re = 2300 \dots 10^5$ intervalında hidravlik sürtünmə əmsalının λ qiyməti Blazius düsturu ilə tapılır:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}; \quad (1.9.14)$$

– $\delta_{lam} \leq \Delta$ olarsa, borular kobud kələ-kötürlüklü (hidravliki qeyri hamar) hesab olunur və onlar üçün hidravlik sürtünmə əmsalı λ nisbi kələ-kötürlük dərəcəsiindən (Δ/d) asılı olaraq aşağıdakı düsturla (Altşul düsturu) hesablanır:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (1.9.15)$$

Maye axının avtomodel (inkişaf etmiş turbulent) rejimində ($Re > 10^5$):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}, \quad (1.9.16)$$

və ya $\lambda \approx 0,025 \dots 0,03$ qəbul etmək olar.

Bir neçə boru kəmərlərin növlərinin və kanallar tiplərinin kələ-kötürlüklərinin qiymətləri cədvəl 1.9.9-da göstərilib.

Cədvəl 1.9.9

Müxtəlif materiallardan hazırlanmış boru və kanalların istismar müddəti nəzərə alınmaqla mütləq kələ-kötürlükləri Δ

Borular və kanallar		Mütləq kələ-kötürlük $10^3 \cdot \Delta, \text{ m}$
Tipləri	Vəziyyəti	
Soyuq-dartma üsulu ilə hazırlanmış tikişsiz polad borular	Təzə	0,01...0,05
	İstismarda olan	0,04...0,1 (0,15 qədər)
	Cüzi korroziyalı	0,2...0,3
bürünc borular	Təzə	0,02
mis borular	Təzə	0,01
alüminium borular	Təzə	0,06
Polad hissələrdə açılmış kanallar	Təzə	0,04...0,1
	İstismarda olan	0,1
Yüksək təzyiqli rezin şlanqlar	Təzə	0,005...0,001
	İstismarda olan	0,01...0,05

Yerli müqavimətlərdən təzyiq itkisi Veysbah düsturu ilə tapılır:

$$\Delta p_{\text{yerli}} = b \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (1.9.17)$$

1.9. Hidravlik intiqallarının köməkçi avadanlıqları

burada, ξ – yerli müqavimət əmsalı (cədvəl 1.9.10); b – laminar axın rejimində yerli müqavimətdən itkinin Re -nin qiymətindən asılılığını nəzərə alan düzəliş əmsalı:

– $Re \geq 2300$ olanda, $b = 1$;

– $Re < 2300$ olanda b əmsalı şəkil 1.9.16-dəki qrafikdən təyin edilir.

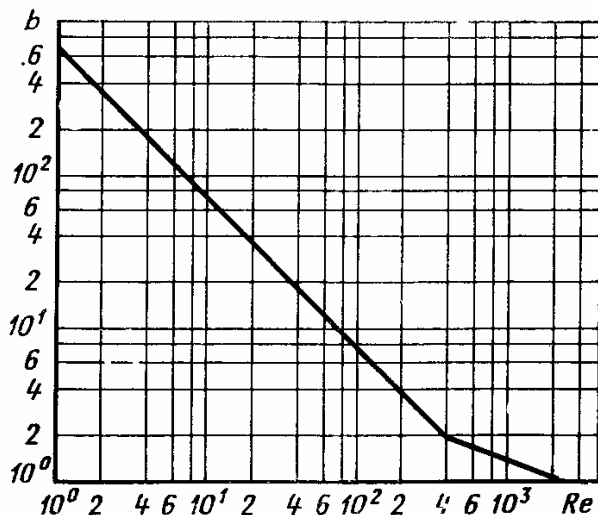
Cədvəl 1.9.10

Hidravlik aparatlar üçün yerli müqavimət əmsalları

Yerli müqavimətin növü	ξ
Hidravlik qıfıllar, konus kilidləyici elementli klapan (yayın gücü nəzərə alınmır)	2...3
Özü-özünə kilidlənən birləşdirici muftalar	1...1,5
Mayenin borudan hidravlik çənə çıxışı – turbulent axın rejimi üçün – laminar axın rejimi üçün	1,0 2,0
Hidravlik silindrlərə, hidravlik pnevmoakkumulyatorlara, süzgəclərə və s. giriş	0,8...0,9
Hidravlik çəndən iti haşiyəli boruya çıxış – borunun ağız hissəsi hidravlik çənin divarı ilə bir müstəvidədir; – boru hidravlik çənin divarından içəri uzadılıb	0,05 1,0
Boruları keçid birləşdiricilərinə bağlayan ştuserlər və boru sahələrini bağlayan keçid birləşdiriciləri	0,1...0,15
Boru kəmərinin, borunun diametrinin 3...5 mislinə bərabər əymə radiusu ilə 90^0 bucaq altında əyilmiş səlis dirsəyi	0,12...0,15
Maye axınını 90^0 altında bir dəfə döndərən, döndərmə birləşmələri	1,5...2,0

ξ -nin qiymətləri d diametrli boru kəmərinə olan sürət üçün verilib.

Boru kəmərinə yerli müqavimətlərdən və uzunluğa görə təzyiq itkilərinin cəmi nasosun yaratdığı təzyiqin 5... 10%-dən çox olmamalıdır. Bəzi hallarda təzyiq itkisi 20...30% qəbul oluna bilər (kiçik təzyiqli hidravlik sistemlərdə).



Şəkil 1.9.16. İşçi mayenin laminar axımı rejimində yerli təzyiq itkiləri üçün düzəliş əmsalının $b = f(Re)$ asılılığı qrafiki.

Hidravlik avadanlıqlarında hidravliki itkilər. Hidravlik paylayıcılar, hidravlik klapanlar, drossellər, hidravlik qıfıllar, süzgəclər, hidravlik paylayıcıları və hidravlik intiqalın başqa elementləri mürəkkəb hidravliki müqavimətlərə malik olduğundan və bir-birinə qarşılıqlı təsir etdiklərindən onları analitik üsulla hesablamaq olmur. Hidravlik avadanlığın xarakteristikaları hazırlanmış nümunə üçün, işçi parametrlər diapazonunda təcrübi olaraq təyin edilir və onların texniki sənədlərində göstərilir.

Hidravlik avadanlıqlarda təzyiq itkisi, onlardakı işçi mayenin sərfi və özlüyünün hesablama qiymətləri əsasında, onların verilmiş hidravlik xarakteristikalarına görə təyin edilir. Əgər texniki

sənədlərdə lazımı sərfin Q_2 və özlülüyün v_2 hesablama qiymətlərinə uyğun hidravlik avadanlıqdakı təzyiq itkiləri Δp_{Q_2} və Δp_{v_2} göstərilməyibsə, onda sərfin və özlülüyün məlum konkret qiymətlərdə (Q_1 və v_1) verilmiş təzyiq itkilərini Δp_{Q_1} və Δp_{v_1} nəzərə alaraq, hesablamaqla itkilərin təxmini qiymətlərini (Δp_{Q_2} və Δp_{v_2}) aşağıdakı tənlikləri istifadə edərək təyin etmək olar;

$$\begin{aligned}\Delta p_{Q_2} &= \Delta p_{Q_1} \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^m \\ \Delta p_{v_2} &= \Delta p_{v_1} \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n\end{aligned} \quad (1.9.18)$$

Bu halda göstəricilər laminar rejim üçün: $m = 1$, $n = 1$ olur; turbulent rejim üçün: $m = 2$, $n = 0$ olur. Yerli müqavimətlərin çoxluğu nəticəsində istiqamətləndirici və tənzimləyici hidravlik aparatlarda qeyri dayanıqlı keçid rejimi yaranır. Ona görə də göstəricilərin qiymətini $m = 1,85 \dots 1,75$; $n = 0,15 \dots 0,25$ qəbul etmək olar.

Hidravlik sistemdə ümumi hidravliki itkilər. Hidravlik sistemin hər hesabat halı üçün təyin olunan ümumi hidravlik itkiləri boru kəmərindeki təzyiq itkilərindən, yerli müqavimətlərdə və hidravlik intiqalın elementlərindəki itkilərdən (hidravlik intiqalının faydalı gücünə sərf olunan təzyiq düşküsndən başqa) ibarətdir.

$$\Delta p_{it} = \Sigma \Delta p_{sürt} + \Sigma \Delta p_{yerli} + \Sigma \Delta p_{av}, \quad (1.9.19)$$

Hidravlik sistemdəki ümumi itkiləri nəzərə alaraq, nasosun basqı hidravlik xəttindəki təzyiq təyin edilir.

$$\Delta p_{it} = \Delta p_m + \Delta p_{it}, \quad (1.9.20)$$

burada, Δp_m – hidravlik mühərrikdə və yaxud eyni vaxtda işləyən ardıcıl birləşdirilmiş hidravlik mühərriklərdə hidravlik intiqalın

faydalı gücünə sərf olunan təzyiq düşküsidür. Əgər alınmış p_n təzyiqi qəbul olunan nominal p_{nom} təzyiqini aşmırsa, p_n , Q_n və Δp_{it} parametrləri bu hesabat halı üçün tapılmış hesab olunur. Nasosun basqı hidravlik xəttində $p_{n \max}$ təzyiqi maksimal buraxılabilən təzyiqdən çox alınarsa, daha yüksək təzyiqə nəzərdə tutulmuş nasos götürülür (yəni sistemdəki p_{nom} artırılır), boru kəmərlərinin diametri artırılır və yoxlama hesabatı dəqiqləşdirilir.

Məsələ 1.9.1. Temperaturu 20°C olan И-30 (Sənaye 30) markalı mineral yağı daxili diametrli $d_d = 22$ mm boru kəməri ilə verimi $Q = 105$ dm³/dəq olan nasosla hidravlik silindrə ötürülür. 20°C temperaturda yağın kinematik özlülüyü $\nu = 150$ mm²/san (150 sSt)) təşkil edir. Yağın axma rejimini təyin etməli və maye axının laminar rejiminin turbulent rejiminə keçmə temperaturunu tapmalı.

Həlli:

Yağın boruda axma sürəti:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 105 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 60} = 4,61 \text{ m/san.}$$

$t = 20^\circ\text{C}$ -də yağın kinematik özlülüyü $\nu = 150$ mm²/san = $1,5 \cdot 10^{-4}$ m²/san.

Reynolds ədədinin Re qiyməti:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4,61 \cdot 0,022}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 676 < Re_b = 2300.$$

$t = 20^\circ\text{C}$ -də yağın hərəkət rejimi laminardır. Yağın hərəkət rejimi laminar rejimindən turbulent rejimə keçməsi axının Reynolds ədədinin qiyməti kritik həddə Re_b çatdıqda baş verir:

$$Re_{kr} = \frac{vd}{\nu} = 2300.$$

Buradan axının hərəkətinin böhran vəziyyətinə uyğun yağın kinematik özlülüyünü tapırıq:

$$\nu = \frac{vd}{2300} = \frac{4,61 \cdot 0,022}{2300} = 0,44 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{san} = 44 \text{ mm}^2/\text{san}$$

Kinematik özlülüyün temperaturdan asılılığı qrafikdən $\nu = f(t)$ tapırıq ki, yağın kinematik özlülüyü $\nu = 44 \text{ mm}^2/\text{san}$ 43°C temperatura uyğundur və yağın hərərəti bu temperatura çatdıqda yağın hərəkət rejimi dəyişir (keçid rejimi baş verir).

Məsələ 1.9.2. Həcmi hidravlik intiqalın qidalandırıcı nasosunun verimi $Q_n = 80 \text{ dm}^3/\text{dəq}$ olduğu halda sorucu, basqı və axıtma hidravlik xətlərinin diametrlərini hesabı və seçilməsi.

Həlli:

Maye axınının tövsiyə olunan sürətini və onun sərfini bilməklə boru kəmərinin diametrini aşağıdakı düsturla təyin etmək olar:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}.$$

Tövsiyə olunan sürətlərə görə borularda aşağıdakı qiymətləri qəbul edək: sorucu xətdə – $v'_s = 1 \text{ m/san}$; basqı xətdə – $v'_b = 4 \text{ m/san}$; axıtma xətdə – $v'_a = 1,7 \text{ m/san}$.

İşçi mayenin sərfi $Q_n = 80 \text{ dm}^3/\text{dəq} = 0,0013 \text{ m}^3/\text{san}$ halı üçün hesabı boruların daxili diametrlərini hesablayırıq:

– sorucu xəttin hesabı diametri:

$$d_{hs} = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi v'_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0013}{3,14 \cdot 1}} = 0,041 \text{ m} = 41 \text{ mm};$$

– basqı xəttin hesabı diametri:

$$d_{hb} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0013}{3,14 \cdot 4}} = 0,021 \text{ m} = 21 \text{ mm};$$

– axıtma xəttin hesabı diametri:

$$d_{ha} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0013}{3,14 \cdot 1,7}} = 0,032 \text{ m} = 32 \text{ mm}.$$

Bu nəticələri yuvarlaqlaşdırıb standart uyğunlaşdırsaq, alınır: $d_s = 42 \text{ mm}$, $d_b = 20 \text{ mm}$, $d_a = 32 \text{ mm}$ (divarın qalınlığı $\delta = 3 \text{ mm}$). Boruların qəbul olunmuş diametrlərinə uyğun gələn axının həqiqi sürətləri $v_a = 1,7 \text{ m/san}$ (hesablanmış diametr standart diametrə bərabərdir),

$$v_s = \frac{4Q_n}{\pi d_s^2} = \frac{4 \cdot 0,0013}{3,14 \cdot 0,042^2} = 0,94 \text{ m/san};$$

$$v_b = \frac{4 \cdot 0,0013}{3,14 \cdot 0,02^2} = 4,24 \text{ m/san}.$$

1.10. HİDRAVLİKİ HƏCMİ ÇEVİRİCİLƏR

Təcrübədə hidravlik intiqalların tətbiqində bəzi hallarda qısa müddətli yüksək yüklənmə ilə rast olunur və bunun üçün daha qiymətli yüksək təzyiqli nasosların istifadəsi qeyri səmərəlidir. Bu səbəbdən hidravlik sistemdə təzyiqi qaldıran qurğuların tətbiqi daha əlverişlidir. Bu tip qurğular *hidravlik çeviricilər* adlanır.

Ümumiyyətlə hidravlik çeviricilər həcmi hidravliki maşın olub, təzyiq və sərfin qiymətlərini dəyişərək bir işçi maye axınının enerjisini başqa olan axına ötürür. Hidravlik çeviricilər iki növ olurlar:

- düztəsirli hidravlik çeviricilər:
- fırlanma hidravlik çeviricilər.

Düztəsirli hərəkət edən çeviricilər müxtəlif diametrli iki hidravlik silindrdən ibarət olub, bunların porşenləri bir-bir ilə sərt birləşmiş olur.

Fırlanma hərəkətli hidravlik çeviriciləri müxtəlif işçi həcmli nasos və hidravlik mühərrikdən ibarətdir. Bunların valları bir-biri ilə sərt birləşirlər.

Adətən, hidravlik çeviricilər hidravlik sistemdə kiçik sərtlərdə təzyiqi 60...70 MPa-dan yuxarı qiymətlərə qaldırmaq üçün istifadə olunur.

1.10.1. Düztəsirli çeviricilər

Düzxətli hərəkət edən çeviricilər bir və iki təsirli olurlar.

Birtəsirli düzxətli hərəkət edən hidravlik çeviricinin sxemi şəkil 1.10.1-də göstərilmişdir. Maye axınının giriş təzyiqi p_1

porşenin $S_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$ sahəsinə, çıxış təzyiqi p_2 isə kiçik sahəli

$S_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$ ştoka təsir edir. Sürtünmə qüvvəsini nəzərə almamaqla porşen və ştok tərəflərdən təsir edən qüvvələrin eyni olduğundan

($P = \text{const}$):

$$P = p_1 S_1 = p_2 S_2, \quad (1.10.1)$$

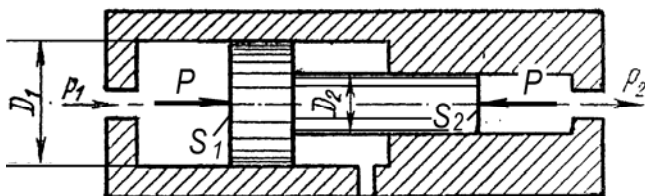
və buradan

$$p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} = p_2 \frac{D_2^2}{4}, \quad (1.10.2)$$

Axırıncı bərabərlikdən tapılır ki, bu qurğuda təzyiqin artma əmsalı i (çıxış bəndinə təsir edən təzyiqin p_2 giriş bəndində təzyiqinə p_1 olan nisbəti) bərabərdir:

$$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad (i > 1), \quad (1.10.3)$$

burada S_1 , D_1 – porşenin sahəsi və diametri; S_2 , D_2 – ştokun sahəsi və diametri; p_1 , p_2 – girişdəki və çıxışdakı təzyiqlərdir.

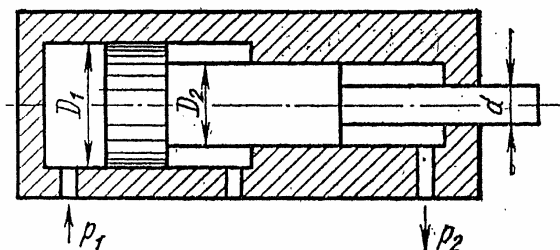


Şəkil 1.10.1. Düzxətli birtəsirli təzyiq çeviricisinin sxemi.

Şəkil 1.10.2-də diferensial porşenli hidravlik çeviricinin sxemi verilmişdir. Bu tipli düzxətli birtəsirli təzyiq çeviricisi ilə onun sərtliyini və quruluşun möhkəmliyini ödəməklə, kiçik effektiv sahə vasitəsilə yüksək təzyiq almaq olar. Diferensial hidravlik çeviricisi üçün təzyiqin artma əmsalı bərabərdir:

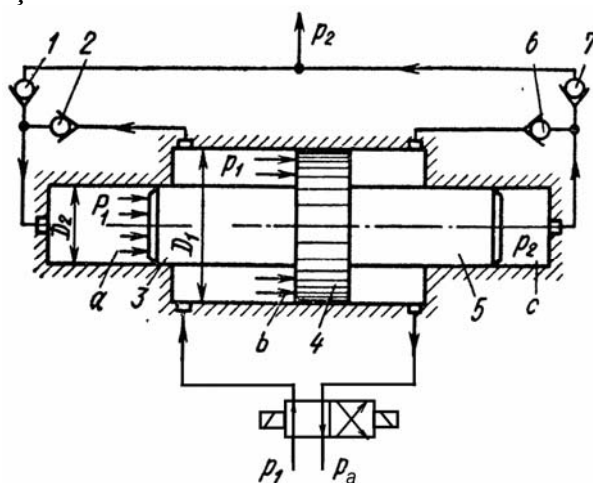
$$i = \frac{D_1^2}{D_2^2 - d^2} = \frac{p_2}{p_1}, \quad (1.10.4)$$

burada d – ştokun çıxıntısının diametridir. Bu tənlikdən görünür ki, daxili silindrin diametri D_2 ştokun diametrinə d yaxınlaşdıqca təzyiqin artma əmsalı i böyüyür.



