

M Ü N D Ə R İ C A T

REFEREAT	4
РЕФЕРАТ.....	5
MÜNDƏRİCAT.....	6
GİRİŞ.....	7
§ 1. Daş karxanasında içləyən ПК-5М modelli kəsici kombaynın hidrintiqal sxemi və işləmə prinsipi	9
§ 2. Drossel üsulu ilə tənzimləmə.....	12
§ 3. Həcm üsulu ilə tənzimləmə	16
§ 4. Hidrintiqalın işçi mayeləri, onlara qoyulan tələbatlar və işçi mayenin seçilməsinin əsaslandırılması	18
§ 5. Daş karxanasında işləyən ПК – 5М modelli kəsici kombaynın hidrososteminin hidravlik hesabı.....	22
§ 6. Hidravlik maşınlar haqqında məlumat	28
§ 7. Radial- porşenli nasosun seçilməsi və əsaslandırılması	29
§ 8. Radial-porşenli nasosun əsas konstruktiv ölçülərinin hesablamə düsturları	31
§ 9. Padial-porşenli nasosun əsas konstruktiv ölçülərinin hesabı	33
§ 10. Hidrosilindr haqqında ümumi məluma.....	36
§ 10.1.Hudrosilindrin əsas parametrlərinin hesabı	39
§ 11. Hidroaparatlar və köməkçi qurğuyar haqqında	41
§ 11.1.Qoruyucu klapan.....	41
§ 11.2. Qoruyucu klapanın hesabı	42
NƏTİCƏ VƏ TƏKLİFLƏR	44
ƏDƏBİYYAT.....	45

					BURAXILIŞ İŞİ			
Dəy.	Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix				
Tələbə		Kazimov K.						
Rəhbər		Quliyev A.						
Nor. nəz		Quliyev A.						
Kaf. Müdiri		Baxşəliyev						
						Vərəq.	Kütlə	Miqyas
						AzTU, Qr. 583a1		

GİRİŞ

Elmi-tədqiqat işlərinin nəticələri müxtəlif sahələrdə işləyən aqreqatların işçi orqanlarına tətbiq olunmaqda davam edir. Bununla əlaqədar olaraq hidravlik sistemlə işləyən avadanlıqların yeni konstruksiyalı hidravlik maşın və aparatlarla əvəz olunur ki, hidravlik sistemlə işləyən mexanizmlərdə işçi orqanların yerdəyişməsi çox səlis yerinə yetirilir. Bu da həmin hissələrin işləmə müddətini və təmir vaxtını artırılmasına gətirib çıxarır.