Şekil 1.10.2. Diferensial porşenli hidravlik çeviricinin sxemi.

Birtəsirli düzxətli hidravlik çeviricilərdə boş gedişi yox etmək üçün iki (fasiləsiz) təsirli düzxətli hidravlik çeviricilər istifadə edilir (şəkil 1.10.3). Bu tipli hidravlik çeviricinin qidalandırılması zolotnikli paylatıcı vasitəsilə yerinə yetirilir, hansının ki zolotnikin yerdəyişməsi porşenin hər gedişin kənar nöqtələrə çatdıqda avtomatik baş verir.



Şəkil 1.10.3. Düzxətli ikitəsirli təzyiq çeviricisinin sxemi.

İşçi mayeni p_1 təzyiq altında silindrin sol boşluğuna b verdikdə maye həmin təzyiqə əks klapandan 2 keçib plunjerin sol a boşluğuna da təsir edir. Nəticədə porşen 4 aşağıdakı qüvvəni yaratmaqla sol istiqamətdə hərəkət edəcək:

$$P_1 = p_1 \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} + p_1 \frac{\pi D_2^2}{4} = p_1 \frac{D_1^2}{4}, \quad (1.10.5)$$

Porşen 4 sol istiqamətdə hərəkət etdikdə maye plunjerlə 5 yüksək təzyiqə p_2 qədər c boşluğunda sıxışdırıb və əks klapandan 7 keçib istehlakçıya çatdırılır. Bu zaman əks klapandan 6 p_2 təzyiqli mayenin porşenin sağ boşluğu və əks klapandan 1 porşenin sol b və plunjerin sol boşluqları a ilə əlaqələrini kəsirlər, porşenin sağ boşluğu isə paylayıcı vasitəsilə axıtma xətlə birləşmiş olur.

Təzyiqin artma əmsalı i bərabərlik tənliyindən təyin olunur:

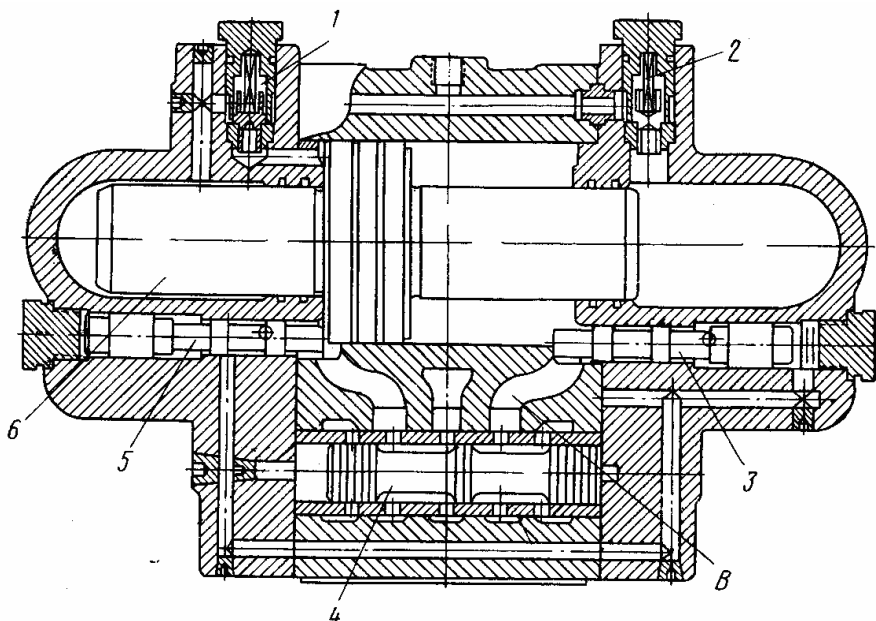
$$p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} = p_2 \frac{\pi D_2^2}{4}, \quad (1.10.6)$$

və

$$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{D_1^2}{D_2^2}, \quad (1.10.7)$$

İşçi mayeni p_1 təzyiq altında silindrin sağ boşluğuna verdikdə gücləndirmə prosesi əks istiqamətdə baş verəcəkdir. Bu tipli çeviricilər sərfi $110 \text{ dm}^3/\text{dəq}$ və təzyiqin artma əmsalı $i = 2:1$ -dən $1000:1$ qədər parametrlərdə istehsal olunurlar.

Düzxətli ikitəsirli təzyiq çeviricisinin konstruksiyasının sxemi şəkil 1.10.4-də verilmişdir.

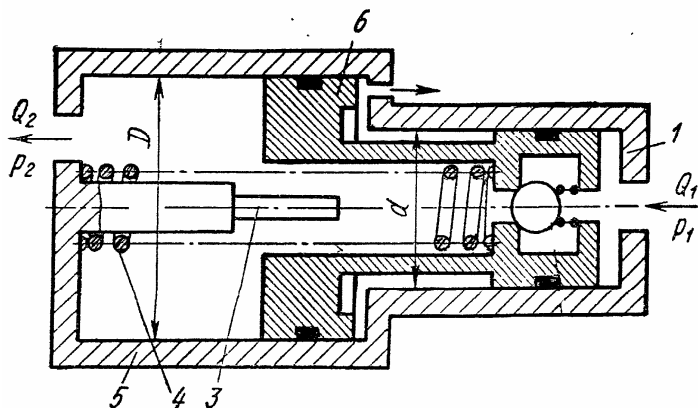


Şəkil 1.10.4. Düzxətli ikitəsirli təzyiq çeviricisinin konstruksiyasının sxemi:

1, 2 – əks klapanlar; 3, 5 – zolotniklər; 4 – hidravlik paylayıcı; 6 – porşen

Hidravlik intiqallarda təzyiqi azaltmaqla işçi maye sərfini çoxaldan çeviricilərdən də istifadə edilir.

Enerji itkisi baxımından bu tipli çeviricilərin tətbiqi azaldan reduktorlardan faydalıdır. Bu çeviricinin sxemi şəkil 1.10.5-də verilmişdir. Şəkildən göründüyü kimi, çevirici iki müxtəlif sahəli 1 və 5 silindrlərdən ibarətdir. Bu silindrlərin bir ümumi diferensial tipli porşeni 6 vardır. Maye yüksək təzyiq p_1 altında en kəsik sahəsi az olan silindrinə 1 verilir. Oradan böyük sahəli, az təzyiqli silindrinə 5 maye sıxışdırılaraq istehlakçıya ötürülür. Silindrin 1 qidalanması tamamlandıqdan sonra p_1 təzyiqi 0-a qədər azaldılır və porşen yay 4 vasitəsilə ilkin vəziyyətinə gətirilir.



Şəkil 1.10.5. Təzyiqi azaldan hidravlik çeviricinin sxemi.

Təzyiqin azaltma əmsalı (sürtünmə və yayın qüvvəsi nəzərə alınmamaqla).

$$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{d^2}{D^2} \quad (i < 1), \quad (1.10.8)$$

və buradan

$$p_2 = p_1 \frac{d^2}{D^2} = p_1 i, \quad (1.10.9)$$

haradakı d , D – uyğun olaraq, kiçik və böyük silindrlərin diametrləridir.

Böyük silindrdən təzyiq azalmış mayenin sərfi Q_2 isə aşağıdakı bərabərlikdən tapılır:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{d^2}{D^2}, \quad (1.10.10)$$

və

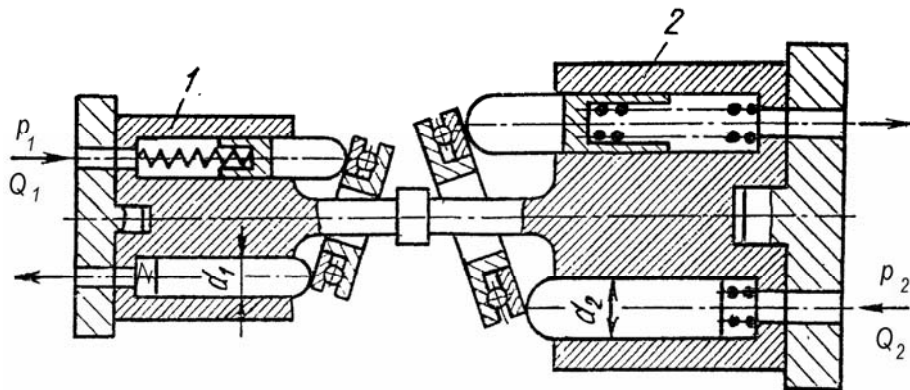
$$Q_2 = Q_1 \frac{D^2}{d^2} = \frac{1}{i} Q_1. \quad (1.10.11)$$

Silindrin böyük diametrli boşluqla 5 əlaqəsi olan qapalı hidravlik boru magistralında ola bilən sızmaların kompensasiyası üçün baxılan sxemdə k r li klapandan 2 istifadə olunur, hansı ki porşenin gedisinin sol istiqamətinin kənar vəziyyətində milin 3 təsiri ilə açılır və yüksək təzyiqli hidravlik xətdən lazımi miqdarda maye kiçik təzyiqli hidravlik xətdə daxil olur. Təzyiq müəyyən qədər artıqdan sonra porşen 6 sağa doğru yerini dəyişir və klapan yenidən ba lanır.

1.10.2. Fırlanma hərəkətli çeviricilər

Təzyiq və s rfn dəyişdirilməsi məqsədilə fırlanma hərəkətli  eviricil rindən istifadə olunur.

Şəkil 1.10.6-da fırlanma aksial-porşenli çeviricinin (hidravlik həcmi transformatorun) sxemi göstərilmişdir, hansı ki, valları s rt birləşmiş müxtəlif işçi həcmli aksial-porşenli hidravlik maşınlardan 1 v  2 ibarətdir.



Şəkil 1.10.6. Fırlanma hərəkətli hidravliki çeviricinin sxemi.

Hidravlik maşını 1 hidravlik motoru kimi istifadə etdik  digər hidravlik maşın 2 nasos rejimində işləyir və onun hesabi verimi Q_2 (sızma nəzərə alınmadan) hidravlik motorun sərfi Q_1 -dən k dəfə artıq olacaqdır (k – sərf artma əmsalı):

$$k = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2 q_2}{n_1 q_1} = \frac{q_2}{q_1} \quad \text{və ya} \quad Q_2 = k Q_1 \quad (1.10.12)$$

burada $n_2 = n_1 = n$ – hidravlik maşınların vollarının fırlanma tezlikləri; q_1 və q_2 – 1 və 2 hidravlik maşınlarının işçi həcmliəri:

$$q_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} z_1 h_1; \quad q_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} z_2 h_2, \quad (1.10.13)$$

burada d_1 və d_2 ; h_1 və h_2 ; z_1 və z_2 – uyğun olaraq 1 və 2 hidravlik maşınlarının müvafiq diametrləri, işçi gedişləri və porşenlərin sayı; Q_1 və Q_2 – maşınların hesabi sərfliəridir.

Hidravlik maşınların güclərin bərabər olduğunu nəzərə alaraq və, məsələn, $q_1 < q_2$ ($k > 1$) olduğu halda nasosun yaratdığı təzyiqi p_2 hidravlik mühərrikin girişində olan təzyiq p_1 -dən k dəfə kiçik olur və aşağıdakı asılılıqla təyin olunur (mexaniki itkilər nəzərə alınmamaq şərti ilə)

$$p_2 = p_1 \frac{q_1}{q_2} = p_1 \frac{1}{k} = i \cdot p_1, \quad (1.10.14)$$

burada i – təzyiq artma əmsalıdır (baxıla halda $i < 1$).

2-ci hidravlik maşınını hidravlik motor kimi istifadə etdikdə 1-ci maşının (nasosun) verimi Q_1 ($q_1 < q_2$) onun sərfindən Q_2

$$k = \frac{q_2}{q_1}, \quad (1.10.15)$$

dəfə kiçik olacaq, maşınların gücləri eyni olduğu üçün 1-ci maşının təzyiqi p_1 2-ci maşının təzyiqindən p_2 ($q_1 < q_2$, $i < 1$)

$$i = \frac{p_1}{p_2} = \frac{q_2}{q_1} \quad (1.10.16)$$

dəfə artıq olacaqdır.

1.11. HİDRAVLİK AKKUMULYATORLAR

1.11.1. Hidravlik akkumulyatorlar haqqında ümumi məlumat

Hidravlik akkumulyatorlar – izafi təzyiq altında olan işçi mayenin enerjisini hidravlik sistemə yenidən qaytarmaq məqsədilə yığan qurğulardır.

İşçi maye axının enerjisinin toplanması və saxlanması hidravlik akkumulyatorlarda maye mexaniki (hidravliki) enerjisinin digər mexaniki enerjisinin növünə çevirməkdən ibarətdir. Bu səbəbdən hidravlik akkumulyatorlar enerji çeviriciləri avadanlıqları qrupuna aiddirlər.

Hidravlik akkumulyatorların əsas vəzifəsi – hidravlik sistemin icraçı aqreqatı enerjini nisbətən aşağı səviyyədə istifadə etdiyi zaman və ya onun fasilə verdiyi müddətdə nasosun hidravliki enerjini yığmaqla nasos yüklə işlədikdə yığılan mexaniki enerjini yenidən istehlakçını enerji ilə fasiləsiz təmin etməkdir. Belə hallarda hidravlik akkumulyatorlar hidravlik sistemin təzyiq xəttinə qidalandırıcı nasosla paralel birləşdirilir.

Hidravlik akkumulyatorlarda yığılmış enerjinin sistemə qaytarılması qısa müddətdə ola bilər və bu səbəbdən o az zamanda böyük güc yarada bilər. Odur ki, maye sərfinin (bəzən bunun qiyməti sistemdəki mayenin orta sərfindən çox olur) fasiləsi böyük olan hidravlik sistemdə akkumulyatorun tətbiq edilməsi daha səmərəlidir. Məsələn akkumulyator istifadə olduqda o hidravlik mühərrikin gücünü (məsələn, qüvvə silindrinin) nasosun qəbul edilmiş gücünü 15...20 dəfə artırır.

Adətən, akkumulyator əsas qidalanma mənbənin (nasosun) işdən çıxdığı halda hidravlik sistemin müxtəlif qollarına qəza-ehtiyat qidalanması kimi tətbiq edilir. Belə hallar, xüsusilə təyyarəni və ya başqa nəqliyyat maşınlarının, tormozlanma sisteminin qidalanması kimi istifadə olunur.

Akkumulyatorun tətbiq edilməsi əsas olaraq, hidravlik sistemin hər hansı hissəsini, maye sərfi olmadıqda, uzun müddətdə təzyiq altında saxlamağı üçün xüsusilə üstünlük verilir. Belə hallara, məsələn, dəzgah tutucularda emal olunan və ya rezin hissələrin formalaşmasında (vulkanizasiyada) məmulatların uzun zaman təzyiq altında saxlanması aiddir

Beləliklə, hidravlik intiqalların daxilində hidravlik akkumulyatorlar müxtəlif funksiyaları yerinə yetirmək üçün istifadə olunur, o cümlədən:

- enerjinin toplanması;
- işçi maye ehtiyatların toplanması;
- qəza şəraitində müvəqqəti işini və idarəetməni təmin etməsi;
- qüvvələrin kompensasiyası;
- mexaniki impulsların dempferlənməsi (hidravlik müqavimətləri yaratmaqla zəiflətməsi);
- hidravlik zərbələrin dempferlənməsi;
- axıtma və sorma xətlərindəki axınların döyüntülərinin qabağın alınması (aşağı təzyiqli dayaqlıq hidravlik akkumulyatorlar);
- döyüntü və zərbələr enerjisinin dempferlənməsi;
- hərəkətdə olan mexanizmlər rəqslərin metal yaylar kimi azaltması;
- tormozlanma zamanı itirilə bilən enerjinin bərpası;
- təzyiqin sabit səviyyəsində saxlanması;
- əlavə işçi maye tutumu və s.

Toplanan mexaniki enerjisinin tipindən asılı olaraq hidravlik akkumulyatorlar aşağıdakı növlərə bölünürlər:

- yük hidravlik akkumulyatorlar;
- yaylı hidravlik akkumulyatorlar;
- elastik gövdəli hidravlik akkumulyatorlar;
- pnevmo-hidravlik (qaz-hidravlik) akkumulyatorlar:
 - mühitlər (adətən qaz (hava, azot) və maye) arasında

ayırıcı (arakəsməsi) olmayan;

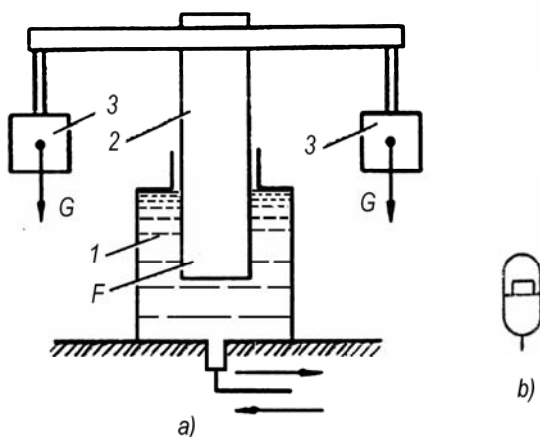
– mühitlər ayırıcısı olan.

Mühitlər ayırıcıların tipindən asılı olaraq qaz-hidravlik akkumulyatorlar üç növdə olurlar:

- porşenli – mühitlər ayırıcısı porşen şəkilində;
- membranlı – mühitlər ayırıcısı rezin diafraqma formada;
- balon tipli – mühitlər ayırıcısı elastik balon formada.

1.11.2. Hidravlik akkumulyatorların əsas növləri və konstruksiyaları

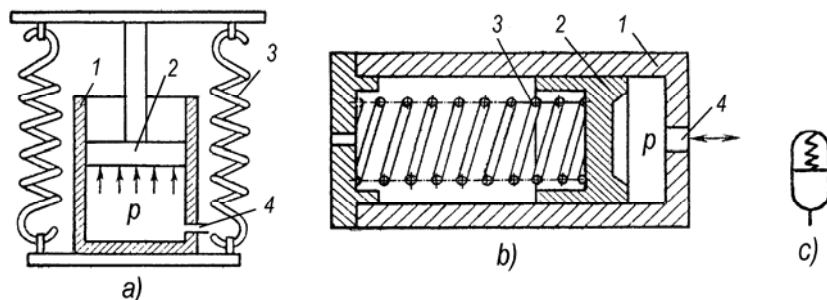
Yük hidravlik akkumulyatorlarda (şəkil 1.11.1) enerjinin yığılması və qaytarılması yükün potensial enerjisinin dəyişməsinin hesabına baş verir. Bu tipli akkumulyatorun mühüm xassəsi ondan ibarətdir ki onunla yaradılan təzyiqin daxilində yığılan işçi mayenin həcmindən asılılığın olmamasıdır. Yaranan təzyiq yalnız yükün çəkisindən asılıdır. Lakin, yük hidravlik akkumulyatorlar alçaq enerji tutumuna, yüksək ətalətliliyə və çox böyük əndazə ölçülülərinə malikdirlər və buna görə az istifadə olunurlar.



Şəkil 1.11.1. Yük hidravlik akkumulyatorların prinsiplial quruluşu (a) və onun şərti işarəsi (b)

Yük hidravlik akkumulyatorların əsas hissələri: silindr *1*; plunjer *2* və *2G* yüküdür *3*. Akkumulyator maye ilə dolanda plunjer yüklə birgə qalxır (akkumulyatorun potensial enerjisi artır), maye onu tərk etdikdə plunjer yüklə birgə enir.

Yaylı hidravlik akkumulyatorlarda (şəkil 1.11.2) enerjinin yığılması və qaytarılması yayların elastik deformasiya enerjisinin dəyişməsinin hesabına baş verir. Akkumulyatorlarda işçi mayedəki təzyiqi *p* yayın açılma (şəkil 1.11.2, *a*) və ya sıxılma (şəkil 1.11.2, *b*) qüvvəsindən yaranır. Yaylı hidravlik akkumulyatorların əsas hissələri: silindr – *1*; porşen – *2*; yay – *3*; doldurma və boşalma ştuseri – *4*.

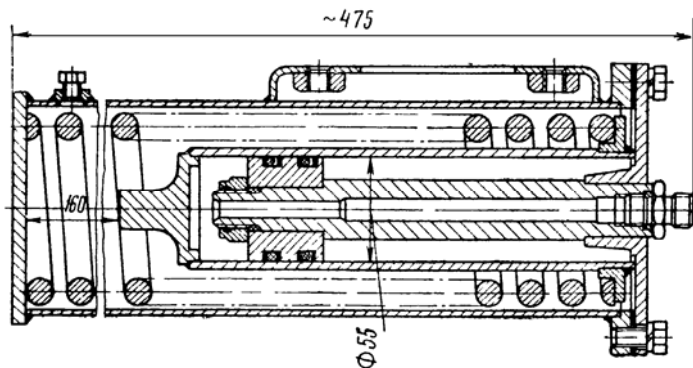


Şəkil 1.11.2. Yay növlü hidravlik akkumulyatorların konstruktiv sxemləri:

a – xarici (aşılma) yaylı; *b* – daxili (sıxılma) yaylı; *c* – şerti işarəsi

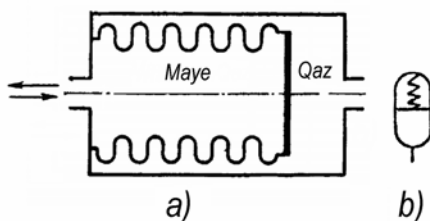
Yaylı hidravlik akkumulyatorun konstruksiyası şəkil 1.11.3-də verilmişdir.

Metal yayların deformasiyalarının məhdud olmasına görə bu tipli hidravlik akkumulyatorlarda yığılmış mayenin həcmi və təzyiqləri nisbətən az olurlar (2 MPa qədər). Yaylı hidravlik akkumulyatorların digər nöqsanı – boşaltma dövründə yaradığı təzyiqin onların boşaltma dərəcəsiindən asılılığıdır.



Şəkil 1.11.3. Yaylı hidravlik akkumulyatorun konstruksiyası

Elastik gövdəli hidravlik akkumulyatorlarda (şəkil 1.11.4) enerjinin yığılması və qaytarılması akkumulyatorların gövdələrin (məsələn, silfonun) elastik deformasiya enerjisinin dəyişməsinin hesabına baş verir. Bu tipli hidravlik akkumulyatorların nöqsanları yaylı hidravlik akkumulyatorlarınkı kimidir.

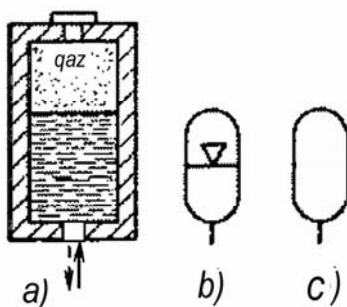


Şəkil 1.11.4. Elastik gövdəli hidravlik akkumulyatorun konstruktiv sxemi (a) və şərti işarəsi (b)

Qaz-hidravlik akkumulyatorlarda enerjinin yığılması və qaytarılması akkumulyatorların daxilindəki sıxışdırılan qazın enerjisinin dəyişməsinin hesabına baş verir. Kiçik əndazə ölçülərdə ən böyük enerji tutumuna malik olmasına görə bu tipli akkumulyatorlar hidravlik intiqallarında geniş yer tutmuşdurlar.

Qaz-hidravlik akkumulyatorlar adətən yüksək təzyiqli ((20...30) MPa) hidravlik sistemlərdə tətbiq olunurlar.

Mühitlər ayırıcısı olmayan qaz-hidravlik akkumulyatorların (şəkil 1.11.5) daxilində işçi maye bilavasitə sıxılmış qazla (adətən azotla) təmasda olur. Bu tipli hidravlik akkumulyatorlar az ətalətli, konstruksiyaları sadə və enerjisi itkilərin olmamağına malikdirlər. Lakin, onların gözə çarpan dərəcədə nöqsanı – yüksək təzyiqlərdə maye ilə təmasda olan işçi qaz tədricən mayədə həll olması nəticəsində akkumulyatorların xassələrinin xeyli pisləşməsidir və bu səbəbdən akkumulyatorların vaxtaşırı işçi qazla əlavə doldurulması mövcuddur.



Şəkil 1.11.5. Mühitlər ayırıcısı olmayan qaz-hidravlik akkumulyatorun konstruktiv sxemi (a);

b – qaz-hidravlik akkumulyatorların şərti işarəsi;

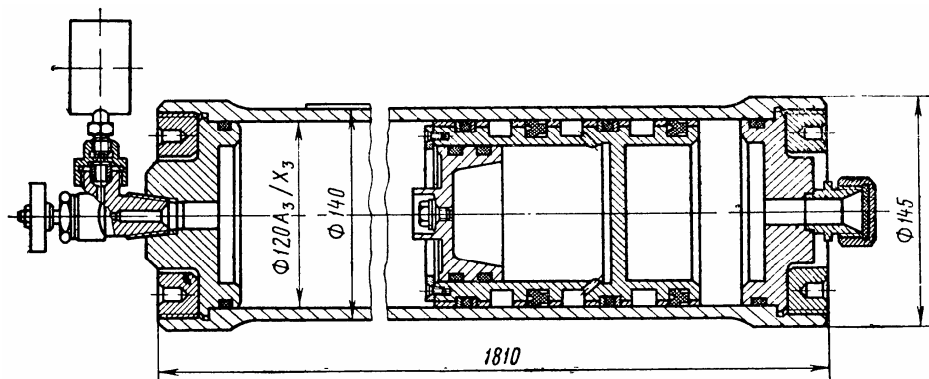
c – hidravlik akkumulyatorların ümumi şərti işarəsi

Qeyd olunan nöqsan *mühitlər ayırıcısı olan qaz-hidravlik akkumulyatorlarında* müəyyən dərəcədə aradan qaldırılır.

Porşenli *mühitlər ayırıcısı olan qaz-hidravlik akkumulyatorların* mühitlər ayırıcısı porşen şəkilində olur (şəkil 1.11.6). Onların əsas nöqsanı – yığılan enerjisinin təxminən 15% qədər iş zamanı porşenin və gövdə arasındakı mexaniki sürtünmələrə sərf olunmasıdır. Bu tipli qaz-hidravlik akkumulyatorların digər nöqsanları: müəyyən dərəcədə onların

ətalətliliyidir və porşenlə silindrin divarı arasında olan kipliyinin tədricən pozulması və sızmaların artmasıdır.

Porşenli mühitlər ayırıcısı olan qaz-hidravlik akkumulyatorun konstruksiyası şəkil 1.11.6-da verilmişdir.



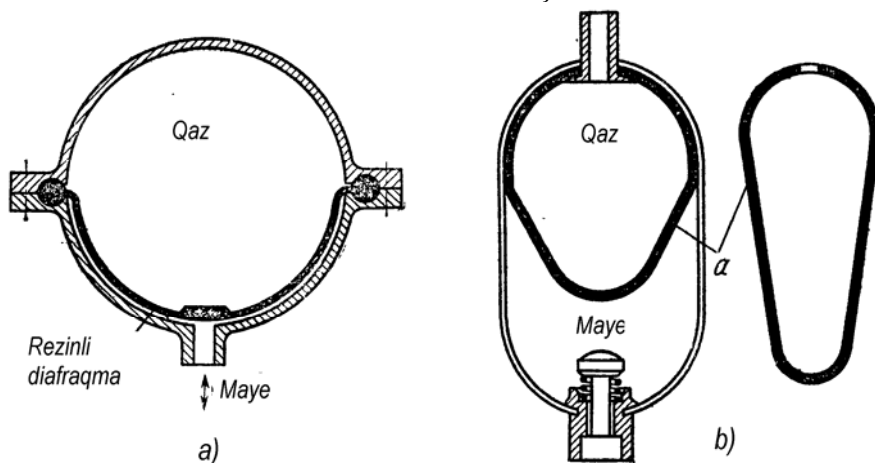
Şəkil 1.11.6. Mühitlər ayırıcısı olmayan qaz-hidravlik akkumulyatorun konstruksiyası

Praktiki olaraq bu nöqsanlar *membranlı və balon tipli mühitlər ayırıcısı olan qaz-hidravlik akkumulyatorlarında* aradan qaldırılır. (şəkil 1.11.7). Bu hidravlik akkumulyatorların membranlı tipində – sərt mərkəzli rezinli diafraqmasının (həlqəsinin) və balon tipində – elastik balonun deformasiyalarına sərf olunan qüvvələrin kiçik olduğundan enerji itkiləri azdır və onlar, praktiki olaraq, ətalətsizdirlər. Membranlı qaz-hidravlik akkumulyatorlar təzyiqi 10 MPa qədər, balon tipli isə təzyiqi 30 MPa qədər olan hidravlik sistemdə tətbiq olunurlar

Porşenli hidravlik akkumulyatorlar silindri formalı, membranlı və balonlu tipli akkumulyatorlar isə adətən girdə sferik formada hazırlayırlar. Sferik formalı tutumların gövdələrin materiallarında təzyiq altında əmələ gələn gərginliklər silindrik formalı tutumlardan iki dəfə kiçikdir.

III tipli mühitlər ayırıcısı olan qaz-hidravlik sferik balonlu

akkumulyatorun konstruksiyası şəkil 1.11.8-də və onun xarakteristikası cədvəl 1.11.1-də verilmişdir.



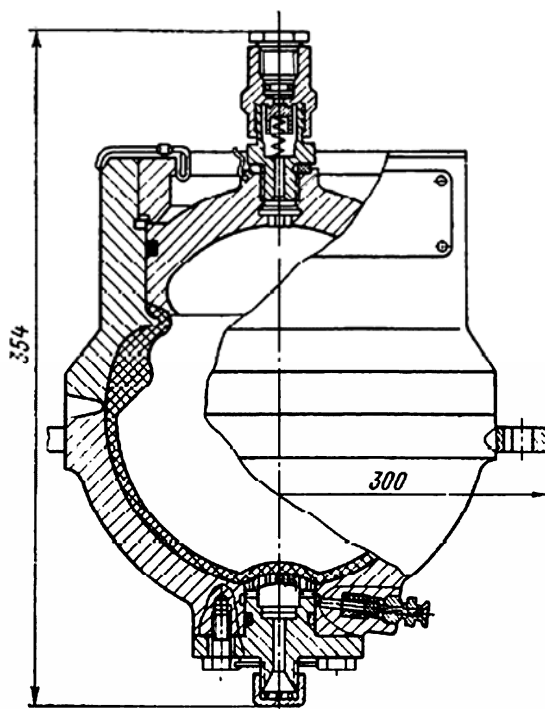
Şəkil 1.11.7. Mühitlər ayırıcısı olan qaz-hidravlik akkumulyatorun konstruktiv sxemləri:

a – sferik diafraqmalı tipli; *b* – balonlu tipli

Cədvəl 1.11.1

ΓIII1 tipli qaz-hidravlik sferik balonlu akkumulyatorun xarakteristikası

Maksimal işçi təzyiq, MPa	22
Tam həcmi, dm ³	2.5
Azotla doldurma təzyiqi, MPa	6.5
Ölçüləri, mm:	
– hündürlüyü	354
– eni (dayaqlarla)	300
Kütləsi, kq	30.9
İşçi maye	mineral sənaye yağlar 20, 30, 45 və su-yağ emulsiyası



Şəkil 1.11.8. Mühitlər ayırıcısı olan qaz-hidravlik kürəvi (sferik) balonlu akkumulyatorun konstruksiyası

1.11.3. Hidravlik akkumulyatorların hidravliki hesabı

Hidravlik akkumulyatorun hesabı onun ümumi konstruktiv həcmnin V_k , qazla doldurma təzyiqin p_d və gövdənin möhkəmliyə hesabından ibarətdir.

Hidravlik akkumulyatorların əsas parametrləri:

- akkumulyatorun ümumi konstruktiv həcmi V_k – gövdənin daxili boşluğunun həcmi;

- akkumulyatorun faydalı həcmi V_f – doldurulmuş akkumulyatorun təzyiqi ilkin p_{max} qiymətindən sonuncu p_{min} qiymətinə kimi azalanda akkumulyatordan sıxışdırılıb hidravlik sisteminə qaytarılan işçi mayenin həcmi;

– qaz-hidravlik akkumulyatorun qazla doldurma təzyiqi p_d – maye olmadığı halda akkumulyatorun tam həcmində sıxıldırılmış qazın təzyiqi .

Tam doldurulmuş qaz-hidravlik akkumulyatorun konstruktiv həcmi V_k bərabərdir:

$$V_k = V_{g \min} + V_f + V_e, \quad (1.11.1)$$

haradakı $V_{g \min}$ – maksimum təzyiqdə p_{max} sıxılmış qazın minimal həcmi; V_e – ehtiyat həcmdir (təcrübələrə əsasən faydalı həcmnin V_f (3...5)% təşkil edir).

Yaylı akkumulyatorun faydalı həcmi V_f porşenin S sahəsindən və yayın yığılmasından h_s asılıdır:

$$V_f = S h_s, \quad (1.11.2)$$

haradakı

$$h_s = \frac{p_{max} - p_{min}}{c} S = \frac{\Delta p}{c} S, \quad (1.11.3)$$

c – yayın sərtlilik əmsalından. Buradan

$$V_f = \frac{\Delta p}{c} S^2. \quad (1.11.4)$$

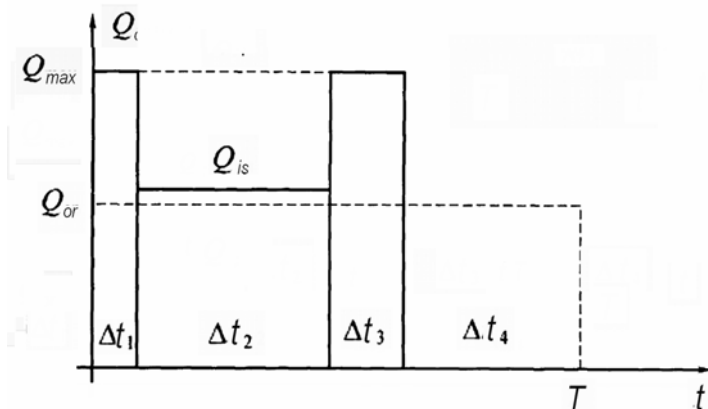
Sürtünmə qüvvələrini nəzərə alınmadıqda mayedəki carı işçi təzyiq bərabərdir:

$$p = \frac{R_y}{S}, \quad (1.11.5)$$

burada $R_y = c(h_o - h)$ – yayın sıxıcı qüvvəsi; h_o , h – akkumulyator yayının ilkin və carı yığılması və ya uzanmasıdır.

Beləliklə, yaylı akkumulyatordakı işçi mayenin təzyiqi yayının sərtlilik əmsalından c , ilkin deformasiyasından h_o və onun iş zamanı boşaldılma dərəcəsinin h asılıdır.

Qaz-hidravlik akkumulyatorun hesablamasında ilkin olaraq onun lazımı faydalı həcmnin V_f qiyməti tapılmalıdır. Bunun üçün, məsələn, hidravlik sistemdə sərf olunan işçi mayenin histogramından (şəkil 1.11.9) istifadə oluna bilər.



Şəkil 1.11.9. Dəzgahın hidravlik sistemində işçi mayenin sərfələr histqramının nümunəsi

Bu tipli histqram metalkəsən dəzgahların tutqacların (supportların) iş zamanı avtomatın hidravlik intiqal sistemində bir işçi dövrəsində T tələb olunan işçi mayenin sərfinin dəyişməsinə xarakterizə edir: Δt_1 – kəsici alətinin sürətli gətirilməsi (SG); Δt_2 – işçi veriş (İV); Δt_3 – kəsici alətin sürətli kənarlaşdırılması (SK); Δt_4 – gözləmə zamanı (GZ). Qaz-hidravlik akkumulyatorun olmadığı halda tutqacın təkrarlanan dövrlə iş zamanı üçün qidalandırıcı nasosun seçilməsi sərfin maksimal qiymətinə Q_{max} uyğun aparılmalıdır. Qaz-hidravlik akkumulyatorun tətbiqi halda isə nasosun seçimi sərfin orta qiymətinə Q_{or} görə aparmaq olar, hansı ki göstərilən histqramdan tapmaq olar:

$$Q_{or} = \frac{Q_{max} \Delta t_1 + Q_{iv} \Delta t_2 + Q_{max} \Delta t_3}{T}. \quad (1.11.6)$$

Onda qaz-hidravlik akkumulyatorun faydalı həcmi olmalıdır:

$$V_f = Q_{or} t_4. \quad (1.11.7)$$

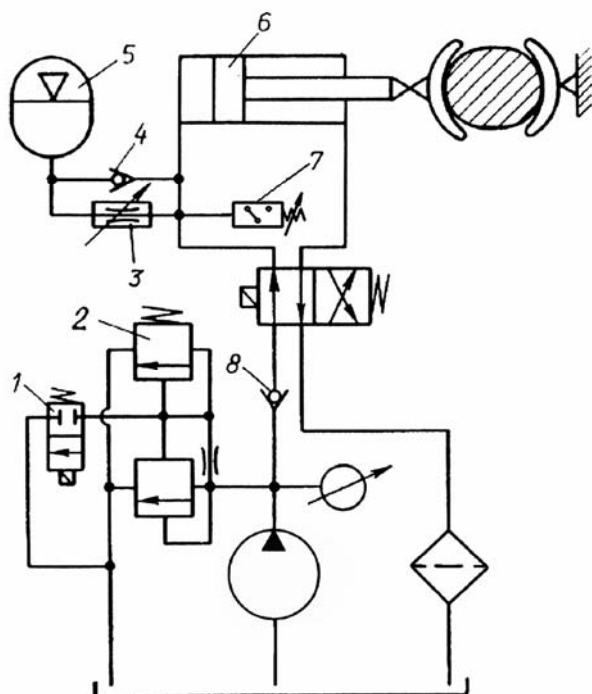
Qəbul olunan akkumulyatordakı $p_{max} \dots p_{min}$ işçi təzyiqlər intervalında qaz halının dəyişməsi politrop qanunu ilə olduqda ($pV^n = \text{const}$; n – qazın politrop göstəricisidir) qazın sıxılıb-genişlənməsi üçün aşağıdakı tənlik yazıla bilər:

$$p_d V_k^n = p_{max} V_{min}^n = p_{min} (V_q + V_k)^n. \quad (1.11.8)$$

Axırıncı iki tənlikdən (1.11.7 və 1.11.8) ibarət tənliklər sistemini həll etdikdə V_k və $p_{max} = p_d$ qiymətlərini tapmaq olar. Bu iki qiymətlər əsasında kataloqlardan qaz-hidravlik akkumulyator seçilə bilər.

Qeyd etmək lazımdır ki, qaz-hidravlik akkumulyator hidravlik qurğuda yerləşdirdikdə onu əhatə edən metal tordan örtük də quraşdırılmalıdır, hansı ki qəza zamanı metal qırıntılarını saxlayaraq qazın hərəkətinə müqavimət göstərmir.

Şəkil 1.11.10-də göstərilən hidravlik intiqallı qurğunun sxemində qaz-hidravlik akkumulyator 5 sistemdə baş verən sızmaların kompensasiyasını və emal olunan hissəni sıxılmış vəziyyətdə saxlamaq üçün hidravlik intiqalda işçi təzyiqin sabitliyinin təmin üçün tətbiq olunur. Yüku tutucusunu hissəni saxlayan zamanı nasos klapan 2 vasitəsilə yüksüzləşir, hidravlik silindrdəki 6 lazımi təzyiq isə hidravlik akkumulyatorla təmin olunur. Bu sxemdə nasos yüksüzləşmiş rejimdə olduğu halda əks klapan 8 hidravlik akkumulyatoru axın xəttindən bloklayır (ayırır). Qeyri düztəsirli qoruyucu klapanla idərə olunan hidravlik paylayıcı 1 işçi təzyiqə nizamlanmış təzyiq relesi 7 ilə işə salınır. Drossel 3 vasitəsilə hidravlik akkumulyatorun boşaltma zamanı sərfin tənzimlənməsini təmin edir. Hidravlik akkumulyatorun yenidən doldurulması hissənin sıxılma prosesinin sonunda əks klapan 4 vasitəsilə baş verir.



Şəkil 1.11.10. Sızmaların kompensatsiyası üçün qaz-hidravlik akkumulyatorun qurğuda tətbiqi sxemi:

- 1 – hidravlik paylayıcı; 2 – qeyri düztəsirli qoruyucu klapanı;
 3 – drossel; 4, 8 – əks klapınlar; 5 – hidravlik akkumulyator;
 6 – hidravlik silindr; 7 – təzyiq relesi

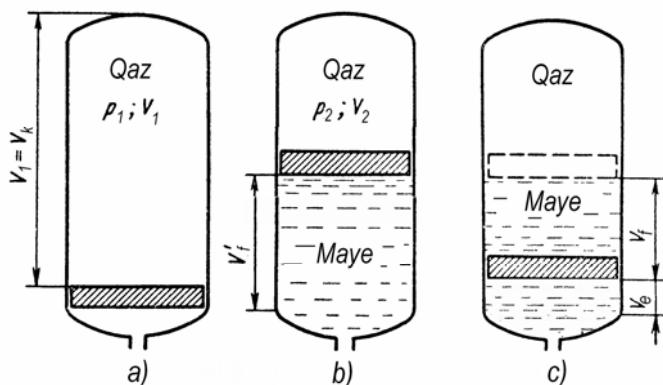
1.11.4. Qaz-maye akkumulyatorların tutumunun hesabı

Qaz-maye akkumulyatorun hidravliki hesabında qeyd olunduğu kimi onun konstruktiv V_k və faydalı V_f həcmələri müəyyən edilməsindən ibarətdir.

Şəkil 1.11.12-dən görünür ki izotermik prosesi (bu hal üçün politrop göstəricisi $n = 1$) üçün:

$$Vp = \text{const}; \quad \frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2}; \quad V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2};$$

haradakı p_1 və V_1 – akkumulyatoru doldurmadan əvvəl başlanğıc təzyiq və qazın ilkin həcmi (şəkil 1.11.12, a); p_1 və V_1 – akkumulyatorun doldurmasının sonunda son təzyiq və qazın son həcmidir (şəkil 1.11.12, b).



Şəkil 1.11.12. Qaz-maye akkumulyatorun hesablama sxemi

Onda, maye ilə doldurmadan əvvəl akkumulyatoru V_1 həcmi onun konstruktiv həcminə bərabərdir $V_1 = V_k$, akkumulyatorun faydalı həcmi isə doldurma zamanı qazın həcmnin dəyişməsinə bərabərdir:

$$V'_f = V_1 - V_2 = V_1 \left(1 - \frac{p_1}{p_2} \right) = V_k \left(1 - \frac{p_1}{p_2} \right). \quad (1.11.9)$$

Axıncı ifadə akkumulyatorun mayedən tam boşaldılması halında doğrudur. Təcrübədə p_1 təzyiqi akkumulyatorun ilkin doldurma təzyiqi adlandırılır (akkumulyatorda maye olmadığı halda) və $p_1 = p_b$ kimi işarə olunur. p_2 təzyiqi akkumulyatorun doldurma prosesin sonunda olan maksimal təzyiqdir, yəni

$p_2 = p_{max}$. Onda:

$$V'_f = V_k \left(1 - \frac{p_b}{p_{max}} \right). \quad (1.11.10)$$

Təcrübədə akkumulyatorda boşaldılma prosesini apararkən onun daxilində ehtiyat həcmində maye V_e saxlayaraq, onun mayedən tam boşaldılmasına imkan verilmir. Bu halda akkumulyatorun konstruktiv həcmi V_k tam istifadə olunmur və akkumulyatordakı son minimal işçi təzyiq $p_{min} = p_2$ akkumulyatorun ilkin doldurma təzyiqindən böyük olmalıdır $p_{min} > p_b$.

Bu işarələri qəbul edərək, akkumulyatorun doldurulması və boşaldılması izoterm prosesinə uyğun olduqda onun faydalı həcmi olacaqdır:

$$\begin{aligned} V_f = V'_f - V_e &= V_k \left(1 - \frac{p_b}{p_{max}} \right) - V_k \left(1 - \frac{p_b}{p_{min}} \right) = \\ &= V_k \left(\frac{p_b}{p_{min}} - \frac{p_b}{p_{max}} \right). \end{aligned} \quad (1.11.11)$$

Bu tənlikdən görünür ki, verilən p_{max} təzyiqində digər dəyişənlər sabit qaldığı halda akkumulyatorun faydalı maye tutumu V_f akkumulyatorun ilkin doldurma təzyiqdən p_b asılıdır. Akkumulyatordakı işçi təzyiqin dəyişilmə intervalı adətən aşağıdakı şərtə qəbul olunur:

$$\frac{p_{max} - p_{min}}{p_{max}} \leq 0,15. \quad (1.11.12)$$

Akkumulyatoru maye ilə doldurulma zamanı onun daxilində olan qazın sıxılması və onun temperaturun artması, akkumulyator

gövdəsinin ətraf mühitlə istilikvermə prosesləri baş verir. Akkumulyatorun boşaldılması zamanı əks proseslər baş verir: daxilində olan qaz genişlənir, onun temperaturu azalır, akkumulyatora ətraf mühitdən istilik daxil olur. Bu proseslər adətən politrop prosesə uyğun baş verir və qazın halının dəyişməsi aşağıdakı tənliyə uyğun keçir:

$$Vp^{\frac{1}{n}} = \text{const}; \quad \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = V_k \left(\frac{p_b}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad (1.11.13)$$

$$p_2 = p_{\max} = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = p_b \left(\frac{V_k}{V_e} \right)^n.$$

Bu tənliklərə əsasən

$$\frac{V_f}{V_k} = \frac{V_1 - V_2}{V_k} = \left(\frac{p_b}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_b}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (1.11.14)$$

və ya

$$\frac{V_f}{V_k} = \left(\frac{p_b}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} \left[\left(\frac{p_{\max}}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (1.11.15)$$

haradakı n – politrop göstəricisidir, $1 \leq n \leq 1,4$ və təcrübədən tapılır.

Sürətlə keçən proseslərdə akkumulyator və ətraf mühit aralarında istilik mübadiləsi praktiki olaraq baş vermir. Bu halda qazın vəziyyəti adiabata qanuna uyğun dəyişir ($n = k = 1,4$) və onda akkumulyator faydalı həcmi bu tənlikdən tapılır:

$$\frac{V_f}{V_k} = \left(\frac{p_b}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{k}} - \left(\frac{p_b}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (1.11.16)$$

Təcrübə göstərir ki standart qaz-maye akkumulyatorlarda ($p_{max} = 20...30$ MPa) qaz proseslərin təmiz izotermik proses olması üçün ($n = 1$) akkumulyatorun doldurması və boşaldılması 3 dəqiqədən az olmamalıdır. Əgər akkumulyatorun doldurması və boşaldılması 0,5 dəqiqədən azdırsa qaz proseslərin gedişini adiabata qanuna ($n = 1,4$) uyğun olmasını qəbul etmək olar. Digər vəziyyətlərdə politrop prosesi olduğu görə $n = 1,3$ qəbul olunur.

1.12. MAYELİ YAYLAR VƏ AMORTİZATORLAR

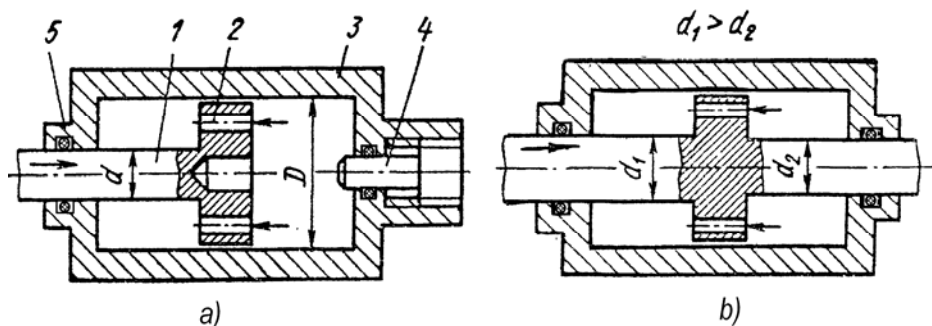
1.12.1. Mayeli yayların iş prinsipi

Damcılı mayələr, Huk sıxılma qanununa (mayenin həcmnin dəyişməsi (sıxılması və ya genişlənməsi) ona təsir edən təzyiqin dəyişməsi ilə mütənəsbibdir) təxmini tabe olaraq elastik cisimlərdir. Damcılı mayələrin bu xassəsi onları *güclü* yaylar və amortizatorlarda istifadə etməyə imkan verir, hansıları ki digər üsullarla çox vaxt yaratmaq olmur və ya böyük çətinliklərdə əldə etmək olur. Mayeli yaylar ağır maşınların və qurğuların dayaqları, böyük kütləli maşınların və hissələrin yüksək təcilli tormozlamada bufer qurğular və maşınların zərbəli yüklərdən qoruyucu tərtibatlar kimi istifadə olunurlar. Dempferlərlə təchiz olunmuş mayeli yaylar yükdaşıyan nəqliyyat maşınların və təyyarələrin şassilərinin amortizatorlar kimi geniş tətbiq olunurlar. Mayeli yayların yığılıb-genişlənmə (sıxılmalılığı) prosesi dəqiqədə 300...400 dəfə baş verə bilər. Rəqslər amplitudları kiçik olduqda mayeli yayların vibrasiya tezliyi saniyədə 100-ə qədər ola bilər. Yayların daxilində olduğu mayələrin nisbətən yüksək elastiki modula malik olmasına görə yayların sıxılması nəticəsində olduqca yüksək qüvvələr əldə etmək olar: mayenin (250...300) MPa təzyiqində nisbətən kiçik ölçülü və kiçik kütləli mayeli yaylarla yaradılan qüvvə (10...100) kN-a çata bilər.

Mayeli yayın prinsipial sxemi şəkil 1.12.1, *a*-da göstərilir. Yay silindrdən 3 və ona kipləşdirici düyündən daxil olan ştokdan 1 və porşendən 2 ibarətdir. Silindr 3 hər hansı başlanğıc p_1 təzyiqi altında qazlardan təmizlənmiş (deaerasiya olunmuş) maye ilə doldurulur, hansı ki, amortizatorun başlanğıc «sıxılma» qüvvəsini P_1 təyin edir və aşağıdakı düsturla hesablanır (sürtünməni nəzərə almamaq şərti ilə)

$$P_1 = p_1 f \quad (1.12.1)$$

burada $f = \pi d^2/4$ – diametri d olan ştokun l en kəsik sahəsidir.



Şəkil 1.12.1. Mayeli yayların sxemləri:

a – birtərəfli ştoklu; b – ikitərəfli diferensial ştoklu

Ştok 1 silindrə 3 daxil olduqda, sıxılma nəticəsində mayenin təzyiqi artaraq, ştokun gedişinin sonunda p_2 təzyiqinə çatır, mayenin sıxılma dərəcəsi ilə (silindrdəki 3 mayenin həcmnin dəyişməsi ilə) və axırının sıxılma əmsalı ilə təyin edilir.

Konstruksiyanın sərtliyini və eyni zamanda böyük gedişlərdə alınma imkanını təmin etmək üçün diferensial (fərqli diametrli ikitərəfli) ştoklu sxemlər tətbiq olunur (şəkil 1.12.1, b). Burada ştokun işçi (tarazlaşmamış) sahəsi, onun sol və sağ en kəsiklərinin sahələri fərqi kimi qəbul olunur:

$$f = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2), \quad (1.12.2)$$

Mayeli yayların xarakteristikaları əsasən mayenin sıxılma əmsalı β -dan (gərilmə həcmi modulundan $K = 1/\beta$) asılıdır.

Sıxılmanın sonunda və əvvəlində təzyiqlər fərqi qiyətləri aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V}{V_1}, \quad (1.12.3)$$

və ya

$$p_2 = p_1 + \Delta p = p_1 + \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V}{V_1}, \quad (1.12.4)$$

burada $\frac{\Delta V}{V_1}$ – təzyiqin Δp qədər dəyişdikdə mayenin həcmnin nisbi dəyişməsi; p_1 və p_2 – müvafiq olaraq mayenin başlanğıc təzyiqi (yayın sıxılmadan qabaq) və sıxılmanın sonuncu təzyiqi; β – verilmiş təzyiq diapazonunda mayenin *orta* sıxılma əmsalı.

Beləliklə, təzyiqin Δp qədər dəyişməsi zamanı maye həcmnin dəyişməsi bərabərdir:

$$\Delta V = V_1 - V_2 = V_1 \Delta p \beta, \quad (1.12.5)$$

burada V_1 və V_2 – mayenin ilkin təzyiqdə (silindrinin 3 daxili həcminə bərabərdir) və təzyiqin Δp qədər dəyişməsinə uyğun həcmlərdir.

İzoterm prosesi şəraitində (asta sürətli) və sürtünmə itkiləri nəzərə alınmamaqla mayeli amortizatorun sıxılmanın sonunda onun ştokundakı qüvvə aşağıdakına bərabərdir:

$$P_2 = f p_2 = f \left(p_1 + \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V}{V_1} \right), \quad (1.12.6)$$

Şəkil 1.12.1, *a*-da sxemdə göstərilmiş mayeli yay üçün sıxılma zamanı maye həcmnin azalması aşağıdakı düsturla təyin olunur (silindrin gövdəsinin deformasiyası nəzərə alınmamaq şərti ilə)

$$\Delta V = f h, \quad (1.12.7)$$

burada f və h – plunjerin en kəsik sahəsi və gediş yoludur.

Buna müvafiq yayın izotermik prosesinə uyğun sıxılmasında, ştokun ölçülərini nəzərə alaraq, onun sonuncu təzyiqini aşağıdakı düsturla təyin etmək olar:

$$p_2 = p_1 + \frac{1}{\beta} \frac{f h}{V_1}, \quad (1.12.8)$$

verilmiş təzyiqin dəyişməsi üçün ştokun gediş yolu isə

$$h = \beta (p_2 - p_1) \frac{V_1}{f}, \quad (1.12.9)$$

düsturla təyin edilir.

Mayeli yayların müsbət cəhəti ondan ibarətdir ki, yayın ilkin yığılması zamanı verilmiş ilkin qüvvənin təmin olunması asandır. Adətən, bu vint 4 (şəkil 1.12, *a*) ilə icra olunur, hansının ki çıxıntı hissəsinin bağlanması və bununla vintin cisminin silindrdəki mayeyə daxil olması nəticəsində mayeni p_1 təzyiqinə qədər sıxılır. Mayedəki ilkin (başlanğıc) təzyiqini atmosfer təzyiqdən (izafi təzyiq $p_o = 0$) p_1 təzyiqə qədər artırmaq üçün en kəsik sahəsi f_t olan tənzimləyici vintin silindrə daxil olan hissəsinin uzunluğu h_t aşağıdakı tənlikdən tapmaq olar:

$$f_t h_t = \Delta V = p_1 V_1 \beta, \quad (1.12.10)$$

və buradan

$$h_t = \beta \frac{p_1 V_1}{f_t}. \quad (1.12.11)$$

1.12.2. Sıxılan mayenin enerjisi

Yüksək təzyiq altında olan mayenin vəziyyətini xarakterizə

edən əsas parametri onun yığılan potensial enerjisidir, hansı ki onu sıxmaq üçün görüldüyü işlə müəyyən olunur. Mayelərin Huk qanuna tabe olmasını qəbul olunduğu halda sərt tutumda V_1 həcmi olan mayenin $p_1 = 0$ təzyiqdən p_2 təzyiqə qədər izotermik prosesli sıxıldıqda onun enerji ehtiyatı A (tutumun genişlənməsini nəzərə almamaqla) aşağıdakı tənliklə tapıla bilər:

$$A = p_{or} \Delta V = p_{or} h f, \quad (1.12.12)$$

burada p_{or} – sıxılma prosesində mayenin orta təzyiqi ($p_1 > p_{or} > p_2$); A – sıxılmış mayenin yığılmış enerjisi (iş).

Mayenin Huk qanuna tabe olduğu halda mayenin orta təzyiqi təxmini

$$p_{or} = \frac{p_1 + p_2}{2}. \quad (1.12.13)$$

qəbul etmək olar. Onda sıxılmış mayenin enerjisi A bərabərdir:

$$A = \frac{p_1 + p_2}{2} \Delta V. \quad (1.12.14)$$

Mayenin həcmnin dəyişməsi

$$\Delta V = V_1 (p_2 - p_1) \beta, \quad (1.12.15)$$

olduğunu nəzərə alaraq, sıxılmış mayenin enerjisi A üçün yazıla bilər:

$$A = \frac{p_2^2 - p_1^2}{2} V_1 \beta. \quad (1.12.16)$$

Mayenin ilkin təzyiqi $p_1 = 0$ olduqda $p_{or} = \frac{p_2}{2}$ və $\Delta p = p_2$,

$\Delta V = V_1 (p_2 - p_1) \beta = V_1 p_2 \beta$ olduğunu nəzərə aldıqda, sıxılmış mayenin maksimal ola bilən enerjisi :

$$A_{max} = \frac{p}{2} \Delta V = \frac{p_2^2}{2} V_1 \beta. \quad (1.12.17)$$

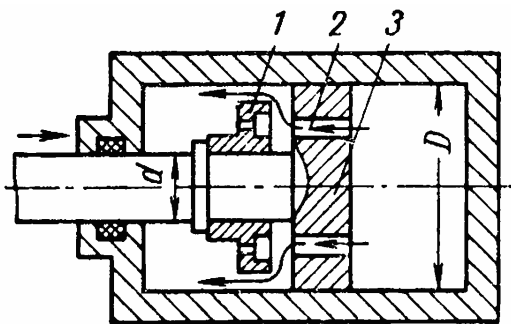
Təzyiqin artmasının və mayenin həcmnin sıxılması aralarında xətti asılılıq təxminən mayenin sonuncu sıxılma təzyiqi 60...80 MPa qədər düzgündür və bu sərhədlərə qədər $p_{or} = \frac{p_2}{2}$ şərt qəbul oluna bilər.

Axırıncı tənlikdən görünür ki, verilmiş sonuncu p_2 təzyiqdə mayenin ilkin həcmi V_1 mümkün qədər böyük və verilmiş silindr üçün sonuncu təzyiq maksimal olmalıdırlar. Digər tövsiyə ondan ibarətdir ki, yayın işçi maye kimi mümkün qədər böyük sıxılma qabiliyyətinə β malik (kiçik elastik modullu) və xassələri temperaturdan və təzyiqdən az asılılığı olan mayeləri tətbiq olunmalıdırlar. Bu şərtlərə maksimal cavab verən silikon əsaslı (etilpolisioksan tipli) mayelərdir. Onların sıxılma qabiliyyəti β mineral yağlarının sıxılma qabiliyyətindən (40...50) % artıqdır.

1.12.3. Mayeli amortizatorlar

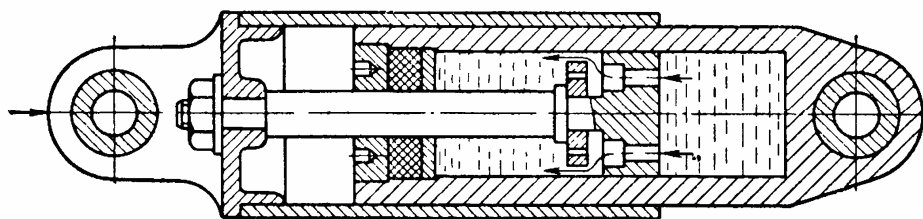
Qeyd olunduğu kimi mayeli yaylar mayeli amortizatorlar kimi geniş istifadə olunurlar. Mayeli amortizatorlarda müxtəlif konstruksiyalı dempferlərdən – birtərəfli və ya ikitərəfli təsirli drossellərdən tətbiq olunur. Bu dempferlər vasitəsilə yayın sıxılmış işçi mayenin enerjisinin bir hissəsi istiliyə çevrilir (dempfrelənir). Mayenin enerjisinin dempfrelənməsi yayın düz gedişində (mayenin sıxılması), əks gedişində (mayenin genişlənməsi) və hər iki gedişində tətbiq oluna bilər. Ən çox ikinci növ dempfrelənmə tətbiq olunur – yayın düz gedişində yayla potensial enerji sərbəst yığılır, yayın əks gedişində isə yayın enerjisi tam və ya qismən dempferlənir

Şəkil 1.12.2-də göstərilən demferli mayeli yayın (mayeli amortizatorun) konstruksiyasında yayın əks istiqamətli gedişin tormozlanması – maye axınını üzən üstün həlqəli klapandakı 1 bir neçə kiçik diametri dəliklərdən keçirməklə, yerinə yetirilir. Yayın düz gedişində bu üzən klapana təzyiqli maye axını ilə sola sürüşdürülür və bununla porşendəki 3 keçid dəlikləri 2 açılır və maye axını silindrin sağdakı boşluğundan sol boşluğuna sərbəst süzülür. Yayın əks gedişində isə silindrin sol boşluğundan sağ boşluğuna keçən maye axının təsiri ilə üzən klapana porşenə sıxılaraq, keçid dəlikləri bağlayır. Bu səbəbdən işçi maye axını yalnız klapandakı olan kiçik diametrlili dəliklərdən sağa doğru süzülə bilər və bununla maye axınına böyük hidravlik müqavimət yaratmaqla yayın enerjisinin bir hissəsi istiliyə çevrilir.



Şəkil 1.12.2. Demferli mayeli yay (mayeli amortizator)

Çıxış bəndinin (ştokun) keyfiyyətli istiqamətləndirilməsi (dayanaqlılığın artırması) üçün şəkil 1.12.3-də göstərilən geniş yayılmış hidravlik amortizatorun konstruksiyasında teleskopik silindr tətbiq olunub.



Şəkil 1.12.3. Mayeli amortizatorun konstruksiyasının sxemi

Mayeli amortizatorda dempferlənmə prosesinin hesabı müəyyən qədər mürəkkəb olduğundan onların hesabı bir neçə şərtləri qəbul olunmaqla hesablanır.

Dempferdəki drosselləşdirici dəliklərdən keçərək işçi maye axınının istiliyə çevrilən enerjisi A və ştokun gedişi h olduqda, ştokda yaranan orta qüvvə P olacaqdır:

$$P = \frac{A}{h}. \quad (1.12.18)$$

$P = f \Delta p_{dr}$ olduğundan, haradakı f – ştokun en kəsik sahəsi; Δp_{dr} – drosseldəki təzyiq düşküsidür, yazıla bilər:

$$\Delta p_{dr} = \frac{P}{hf} = \frac{A}{hf}. \quad (1.12.19)$$

Drosseldəki təzyiq düşküsü Δp_{dr} və drosselləşdirici dəliyin sahəsindən S keçən maye axının orta sərfi Q arasında asılılıq aşağıdakı kimi göstərmək olar:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p_{dr}}{\rho}}. \quad (1.12.20)$$

1.12. Mayeli yaylar və amortizatorlar

Tormozlanma zamanı ştokun gediş addımı h verilən müddətdə t baş verdikdə porşenin orta sürətini v_p tapmaq olar:

$$v_p = \frac{h}{t}. \quad (1.12.21)$$

Onda drosseldən keçən mayenin sərfi olmalıdır:

$$Q = v_p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (1.12.22)$$

burada D və d – silindrin və ştokun diametrləridir.

Alınan tənliklər birgə həll olduqda drosselləşdirici dəliyin lazımı sahəsi tapıla bilər:

$$S = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p_{dr}}{\rho}}} = \frac{\pi v_p (D^2 - d^2)}{4\mu \sqrt{\frac{2\Delta p_{dr}}{\rho}}}, \quad (1.12.23)$$

Sadələşdirilmiş hesablamalarda drosseldəki təzyiq düşküsu $\Delta p_{dr} = p_{max}/2$ və drosselləşdirici dəliyin sərf əmsalı $\mu \approx 0,60$ qəbul etmək olar.

1.13. KIPLƏŞDİRİCİLƏR

1.13.1. Kipləşdiricilərin təyinatı, təsnifatı və onlara olan tələbatlar

Hidravlik maşınların əsas elementlərindən biri kipləşdiricilərdir. Bunlardan hidravlik maşın və hidravlik intiqalların etibarlı işi və gələcək inkişaf perspektivləri çox asılıdır. Eyni zamanda kipləşdiricilərin hidravlik sistemin zəif bəndlərindən biridir. Adətən kipləşdiricilər sıradan çıxarkən bütün hidravlik aqreqat işə yararsız hala düşə bilər.

Kipləşdiricilərin funksional təyinatı aşağıdakı hadisələrin qarşısını almaqdan ibarətdir:

- işçi mayenin işçi boşluqlardan atmosfərə axması;
- hidravlik sistemin daxilinə (işçi mayeyə və ya işçi qaza) kənardan maye, hava, qaz və çirklərin daxil olması;
- işçi cisminin bir işçi kameradan digərinə axması və s..

Kipləşdirici işçi mayenin tam hermetikliyini təmin etməli və ya onun sızmalarını əhəmiyyətli dərəcədə azaltmalıdır.

Müxtəlif təzyiqli, eyni işçi mayeli ayrı-ayrı işçi boşluqlarını ayıran kipləşdiricilər üçün kiçik sızmalar buraxıla bilər. Məsələn, işçi silindrlərin, tormozların, nasosların daxili kipləşdiriciləri və s.

Kipləşdirici tərtibatlar ümumiyyətlə aşağıdakı əsas hissələrdən ibarətdirlər:

- birləşmənin bir-birinə qoşulan hissələrinin işçi elementləri (məsələn, hidravlik paylayıcının gövdəsi (və ya onun daxilində olan giliz) və zolotnik);
- kipləşdirici element (kipləşdirici);
- köməkçi hissələr.

Kipləşdirici tərtibatında qonşu hissələri ilə təmasda (kontakta) olan və onların arasındakı işçi cisminin (mayenin, qazın) sızmalarının qarşısını alan hissəyə *kipləşdirici element* deyilir.

Kipləşdirici elementin normal iş fəaliyyətini təmin edən hissələrə kipləşdirici tərtibatın *köməkçi hissələr* deyilir (məsələn, müdafiə, sıxıcı, dayaq həlqələr, yaylar, üstük qaykalar və s.)

Kipləşdiricilər aşağıdakı göstəricilərə görə təsnifat olunurlar:

– kipləşdirilən birləşmələrin işçi elementlərinin hərəkətliliyin mümkünlüyünə görə:

- hərəkətli birləşmələr üçün kipləşdiricilər;
- hərəkətsiz birləşmələr üçün kipləşdiricilər.

– kipləşdirilən işçi elementlərinin hərəkətinin növünə görə:

- irəli-geri hərəkətli birləşmələr üçün kipləşdiricilər (məsələn, ştokun və porşenin kipləşmələri);
- fırlanma hərəkətli birləşmələr üçün kipləşdiricilər (məsələn, valların kipləşmələri).

– kipləşdirici elementdə (materialında) əmələ gələn elastik gərginliklərin istiqamətinə görə:

- aksial tipli;
- radial tipli;

– kipləşdirici elementin konstruksiyasının formasına görə:

- həlqəli;
- manjetli;
- araqaatlı və s.;

– kipləşdirici elementin materialına görə:

- qeyri-metal kipləşdirici elementli;
- metal kipləşdirici elementli;

– kipləşdiricilərin işlənmə prinsipinə görə:

– hermetikliyin kipləşdirici hissələrinin birləşmə səthlərinə söykənməsi hesabına yaradıldığı – kontaktlı;

– birləşmələrdə müəyyən dərəcədə araboşluqların (aralıqların) olduğu – kontaktsiz;

– işçi təzyiqin qiymətinə görə:

- aşağı təzyiqli (dişli və sonsuz vint reduktorlarının yastıqlı bəndləri);
- yüksək təzyiqli (hidravlik nasoslar, hidravlik

mühərriklər);

– vakuumla işləyən.

Kipləşdiriciləri xarakterizə edən əsas parametrlər aşağıdakılardır :

1. Təyinat göstəriciləri:

– hidravlik sistemdəki işçi maye ilə işləmə qabiliyyəti;

– işçi temperatur intervalı;

– işçi təzyiqlər diapazonu;

– buraxıla bilən nisbi sürətləri:

– xətti sürət;

– fırlanma tezliyi;

– ikiqat gedişlərin sayı.

2. Fiziki-mexaniki göstəriciləri:

– hermetikliyinin dərəcəsi;

– təmasa (kontakt) təzyiqi;

– sıxılmanın qalıq nisbi deformasiyası;

– sərtlilik;

– şərti möhkəmlik.

3. Konstruktiv göstəriciləri:

– ölçülərin buraxıla bilən xətaları;

– səthlərin hamarlıq dərəcəsi.

4. Etibarlıq göstəriciləri:

– uzunömürlük göstəriciləri (resurs, xidmət müddəti və s.)

– işçi vəziyyətini saxlama qabiliyyəti.

Kipləşdiricilər seçilərkən keçən işçi mühitin (maye, buxar, qaz və onların aqressivlikləri) xüsusiyyətləri – təzyiq, temperatur, kippəcin elementlərinin nisbi yerdəyişmə sürəti, sızmanın buraxıla bilən qiyməti, müntəzəm işləmə müddəti nəzərə alınır.

Mövcud kipləşdirici qurğulara sürülən tələbatlar aşağıdakılardır:

– lazımi hermetikləşdirmə dərəcəsinin təmini;

– kippəcin işinin uzunömürlülüüyü;

- minimal buraxıla bilən sızmalarda sürtünməyə sərf olunan mümkün qədər az itkilərin təmini;
- kipkəclərdə sürtünmə qüvvəsinin təsirindən aqreqatın buraxıla bilən həddə qədər qızması;
- sökülüb-yığılma işlərinin rahatlığı;
- kipkəc hissələrinin materiallarının temperatur dəyişməsinə davamlılığı;
- kipkəc hissələrin materialların işçi mayelərlə uyğunluğu;
- kipləşdirici qurğunun qiymətin əlverişli olması və s.

Bütünlükdə bu tələbatlar bir-birinə ziddirlər, belə ki, sızmanın azalmasının təmin olunması, adətən sürtünmə qüvvələrinin və yeyilmənin artması, temperaturun yüksəlməsi ilə nəticələnir.

Qeyd olunan əsas tələbatların təmin olunması ilə bərabər kipləşdiricilər kimyəvi təsirlərə davamlı, yığcam, ayrı-ayrı hissələrin dəyişdirilməsi üçün yüngül və tez sökülən olmalıdırlar.

İşçi mayeyə ətraf mühətdən bərk hissəciklərin, rütubətin və havanın daxil olunmamağı üçün tozluqlardan və çirkyığanlardan istifadə olunur.

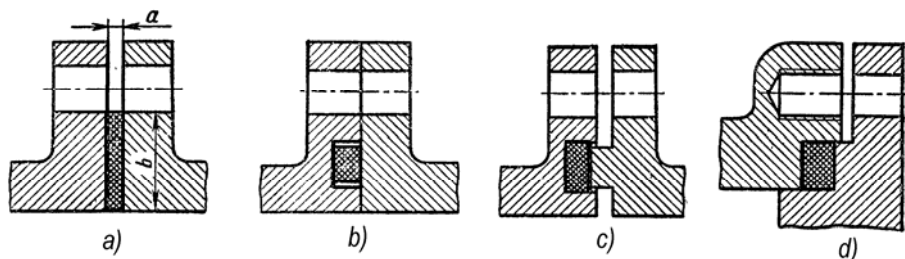
1.13.2. Hərəkətsiz birləşmələr üçün kipləşdiricilər

Sökülə bilən hərəkətsiz birləşmələrdə sızmaların qarşısının alınması bir neçə üsulla yerinə yetirilir:

- kipləşdirilən səthlərin xarici qüvvələrlə deformasiya ilə;
- kipləşdirilən səthlərin qarşılıqlı sürtünməklə bir-birinə uyğunlaşdırma ilə;
- kipləşdirilən səthlərinin arasında müxtəlif təbəqələri (rezindən, dəridən, kordondan və s. araqları) tətbiqi ilə və s.

Bu üsulların hansının tətbiqində kipləşdirilən səthlərin arasında bərkidici elementlərin sıxılması ilə kontakt (təmasa) təzyiqi yaradılmalıdır, hansı ki işçi təzyiqdən artıq olmalıdır.

Hərəkətsiz birləşmələrin yumşaq yastı və həlqələrlə kipləşdirilməsinin bir neçə növü şəkil 1.13.1-də verilmişdir.



Şəkil 1.13.1. Hərəkətsiz birləşmələrin kipləşdirilməsi növləri

Kipləşdirici elementin ən sadəsi dördbucaq en kəsikli dairəvi həlqə şəkilində olan araqlardır (şəkil 1.13.1, *a*). Bunlarda kipləşdirici araqlarında tələb olunan sıxılma gərginliyi araqların qalınlığını a və enini b seçməklə əldə olunur.

Kipləşdirici element – araqlar sıxışdırma zamanı kipləşdirilənlər arasından sıxışdırılıb çıxartması baş verməməsi üçün onları dairəvi qapalı qanovcuqlarda yerləşdirirlər (şəkil 1.13.1, *b*, *d*) və bu halda araqların həcmi qanovcuğun həcmindən 30% artıq olmalıdır.

Birləşdirilən hissələri mərkəzləşdirmək və araqları ifrat sıxılmaqdan qorumaq üçün şəkil 1.13.1, *c* və *d*-dəki tipli flanslardan tətbiq olunur. Bu tipli kipləşdiricilərdə araqların həcmi qanovcuğun həcmindən 10...15 % kiçik olmalıdır.

Kontaktlı kipləşmələrin tətbiqində yumşaq kipləşdirici hissələr (rezin, karton, plastik kütlə və s.) ilkin sıxılma təzyiqinin p_k və mayenin işçi təzyiqinin p_o sıxması hesabına birləşmədə bir-birinə bağlanan hissələrə oturmalıdır. Kipləşmələrin işi zamanında təmasda olan kipləşdirilən səthlərdə əmələ gələn kontakt gərginliyi işçi təzyiqdən artıq olmalıdır. Bu halda kontaktda olan səthlərin bir-birinə sıxılma qüvvəsi R olmalıdır:

$$R = p_o \frac{\pi D^2}{4} + k p_o f, \quad (1.13.1)$$

burada D – kipləşdirici araqaatın hesabı diametri; f – araqaatın işçi səthi; k – hermetikliyi təmin edən ehtiyat əmsalı ($k \approx 1,2...1,5$). Eyni zamanda aqreqat işləyən zaman kipləşdirici element mühitin təsiri altında bərk sıxılmalıdır, belə ki, kippəc öz-özünə kipləşdirmə xüsusiyyətinə malik olmalıdır və kontakt gərginliyi olmalıdır:

$$p_k \geq Ap_o, \quad (1.13.2)$$

harada p_k – qapanan (kipləşdirilən) səthlərə təzyiq; A – sabit qiymətdir, hansı ki, vahidə yaxın və ya vahiddən böyük olmalıdır.

Məsələn, rezin manjetlər üçün $A = 0,99...1,01$; üzən həlqəli salniklər (doldurmalar) üçün $A = 1,2$ və s.

1.13.3. Hərəkətli birləşmələr üçün kipləşdiricilər

1.13.3.1. Hərəkətli kontaktsiz kipləşdiricilər

Qeyd olunduğu kimi kipləşdirmə kontaktsiz (təmassız) və kontaktlı (təmaslı) ola bilər.

Kontaktlı kipləşdiricilərin elementlərinin yeyilməsi ilə bərabər onunla əlaqədə olan hissələr – vallar, ştoklar və silindrlər də yeyilir. Kontaktsiz kipləşdiricilər əsasən kipləşdirilən səthləri bir qayda olaraq yeyilmirlər, sürtünmədə enerji itkisi isə çox kiçik olur.

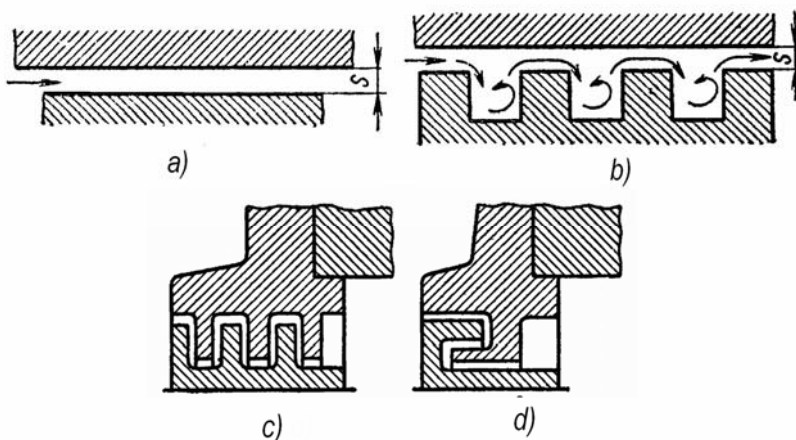
Hidravlik avadanlıqlarda kontaktsiz kipləşdiricilərin bir neçə konstruksiyası tətbiq olunur, o cümlədən aralıqlı (araboşluqlu), aralıq-labirintli, labirintli, mərkəzdənqaçma, vint-qanovcuqlu və s. növləri. Kontaktsiz kippəcəldə kipləşdirilən səthlərin birbaşa kontaktı olmadan maye sızmaları qapanır (şəkil 1.13.2).

Aralıqlı növlü *kontaktsiz kipləşdiricilər* hidravlik avadanlıqlarda və aparatlarda (həcmi nasoslar, plunjerli hidravlik silindrlər, hidravlik paylayıcılar və s.) geniş yayılmışdır. Bunlarda sızmaların xeyli azaltmasını hərəkətli kipləşdirilən səthlərin arasında ara məsafəni s azaltmaqla əldə olunur (şəkil 1.13.2, *a*).

Lakin, bu tipli kipləşdiricilərdə sızmalar labüddür və qabaqcadan hesablanırlar. Silindr formalı hissələrdə mövcud sızmaların sərfi aşağıdakı düsturla təyin olunur:

$$Q_s = \pi d \left(\frac{\Delta p s^3}{12 \mu l} \pm \frac{v}{2} s \right), \quad (1.13.3)$$

burada d – kipləşdirilən hissənin diametri; s – kipləşdirilən səthlərin arasında məsafə; l – kipləşdirilmənin uzunluğu; v – kipləşdirilən səthlərin nisbi sürəti; μ – işçi mayenin dinamiki özlülüyüdür.



Şəkil 1.13.2. Kontaktsiz kipləşdiricilərin konstruktiv sxemləri:

a – aralıqlı (araboşluqlu); b – ara-labirintli;

c – aksial-labirintli; d – radial-labirintli

Yüksək Reynolds ədədli Re turbulent rejimində aralığın hidravlik müqavimətin qaldırmaq məqsədilə təmasda olan səthin birində ya hər ikisində labirint formalı qanovcuqlar yaradılır (şəkil 1.13.2, b) və ya *labirintli kontaktsiz kipləşdiricilər* tətbiq olunur (şəkil 1.13.2, c və d). Bu qanovcuqlar sızmalar axın boyu aralığın

bir-birinin dalınca en kəsik sahələrini və axının istiqamətini dəyişərək yüksək hidravlik müqavimət yaradırlar.

Kontaktsiz kipləşdiricilər yalnız vallar fırlandıqda hermetikliyi təmin edir. Fırlanma olmadıqda maye adətən əlavə kontakt kippəclərinin hesabına qapanır, hansı ki, fırlanma başladıqda öz təsirini dayandırır.

Aralıqlı növlü kontaktsiz kipləşdiricilərin nöqsanı onların hazırlanmasının yüksək qiyməti və aralıqlarının obliterasiya baş verməsinin mümkünlüyüdür.

Kontaktlı kipləşdiricilər (həlqələrlə kipləşən manjetli, salnikli və s.) daha yüksək etibarlı hermetikləşdirməyə malikdirlər, lakin eyni zamanda mövcud uzunömürlülüyə və böyük energetik sürtünmə itkilərinə səbəb olurlar.

1.13.3.2. Hərəkətli kontaktlı kipləşdiricilər

Hərəkətli kontaktlı kipləşdiricilərdə germetiklik aşağıdakı kipləşdirici arakəsmələrlə əldə olunur:

- metallı araqatlar;
- rezin araqatlar;
- doldurma kippəclər (salniklər);
- manjetlər və s.

Fırlanma hərəkətində aşağıdakı şərtlər saxlanılmalıdır: kontakt səthində yerli temperatura t_y , nazik yağ təbəqəsinin və kippəcin materialının zədələnməsinin baş verə biləcəyi buraxıla bilən temperaturdan t_{bur} az olmalıdır. Buraxıla bilən temperaturun qiyməti rezin üçün $t_{bur} \approx 150^\circ\text{C}$ (rezinin zədələnməsi şərtindən), polad-tunc cütü üçün $t_{bur} \approx 80...150^\circ\text{C}$ (işçi səthin hamar olmaması şərtindən) qəbul edilir.

Silindr, ştok və valların kipləşdirici rezin elementlər yerləşdirilən səthləri pardaqlanmalı və cilalanmalıdır, emal təmizliyi $R_a = 0,8...0,4$ mkm-dən az və $R_a = 0,1$ mkm-dən çox

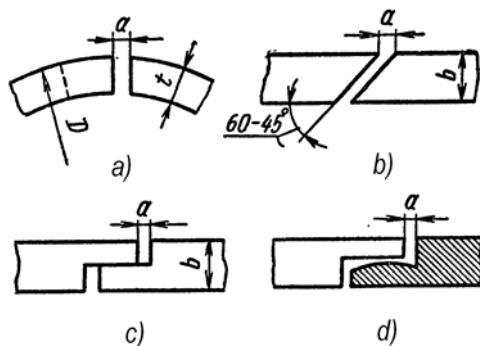
olmamalıdır, belə ki, $R_a < 0,1$ olduqda bu vaxt yapışma və yeyilmə artır.

İti gedişli val və porşenlərin kippəcləri eyni oxluluğa, vurmaya, çəpiyə çox həssas olduğundan bunlara xüsusi diqqət yetirilməlidir. Kippəclər tozdan qorunmalı, qızmanın yüksək qiymətlərində isə kipləşdiricilərin soyutma sistemi nəzərdə tutulmalıdır.

1.13.3.3. Metal həlqələrlə kipləşdirmə

Metal həlqələrlə kipləşdirmə – ən sadə və uzunömürlü kipləşdirmə üsullardan biridir. Kipləşdirici həlqələrin materialı – boz çuqun, tunc, tekstolit, qrafit və müxtəlif metal-qrafit kütlələrdir. Kəsilmiş kipləşdirici həlqələrin qovuşuq yerləri ola bilər:

- düz şəkilli ($p \leq 5$ MPa olduqda) (şəkil 1.13.3, a);
- maili ($p \geq 20$ MPa olduqda) (şəkil 1.13.3, b);
- pilləli ($p > 20$ MPa olduqda) (şəkil 1.13.3, c və d).



Şəkil 1.13.3. Kipləşdirici metal həlqələrin qovuşuqlarının kilidləri:

a – düz şəkilli; b – maili; c, d – pilləli

Həlqələrin sayı 2...9 cuvarında işçi təzyiqdən asılı olaraq seçilir. Həlqələrin qovuşuq kilidi pilləli olduqda bir birinə toxunan

səthlərin birini müstəvi, digərini isə qabarıq şəkildə hazırlanır, hansı ki kontakt təzyiqini artıraraq kipləşdirilmənin keyfiyyətini yüksəldir. Həlqələrin ən kəsiyinin forması dördbucaqlıdır. Həlqələrin arasındakı məsafə kipləşdirilmənin keyfiyyətinə təsir etmir.

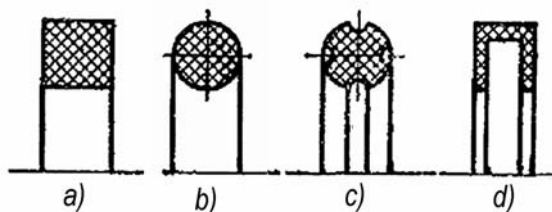
Metal həlqələrlə kipləşdirmənin əsas nöqsanları:

- metal həlqələrlə kipləşdirilən hissələrin yüksək dəqiqliklə hazırlanmasının zəruriliyi (silindrin daxili, kipləşdirici həlqələrin xarici səthlərin ölçüləri, ovallığın və kələ-kötürlüyünün olması);
- kipləşdirici metal həlqələrlə əlavə sürtünmə qüvvələrinin yaradılması.

Bu tipli kipləşdiricilərlə mütləq hermetik yaradılmaz və sızmaların sərfi araboşluluqlu kipləşdiricilərdəki kimi hesablanır.

1.13.4. Elastik kipləşdirici həlqələrlə hermetikləşdirmə

Həcmi hidravlik intiqalların kipləşdiricilərində elastik həlqələrin tətbiqi geniş yayılmışdır. Bunların ən kəsiklərin formaları şəkil 1.13.4-də verilmişdir.



Şəkil 1.13.4. Elastik kipləşdirici həlqələrin ən kəsik formaları:

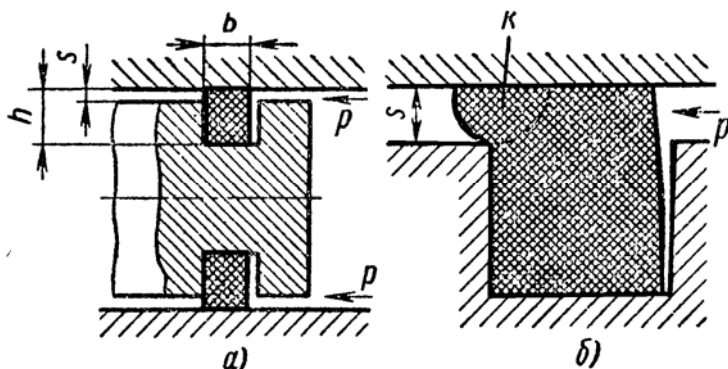
a – dördbucaqlı; *b* – dairəvi; *c* – X-şəkilli; *d* – II-şəkilli

Şəkil 1.13.4-də elastik kipləşdirici həlqələrdən ən çox istifadə olunanlar – dördbucaqlı və dairəvi şəkilli həlqələr göstərilmişdir. Bu tipli kipləşdiricilərdə hərəkətsiz birləşmələrdə işçi təzyiq 50 MPa-a, hərəkətli birləşmələrdə isə mineral yağ və yağ-su emulsiyalı mühitlər üçün nisbi yerdəyişmə sürəti 0,5 m/san artıq olamaması

şərti ilə 32 MPa-a qədər ola bilər..Elastik kipləşdirici həlqələrin materialı adətən mineral yağlara davamlı rezindir və onların işçi diapazonu $-50...+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ təşkil edir. Bu tipli kipləşdiricilərdə hermetikləşdirmə *quraşdırma* zamanı həlqələrin materiallarının kipləşdirilən səthlərə kip sıxışdırması nəticəsində əldə edilir. Rezin həlqəli kipləşdiricilərdə adətən sızmalar baş vermir.

1.13.4.1. Düzbucaqlı en kəsikli həlqələr

Bu tip kippəc porşen və ya ştok üzərində açılmış dairəvi qanovcuqlarda yerləşdirilmiş düzbucaqlı en kəsikli rezin həlqədən ibarətdir (şəkil 1.13.5). Həlqənin ilkin sıxılmasını əldə etmək üçün qanovcuğun dərinliyi elə olmalıdır ki, quraşdırmada həlqənin radial hündürlüyünün 10....15%-i radial sıxılmaya sərf olunsun. İstismar müddətində həlqənin həcmnin mümkün artımı nəzərə alındığından həlqə taxılan qanovcuğun həcmi həlqənin həcmindən bir qədər çox olmalıdır. Buna görə quraşdırmada yan aralıq 0,2....0,25 mm olmalıdır.



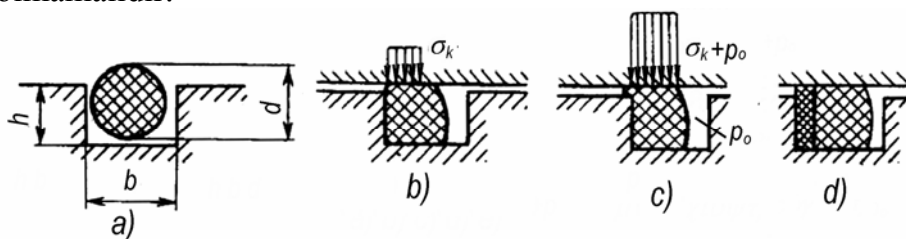
Şəkil 1.13.5. Düzbucaqlı en kəsikli rezin həlqələrlə hermetikləşdirmə

Həlqənin qanovcuqdan sıxılıb çıxardılması və bunun nəticəsi olaraq onun dağılmasını aradan qaldırmaq üçün bir tərəfdən və ya

hər iki tərəfdən müxtəlif möhkəmliyə malik iki rezin həlqə və ya qoruyucu həlqə quraşdırılır. Qoruyucu həlqələr bərk sintetik rezindən və ya dəridən hazırlana bilər. Belə kipləşdiricilər 40 MPa-dək təzyiqlərdə etibarlı işləyirlər.

1.13.4.2. Dairəvi en kəsikli həlqələr

Dairəvi en kəsikli rezin həlqələrin (şəkil 1.13.6) iş prinsipi düzbucaqlı en kəsikli həlqələrin iş prinsipi ilə eynidir. Bu həlqələr 35 MPa qədər təzyiqlərdə istifadə olunur, qoruyucu həlqələrlə birgə isə onları 100 MPa və daha yüksək təzyiqlərdə tətbiq etmək olar. Dairəvi en kəsikli həlqələr həm hərəkətsiz və həm də hərəkətli birləşmələrdə istifadə olunur. Həlqələri yerləşdirmək üçün düzbucaqlı və ya bucaqlı qanovcuqlar tətbiq edilir. Təzyiq olmadıqda hermetikliyi təmin etmək üçün qanovcuğun en kəsiyinin hündürlüyü h həlqənin diametrindən d az ($h < d$), qanovcuğun en kəsik sahəsi isə həlqənin en kəsik sahəsindən 10...15% çox olmalıdır ($b > d$). Yan aralıq ($b - d$) 0,2...0,25 mm-dən az olmamalıdır.



Şəkil 1.13.6. Həlqəvi en kəsikli rezin həlqələrlə hermetikləşdirmə

Elastik kipləşdiricinin iş mahiyyəti aşağıdakından ibarətdir (şəkil 1.13.6). Kipləşdirilən səthlər emalın nəticəsində müxtəlif dərəcəli kələ-kötürlüyə və səth qüsurlarına malikdirlər. Bu səthlərin mikro qeyri-hamarlıqları təzyiq altında sıxılmış kipləşdirici elastik araqaatın vasitəsilə doldurur (şəkil 1.13.6, b). Sıxılmış kipləşdirici araqaatın səthi təbəqələrində əmələ gələn

gərginliklər σ_k kipləşdirici materialın deformasiya nəticəsində həmin kələ-kötürlüyünü doldurmaq üçün kifayətdir. Beləliklə, işçi təzyiq olmadıqda kipləşdirmə kontakt gərginliyin σ_k vasitəsilə baş verir. Kipləşdiricinin iş zamanı işçi təzyiq p_o kipləşdirici materialın əlavə deformasiya üçün kifayət dərəcədə olarsa, kipləşdirici həlqə yüksək özlüklü maye kimi süzülərək həmin təzyiqi kipləşdirilən səthlərə ötürür və kontakt gərginliyi artaraq $\sigma_k + p_o$ olur (şəkil 1.13.6, c). Kipləşdirici həlqələrin qanovcuqdan sıxılıb çıxardılmasının (adətən 10 MPa-dan yüksək təzyiqlərdə) qarşısını almaq üçün ftoroplastdan və ya dəridən hazırlanmış qoruyucu həlqələr tətbiq olunur (şəkil 1.13.6, d).

Qanovcuqlar porşen (ştok) üzərində və ya silindrin (buksa) səthlərində də açıla bilər.

Kontaktla olan səthlərin və rezin həlqələrin ölçülərinin seçilməsi üçün əsas məlumatlar və tövsiyələr sorğu kitablarında verilir.

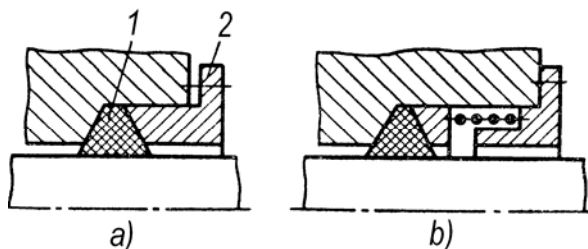
1.13.4.3. Doldurma tipli kipləşdiricilər

Doldurma tipli kipləşdiricilər (salniklər) (şəkil 1.13.7) nasoslarda, hidravlik silindrlərdə, preslərdə, kranlarda, siyirtmələrdə və bir neçə hidravlik aparatlarda tətbiq olunurlar. Kipləşdirici elementin materialı: kolloidli qrafit, serezin, piy, ftoroplast suspenziya kimi maddələr hopdurulmuş yumşaq (pambıq iplik parça, çətənə lifli kəndir, asbest) doldurmalar və ya sərt (metal, plastmas) doldurmalarıdır.

Kipləşdiricilərin doldurma materialları aşağıdakı tələbatlara cavab verməlidirlər:

- avadanlığın tam iş müddətində yüksək hermetikliyi saxlamalı;
- aşağıdakı parametrlərə qarşı dayanıqlığını təmin etməli;
 - işçi mühitin kimyəvi təsirinə;
 - təzyiqə;
 - temperatura;

- ştokun, valın yerdəyişməsinə;
- abraziv yeyilməsinə;
- nisbi hərəkətdə olan kipləşdirici səthlərdə minimal sürtünmə müqaviməti yaradılması;
- istismar zamanı əzilməyə qarşı sərtlilik (formasının saxlanma qabiliyyəti);
- qeyri-zəhərliklik.



Şəkil 1.13.7. Doldurmalı kipləşdiricilərin sxemləri
və doldurmanın sıxılmasının növləri:

a – boltlarla; *b* – yayla

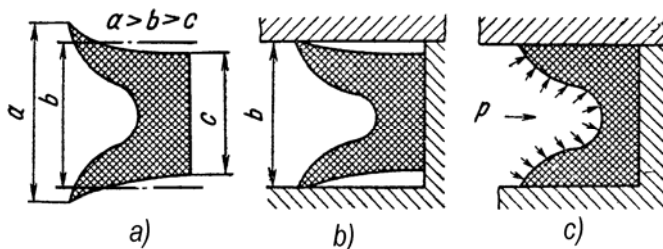
Doldurmanı *1* sıxıcı həlqə (buks) *2* ilə (şəkil 1.13.7) sıxdıqda onun materialı radial istiqamətdə süzülərək sıxıcı kameranın bütöv səthlərinə, o cümlədən ştokun və ya valın səthinə kip sıxılır və bununla lazımi hermetiklik yaradılır. Sürtünmə nəticəsində əmələ gələn yeyilməni bərpa etmək üçün bu tipli kipləşdiricilər vaxtaşırı əlavə sıxışdırılmalıdırlar. Doldurmanın sıxışdırılması boltların (şəkil 1.13.7, *a*) və ya yayın (şəkil 1.13.7, *b*) təsiri ilə yerinə yetirilir.

Doldurma ipli kipləşdiricilər nisbətən kiçik təzyiqlərdə ($p \leq 5$ MPa) tətbiq olunurlar və onların (yumşaq tipli) etibarlı iş müddəti 800 saatdır.

1.13.4.4. Manjetli kippəclər

Kipləşdirici manjet – xüsusi konfigurasiyalı həlqə şəklində

radial kipləkədir, hansı ki, çıxıntı əmələ gətirən elementləri ilə birləşdirilən hissələrə sıxılmaqla lazımi hermetikliyi təmin edir (şəkil 1.13.8).



Şəkil 1.13.8 . Manjetli kipləşdiricinin işləməsinin sxemi:

a – quraşdırılmayan manjet; b – işçi təzyiq olmadıqda quraşdırılan manjet; c – işçi təzyiq altında manjet

Kipləşdirici manjetlərini fırlanma və irəli-geri hərəkətlərdə hermetikliyi təmin etmək üçün tətbiq edilir. Hermetiklik dərəcəsi kipləşdirilən səthlərin nisbi yerdəyişmə sürətindən, kipləşdirilərək səthlərin mikro kələ-kötürlük hündürlüyündən asılıdır.

Manjetli kipləşdiricilər 50 MPa işçi təzyiqinə və kipləşdirilən hissələrin nisbi yerdəyişmə sürətin 20 m/san qədər tətbiq olunurlar.

Praktikada manjetlərin aşağıdakı növləri yayılmışdır:

– daxili təzyiqin təsirindən öz-özünə kipləşmə xüsusiyyətinə malik «Π» şəkilli manjetlər (işçi mühitin təzyiqi $p < 30...35$ MPa) (şəkil 1.13.9);

– «U» şəkilli ($p < 30...35$ MPa) (şəkil 1.13.10);

– «V» şəkilli (şevron) manjetlər ($p < 50$ MPa) (şəkil 1.13.11).

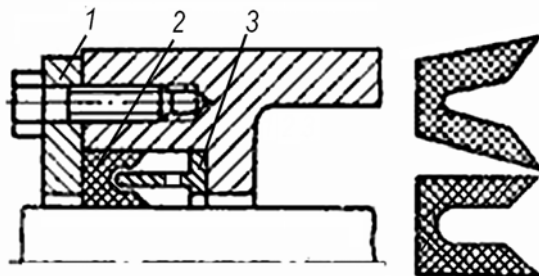
Manjetlərin kipləşdirilmə səthləri ilə kontaktını yaxşılaşdırmaq və manjetin formasını saxlamaq üçün onları manjet tutucuları 1 və 3 arasında yerləşdirirlər (şəkil 1.13.11).

Manjetlər işçi təzyiqdən asılı olaraq 2-dən 3-ə qədər sayda qəbul edilir. Bir manjet 3,5...4 MPa təzyiq üçün tövsiyə olunur.

Güc silindrinin porşenini kipləşdirmək üçün şevron manjetlərdən geniş istifadə olunur.

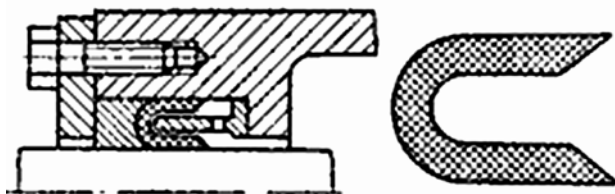
1.13. Kipləşdiricilər

Rezin və kauçukun müxtəlif markalarından başqa manjetin materialı kimi dəridən, plastik kütlələrdən, vinil qatranlardan və s. istifadə olunur.

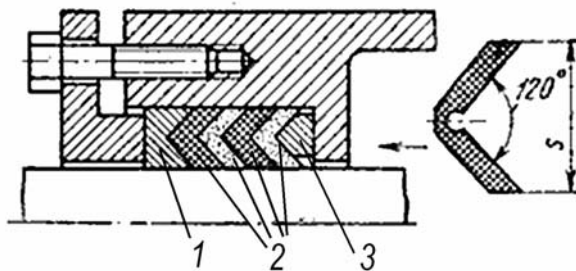


Şəkil 1.13.9. "Π" şəkilli kipləşdirici manjetlərin quraşdırılması sxemi:

1 – sıxdırıcı qapaq; 2 – manjet; 3 – dayaq həlqəsi



Şəkil 1.13.10. "U" şəkilli manjetlərin kipləşdirmə sxemi



Şəkil 1.13.11. "V" şəkilli (şevron) manjetlərin kipləşdirmə sxemi;

1, 3 – manjet tutucuları (dayaq həlqələri);
2 – şevron manjetləri

yaradılır. Tipik manjetlər 0,2 MPa təzyiqlər fərqində (bəzi hallarda 0,5 MPa) və 2,5...5 m/san-dən böyük olmayan çevrəvi sürətlərdə işləmək üçün təxsis olunmuşdur. Manjetin işləmə qabiliyyəti valın birləşmə səthlərinin keyfiyyətindən asılıdır. Valın sürtünməyə məruz qalan işçi səthinin bərkliyi HPC 30-dan, səthin kələ-kötürlüyü isə $R_a = 0,2$ mkm az olmamalıdır.

Radial tipli kippək dairəvi en kəsikli həlqə şəklində hazırlana bilər, ancaq kontakt səthlərində sürtünmədən yaranan yüksək temperatur nəzərə alındığından, radial sıxılma 5-6 %-dən, valın çevrəvi sürəti isə 2 m/san-dən artıq olmamalıdır. İşləmə şəraitini yüngülləşdirmək üçün oxuna perpendikulyar müstəviyə nəzərən müəyyən bucaq (3...5°) altında quraşdırıla bilər ki, bu da sürtünmə əmsalını 2 dəfə azaldır.

1.13.5.2. Yan kippəklər

Yan kippəkləri yüksək təzyiqlərdə və valın böyük dövrlərində, əsasən də yüksək temperaturlar şəraitində geniş tətbiq tapmışdır. Bu tipli kippəklərdə hərəkətdə olan kipləşdirici səth valın yan səthi ilə valın oxuna perpendikulyar səthin kontaktını təmin edir.

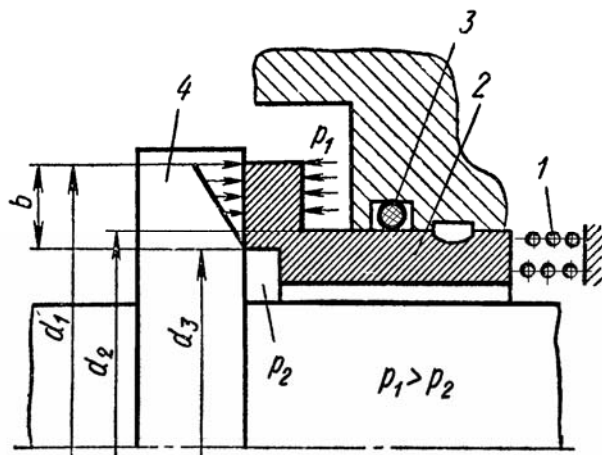
Kipləşdirmə sxemi şəkil 1.13.13-də göstərilir. Yayla I yüklənmiş yumşaq antifriksion materialdan hazırlanmış kipləşdirici həlqə 2, kontakt səthində yüksək bərkliyə malik valın metal dayaq həlqəsinin 4 (buksa) yan üzünə sıx söykənir. Əgər kipləşdirici həlqə fırlanan vala bərkidilərsə, onda dayaq həlqəsi tərpənməz olub tərpənməz gövdəyə bərkidilir. İşçi təzyiq olmadıqda yay I həlqələrin 2, 4 səthində kifayət qədər ilkin kontakt təzyiqi yaradır. Təzyiq artdıqda yayın gücünə mayenin təzyiq qüvvəsi əlavə olunur ki, bu da öz-özünə kiplənmə əmələ gətirir. Belə kippəklər sürtünən bəndlərin 50 m/san qədər çevrəvi sürətlərində və mühitin 40 MPa qədər təzyiqində tətbiq oluna bilər.

1.13. Kipləşdiricilər

2 və 4 həlqələri arasındakı sürtünməni azaltmaq üçün bu həlqələrin ölçülərini düzgün seçmək lazımdır. Bunun üçün müvazinətləşdirmə əmsalı $k \geq 0,5$ olmalıdır. Bu əmsal aşağıdakı düsturla müəyyən olunur:

$$k = \frac{f}{F} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2}, \quad (1.13.4)$$

burada, f – maye işçi təzyiqinin p_1 təsir etdiyi sahə; F – həlqələrin kontakt sahəsidir.



Şəkil 1.13.13. Fırlanan valın yan səthinin kipləşdiricisi:

1 – sıxıcı yay; 2 – kipləşdirici həlqə;
3 – dairəvi kipləşdirici; 4 – dayaq həlqə (buksa)

Bu zaman aşağıdakı fərziyyələr qəbul edilir:

- kipləşdiricinin boşalma həcmi atmosferlə birləşdirilib (yəni $p_2 = 0$);
- aralıqda kipləşdirilən səthlərin eni b boyu maye təzyiqinin paylanması xətti qanunla dəyişir.

Kiçik özlülüklü mayelər üçün işçi mühitin təzyiqi $p_1 > 0,8 \dots 1,0$ MPa olduqda, kontakt səthinin eni b olan kipləclər üçün $k = 0,55 \dots 0,65$, $p < 0,8$ MPa olduqda isə $k = 0,60 \dots 0,65$ qəbul edilməsi tövsiyə olunur. Konstruksiyada əsas tələbatlardan biri kontakt müstəvisinin valın oxuna perpendikulyarlığına əməl olunmasıdır. Meyl $0,8 \dots 1,0$ mkm-dən çox olmamalıdır. Kipləşdirici həlqələrin səthlərinin təmizliyi $R_a = 0,1$ mkm ($\nabla 10$)-dan az olmamalıdır.

Kontakt cütünün materialı kimi tunc, çuqun və səthi sementlənmiş polad tətbiq edilir. Son zamanlar həlqə hazırlamaq üçün kömür qrafit, qrafit-metal və keramik materiallarda tətbiq edilir.

İŞARƏLƏR

ρ – sıxlıq;	G – yük;
ω – en kəsik sahəsi;	H – nasosun basqısı;
η – faydalı iş əmsalı,	k – izafı verim əmsalı;
FİƏ;	q – işçi həcm;
λ – hidravlik	Q – verim, sərf;
müqavimət əmsalı;	l – uzunluq;
μ – sərf əmsalı;	M – moment;
τ – zaman;	m – modul;
ω – bucaq sürəti;	n – dövrlər sayı;
Δ – fərq işarəsi;	N – güc;
ν – kinematik özlülük	P – qüvvə;
əmsalı;	p – təzyiq;
ξ – yerli hidravlik	R – faydalı qüvvə;
müqavimət əmsalı;	S – gediş yolu;
α – sərf (verim) əmsalı	T – sürtünmə qüvvəsi;
α, β – bucaqlar;	t – temperatur;
b – dişli çarxın eni;	v – sürət;
D, d – diametr;	W, V – həcm;
F, f – sahələr;	z – dişlərin, kameraların
	sayı

İNDEKSLƏR

a – axıtma;
at – atmosfer;
b – böhran;
c – civə;
ç – çıxış;
d – daxili;
d – dinamik;
d.b. – doymuş buxar;
dr – drossel;
e.m – elektriki mühərrik;
əks – əks;
f – faydalı, effektiv;
gir, g – giriş;
h – hidravlik;
h, həq – həqiqi;
həc – həcmi;
hmex – hidromexaniki;
i – işçi;
i – indikator;
in – intiqal;
k – klapan;

m – mühərrik, hidravlik motor;
max – maksimum;
mex – mexanik;
min – minimum;
n, nəz – nəzəri;
n – nasos
nom – nominal;
p – porşen;
s – silindr;
s – sıxılma;
s – sorma;
sın – sınaq;
st – statik;
su – su;
sür – sürtünmə;
ş – ştok;
t.o. – tələb olunan;
v – vurma;
v – val;
y – yük.

ƏDƏBİYYAT

1. Abdullayev R.X., Mürşüdlü Ç.C., Məmmədov Q.Ə. Ümumzavod avadanlığı. Dərs vəsaiti. ADNA, Bakı, 2010, 279 s.
2. Əzizov Ə.H. Hidravlik intiqallar və hidroavtomatika (həcmi hidrintiqal bölməsi) (Dərs vəsaiti)ADNA, Bakı, 1999, 60 s.
3. Əzizov Ə.H., Əhmədov Ə.S., Əzizov M.H.. Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika hidroaparatları. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı, 2003
4. Əzizov Ə.H., Əhmədov Ə.S., Heydərov H.Ə, Əzizov V.H. «Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika» kursundan laboratoriya işləri. Dərs vəsaiti. ADNA, 2009, 230 s.
5. Əzizov Ə.H., Hacıyeva İ.Y., Əzizov V.H.. “Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika” kursundan məşğələlər. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2008
6. Əzizov Ə.H., Heydərov H.Ə., Əzizov M.H.. Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika. İzləyici hidravlik intiqallar bölməsi. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2003
7. Əzizov Ə.H., Qarayev M.A., Heydərov H.Ə., Ağammədova S.Ə. “Həcmi hidravlik maşınlar” Dərslik , ADNA, Bakı, 2010, 602 s.
8. Əzizov Ə.H., Rəhimov A.M., Ağammədova S.Ə.. “Hidravlik maşınlar və hidravlik intiqallar” kursundan laboratoriya işləri. (Dərs vəsaiti) ADNA, Bakı-2008.
9. Əzizov Ə.H., Rəhimov A.M., Hacıyeva İ.Y., Heydərov H.Ə.. Həcmi hidravlik intiqallar və hidroavtomatika. Buraxılış işləri və kurs layihələrini yerinə yetirmək üçün metodik göstərişlər. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2003. 102 s.
10. Heydərov X.M., Kərimov D.A., Bədəlov T.A., Sevdimaliyev Y.M., Разработка автоматизированной транспортной системы. Известия ВУЗов. «Нефть и газ», № 8, Баку, 1990.
11. Heydərov X.M., Kərimov D.A., Farhadov Z.İ., Farhadov İ.D.,

- Привод промышленных роботов. Авт. Свид. СССР 1151118. Бюллетень «Открытия и изобретения», № 15, 1985.
12. Hüseynov S.O., Quliyev A.H., Hidravlik maşınlar və hidrintiqal-lar. Bakı, 2000, 238 s.
13. Qarayev M.A., Əzizov Ə.H., Mahmudov S.A., Əzizov V.H.. Mərkəzdənqaçma nasoslarının özlü mayelərlə işləməsi. (Dərs vəsaiti). ADNA, Bakı-2008
14. Məmmədova T.H."Hidravlik maşınlar", Az.NKİ nəşri. Bakı, 1976.
15. Абрамов Е. И., Колесниченко К.П., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: Справочник. Киев: Техника, 1969. 316 с.
16. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Киев, «Техшка», 1969. 320 с.
17. Аврутин Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. М.—Л., «Машиностроение», 1965. 268 с.
18. Азизов А.Г., Ахмедов А.С. Гидропривод и гидроавтоматика. (Лабораторный практикум) АДНА. Баку, 1998, 48 с.
19. Азизов А.Г., Караев М.А., Гасанова Д.И.. Лабораторные работы по курсу “Гидравлические машины”. (Учебное пособие). АГНА, Баку, 2007.
20. Азизов А.Г., Рагимов А.М., Азизов М.Г.. Проектирование гидро и пневмосистем. (Учебное пособие). АГНА, Баку, 2004.
21. Азизов А.Г., Рагимов А.М., Азизов М.Г. “Гидродинамические передачи”. (Учебное пособие). ADNA, АГНА, Баку, 2005.
22. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В. Н. Прокофьев, Ю. А. Данилов, Л. А. Кондаков и др.; Под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1969. 496 с.

23. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., «Машиностроение», Авт.: Прокофьев В. Н., Данилов Ю. А., Кондаков Л. А., Луганский А. С., Целин Ю. А. 1969. 496 с.
24. Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Боглан Н.В. и др. Гидро-пневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи. – Минск: Высшая школа, 1987. 310 с.
25. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х Т. 5-е изд., перераб. и доп. Том 3. М.: Машиностроение, 1980 г. – 559 с.
26. Астахов А.В. Объемные гидравлические передачи шахтных машин» М., «Недра», 1967. 276 с.
27. Астахов А.В., Пономаренко Ю.Ф. Гидропривод горных машин. М., «Недра», 1971. 248 с.
28. Бабаев С.Г. Надежность нефтепромыслового оборудования. М., Недра, 1987.
29. Башта Т.М. «Объемные насосы и гидродвигатели гидросистем». М. Машиностроение. 1974.
30. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982, 423 с.
31. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971, 672 с.
32. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., «Машиностроение», 1972, 320 с.
33. Бирюков Б. Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1972.— 156 с.
34. Бирюков Б. Н. Гидравлическое оборудование металло-режущих станков. М.: Машиностроение, 1979. 112 с.
35. Богданович Л. Б. Объемные гидроприводы. Киев, «Техника», 1971. 172 с.
36. Брон Л.С., Тартоковский Ж.Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. Над. 2-е М.,

- «Машиностроение»» 1967. 356 с.
37. Бухаленко Е.И., Абдуллаев Ю.Г. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования. М., Недра, 1985.
38. Васильченко В. А. Основные направления развития объемного гидропривода. Строительные и дорожные машины, 1981, № 5, с. 30...31.
39. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983, 301 с.
40. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Вышэйшая школа, 1985, 382 с.
41. Гавриленко Б. А., Минин В. А., Рождественский С. Н. Гидравлический привод. М., «Машиностроение», 1968, 490
42. Герц Е. В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985, 256 с.
43. Герц Е.В. Пневматические приводы. М., «Машиностроение», 1969.
44. Гидравлика и гидропривод. М., «Недра», 1970. 304 с. Авт.:В. Г. Гойер, В. С. Дулии, А. Г. Борумеиский, А. Н. Заря.
45. Гидравлическое оборудование для строительных и дорожных машин.: Каталог. Составители: Абаринов ВН, Кривошеин Л.Л., Панкрашкин П.В. ВНИИСтройдормаш .М.: В/А "Стройдормашсервис", 1991, 116 с, с илл.
46. Гидравлическое оборудование. Каталог-справочник. Книги I п II. М., Изд. ВНИИГидропривод, НИИмаш, 1967. 4.1-400 с, ч. II, 352 с.
47. Гидравлическое оборудование.: Каталог под общ ред Оксиненко А.Я. и Скрицкого В.Я. М.: НИИ информации по машиностроению, 1978

48. Гидропередачи забойных машин и их эксплуатация М., «Недра», 1970. 92с. Авт.: В. М. Ворман, И. А. Цстиарский, В.Я.Головко, А. Р. Агранат, И. И. Браккер, Н. В. Богуцкий (ЦНИЭИуголь).
49. Гурьев В. П., Погорелов В.И. Гидравлические объемные передачи. М —Л., «Машиностроение», 1964. 344 с.
50. Докукин А.В., Рогов А.Я., Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. - М.: Машиностроение, 1980, 288 с.
51. Долгачев Ф, М., Лейко В. С. Основы гидравлики и гидропривод. М., Стройиздат, 1981. 180 с.
52. Дьячков Б. И. Высокомомеитные моторы однократного действия — М Машиностроение. 1980, 119 с.
53. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков. М., Машгиз, 1963. 324 с.
54. Зайченко И. З., Мышлевский Л. М. Пластинчатые насосы и гидромоторы. М.: Машиностроение, 1970, 231 с.
55. Зеленский С. Б., Рябков Е. Д., Микеров А. Г. Ротационные пневматические двигатели. Л.: Машино-строение, 1976.— 240 с.
56. Зинченко И.З., Мишлевский Л.М.. Пластинчатые насосы и гидромоторы. М. Машиностроение. 1970.
57. Ибатулов К.А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности. - М.: Недра, 1972.
58. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. М.: Недра, 1989. 396 с.
59. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем: Пер. со сло-вац. Л.: Машиностроение, 1983. 363 с.
60. Исаев Ю.М. Расчёт и конструирование аксиально-поршневых насосов, Ленинград, ЛПИ им. М.И. Калинина, 1979.

61. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. М., "Недра", 1983, 209 с.
62. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры. М., Недра, 1982.
63. Ковалевский В. Ф., Железняков Н. Т., Бейлин Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М.: Недра, 1973. 502 с.
64. Коваль П.В. Гидропривод горных машин. М., «Недра», 1967. 387 с.
65. Комаров А. А. Надежность гидравлических систем. М., «Машиностроение», 1969. 236 с.
66. Компоненты гидропривода.: Каталоги продукции Московского ОАО "Машиностроение и гидравлика" - М.: АО "МАГ", 1996.
67. Кондаков Л. А. Уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1972. 240 с.
68. Коновалов В. М., Скрицкий В. Я, Рокшевский В. А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М.: Машиностроение, 1976. 288 с.
69. Крайслер А. А., Крымский А. Н. Объемные гидромеханические передачи с двумя дифференциалами // Тр. НАТИ. М., Вып. 98.1959. 54 с.
70. Лейко В. С., Васильченко В. А. Тепловой режим гидравлического привода строительных и дорожных машин. Строительные и дорожные машины, 1973, № 8, с. 14—15.
71. Льюис Э, Стерн х. Гидравлические системы управления. М.: Машиностроение, 1966, 408 с.
72. М.А.Караев, А.Г.Азизов, А.М.Рагимов, Г.Г.Рзаева. "Работа центробежных насосов на вязких жидкостях". (Учебное пособие). АГНА, Баку, 2006.
73. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. М.

- «Машиностроение», 1966. 171 с.
74. Машиностроительный гидропривод. Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
75. Молчанов А.Г. Гидроприводные штанговые скважинные насосные установки. М., Недра, 1982.
76. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. М.: Недра, 1983.
77. Моль Р. Гидропневмоавтоматика: Пер. с франц. М.: Машиностроение, 1975. 352 с.
78. Мухаяев Г.А., Шукин В. К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высш. шк., 1991. 480с.
79. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмопривода: Учебник. – М.: Машиностроение, 1991. 384 с.,ил.- 200
80. Нефтегазопромысловое оборудование. Каталог. АЗИНМАШ, Баку, 1991. 211 с.
81. Нефтепромысловое оборудование. Справочник. Под ред. Е.И.Бухаленко. М.: Недра, 1990. 559 с.
82. Никитин Г.А., Комаров А.А. Распределительные и регулирующие устройства гидросистем. М., «Машиностроение», 1965. 184 с.
83. Никитин О. Ф., Холин К. М.. Объемные гидравлические и пневматические приводы. М.: Машиностроение, 1981. 267 с.
84. Осипов А. Ф. Объемные гидравлические машины. М., «Машиностроение», 1966. 160 с.
85. Основы теории и конструирования объемных гидропередач. А.В. Кулагин, Ю.С.Демцдов, В.Н.Прокофьев, Л. А. Кондаков. М.: Высш. шк., 1967. 400 с.
86. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е. В. Герц, А. И. Кудрявцев, О. В. Ложкин и

- др.— М.: Машиностроение, 1981. 408 с.
87. Погорелов В.И. Элементы и системы гидропневмоавтоматики. Л.: Из-во Ленинградского университета, 1979, 184 с.
88. Пономаренко Ю. Ф. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин. М. «Недра», 1972, 376 с.
89. Пономаренко Ю. Ф. Испытание гидропередат. М., «Машиностроение», 1969, 292 с.
90. Попов Д.И. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987, 464 с.
91. Прокофьев В. Н., Данилов Ю. А., Кондаков Л. А. и др. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М. «Машиностроение», 1969, 496 с.
92. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Машиностроение, 1969. 496 с.
93. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. Учебное пособие для вузов. Л.Г.Чичеров, Г.В.Молчанов, А.М.Рабинович и др. М.: Недра, 1987. 422с.
94. Рыбкин Е. А. и Усов А.А. Шестеренные насосы для метало-режущих станков. М., Машгиз, 1960.
95. Свешников В К. Станочные гидроприводы.: Справочник. Изд 3-е, перераб. и доп. М.: "Машиностроение", 1995, 448 с
96. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. Книга 1. Насосы и гидродвигатели. «Издательский центр «Техинформ» МАИ».2001. 360 с.
97. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура. «Издательский центр «Техинформ МАИ».2002, 508 с.
98. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. Книга 3. «Издательский центр «Техинформ» МАИ». Вспомогательные элементы гидропривода. 2003.

480 с.

99. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М: Машиностроение, 1988. – 512 с.: ил.
100. Скрицкий В.А., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. М.: Машиностроение, 1984. 176 с.
101. Смазочно-охлаждающие технологические средства: Справочник / Под ред. С. Г. Энтелиса, Э. М. Берлинера. М.: Машиностроение, 1986. 351 с.
102. Френкель М.И., Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 743 с.
103. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. Москва- Киев, Машгиз, 1959. 556 с.
104. Хаттон Р. Е. Жидкости для гидравлических систем. М. — Л., «Химия», 1965. 364 с.
105. Хории В.Н. Объемный гидропривод забойного оборудования. М., «Недра», 1968. 424 с.
106. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. Изд. 2-е. М., «Наука», 1966. 240 с.
107. Холин К.М., Никитин О. Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. М.: Машиностроение, 1989. 264
108. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.
109. Чиняев И. А. Роторные насосы. Л., Машиностроение, 1969.
110. Чупраков ю.и. Гидропривод М.:Машиностроение, 1979, 232 с.
111. Шашкин И.Ф. Плунжерные и поршневые насосы малой производительности в теплоэнергетике. М., Госэнергоиздат, 1960.
112. Электрогидравлические следящие системы. В.А.

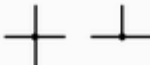
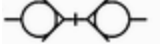
- Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др. Под общ. ред. В. А. Хохлова. М.: Машиностроение, 1971. 432 с.
113. Эрнст В. Гидропривод и его промышленное применение. М., Машгиз, 1963. 492 с.
114. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. М., Оборонгиз, 1957.
115. Юфин А.П. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. М. «Высшая школа», 1965.
116. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода. Мн.: Выш. шк., 1982.
117. Гидропривод. Основы и компоненты. Сервис. Автоматизация. Дидактика. Коллектив авторов: Экснер Х., Фрейтаг Р., Д-р ГайсХ., Ланг Р., Оппольцер Й., Шваб П., Зумпф Е., Остендорфф У., Райк М. Издание 2. Издатель: Бош Рексрот АГ. 64711 г. Эрбах, Германия. 2003, 323 с.
118. MANNESMANN REXROTH. Маннесманн Рексрот. Учебный курс гидравлики. Пособие по гидравлике (гидроприводы). Составитель Шмитт А. Том I. Издатель: ХИДАК ГмбХ, Сульцбах, ФРГ, 1980, 226с.
119. MANNESMANN REXROTH. Маннесманн Рексрот. Учебный курс гидравлики. Пропорциональная техника и сервоклапаны. Авторский коллектив: Дёрр Х., Эвальд Р., Хуттер Й., Кретц Д., Лидхегенер Ф., Шмитт А., Райк М. Том II. Издатель: ХИДАК ГмбХ, Сульцбах, Лор на Майне, ФРГ, 1986. 258 с.
120. http://en.wikipedia.org/wiki/Hydraulic_drive_system
121. <http://www.hydraulic-equipment-manufacturers.com/hydraulic-drive.html>
122. <http://www.twirpx.com/files/hydro/hidropr/?show=recent>
123. http://abc.vvsu.ru/Books/l_gidrosys/default.asp

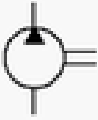
ƏLAVƏLƏR

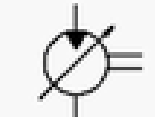
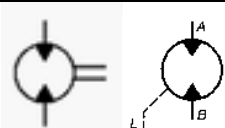
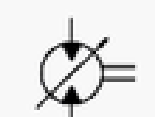
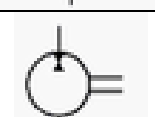
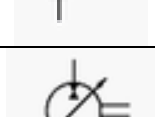
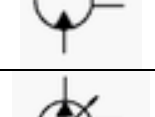
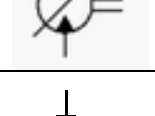
Əlavə Ə.I.1

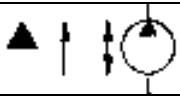
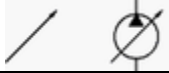
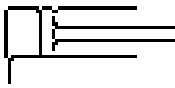
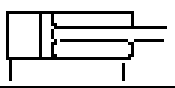
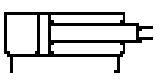
Hidravlik avadanlıqların və aparatların hidravlik sxemlərdə işarələrinin nümunələri

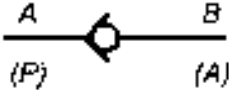
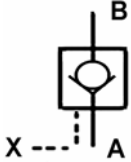
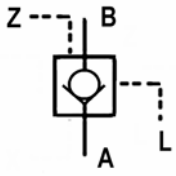
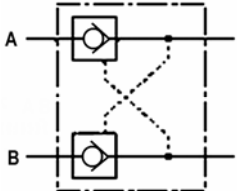
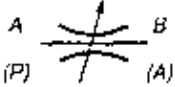
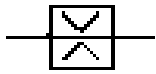
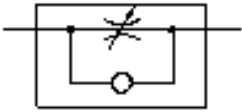
Cədvəl Ə.I.1

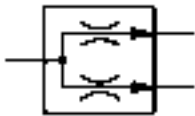
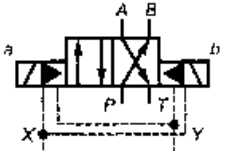
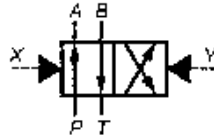
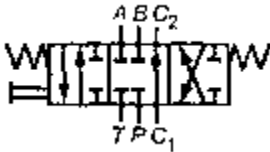
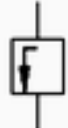
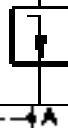
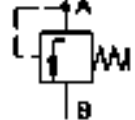
Avadanlıq	İşarələr
Xətlər	
İşçi xətt	
İdarəetmə xətti	
Drenaj xətti	
Elektrik xətti	
Elastik xətt, xortum, şlanq	
Xətlərin birləşdirilməsi	
Çarpaz xətlər	
Atmosferlə birləşdirici xətt	
Yüksək təzyiqli tıxaclı birləşmə	
Əlavə xətt birləşdirilməsi	
Əks klapanlı tez sökülən birləşmə	
Akkumulyator	
Süzgəc	

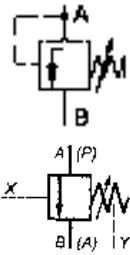
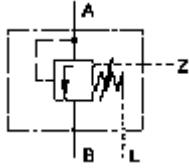
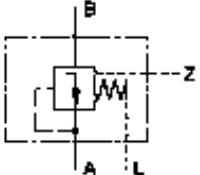
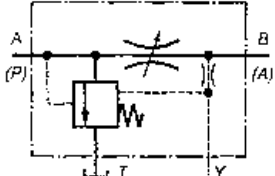
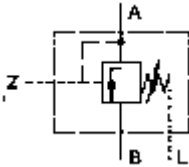
Soyuducu, istilikdəyişdirici	
Qızdırıcı	
Atmosferlə birləşən hidravlik çən, bak	
Təzyiq altında hidravlik çən	
Bir neçə hidravlik aparatlarının bir düyündə birləşdirilməsi	
Manometr	
Termometr	
Sərfölçən, sayğac	
Təzyiq mənbəyi	
Elektrik mühərriki	
Daxiliyanma mühərriki	
Mufta	
Biristiqamətli tənzimlənməyən nasos	 
Biristiqamətli tənzimlənən nasos	

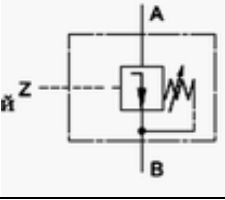
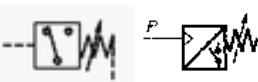
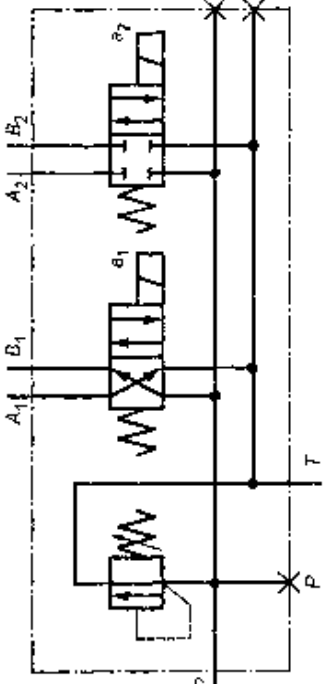
Biristiqamətli tənzimlənməyən hidravlik motor	
Biristiqamətli tənzimlənən hidravlik motor	
İki istiqamətli tənzimlənməyən hidravlik motor (reversiv hidravlik motor)	
İki istiqamətli tənzimlənən hidravlik motor (reversiv hidravlik motor)	
Kombinə olunmuş birtərəfli bir istiqamətli tənzimlənməyən nasos-hidravlik motor	
Kombinə olunmuş birtərəfli iki istiqamətli tənzimlənən nasos-hidravlik motor	
Kombinə olunmuş bir istiqamətli tənzimlənməyən nasos-hidravlik motor	
Kombinə olunmuş bir istiqamətli tənzimlənən nasos-hidravlik motor	
Kombinə olunmuş ikitərəfli iki istiqamətli tənzimlənməyən nasos-hidravlik motor	

Kombinə olunmuş ikitərəfli iki istiqamətli tənzimlənən nasos-hidravlik motor	
Hidrostatik bir istiqamətli həcmi ötürmə	
Hidrostatik iki istiqamətli həcmi ötürmə	
Yay	
Yerli müqavimət	
Kvadratik (maye özlülüyündən asılı olmayan) yerli müqavimət	
Maye axının istiqamətinin işarəsi	
Fırlanma istiqaməti	
Tənzimləmə işarəsi	
Birtərəfli hidravlik güc silindri	
İki tərəfli hidravlik güc silindri	
Diferensial tipli hidravlik güc silindri	
Hidravlik döndərici silindr	

Yaysız əks klapən	
Yaylı əks klapən	
Hidravliki idarə olunan əks klapən: – normal bağlanmış	
– normal açıq	
– ikitərəfli hidravlik qıfıl	
Tənzimlənməyən drossel	
Tənzimlənən kvadratik drossel	
Tənzimlənməyən kvadratik drossel	
Əks klapənli tənzimlənməyən drossel	

Axın bölüşdürücüsü	
Hidravlik paylayıcılar: – 4/2 tipli, elektrohidravlik üsulu ilə idarə olunan	
– 4/2 tipli, hidravlik üsulu ilə idarə olunan	
– 5/3 tipli, elektromaqnitlə idarə olunan	
– 6/3 tipli, mexaniki üsulu ilə idarə olunan	
Normal bağlı klapan	
Normal açıq klapan	
Tənzimlənməyən qoruyucu klapan	

Tənzimlənən qoruyucu klapın	
Hidravliki tənzimlənən və drenajlı qoruyucu klapın	
Reduksiya klapını	
3 xətlı axın tənzımləyıcısı	
Normal bağılı hidravliki tənzimlənən və drenajlı klapın	

Normal açıq hidravliki tənzimlənən klapan	
Hidravliki açar	
Hidravlik aparatlar bloku	

Əlavə Ə.I.2

**Hidravlik avadanlıqlardakı dəliklərin işarələrinin
ümumiləşdirilmiş cədvəli**

Cədvəl Ə.I.2

Əsas dəliklərin sayı		2		3	4
Hidravlik aparatın növü		Qoruyucu klapanlar	Digər aparatlar	Axın tənzimləyiciləri	Paylayıcılar və funksional bloklar
Əsas dəliklər	Giriş	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>
	1-ci çıxış	-	<i>A</i>	<i>A</i>	<i>A</i>
	2-ci çıxış	-	-	-	<i>B</i>
	Axıtma	<i>T</i>	-	<i>T</i>	<i>T</i>
Köməkçi dəliklər	1-ci idarəetmə	-	<i>X</i>	-	<i>X</i>
	2-ci idarəetmə	-	-	-	<i>Y</i>
	İdarəetmə (daha kiçik təzyiqlə)	<i>V</i>	<i>V</i>	<i>V</i>	-
	Drenaj	<i>L</i>	<i>L</i>	<i>L</i>	<i>L</i>
	Diagnostic nöqtəsi	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>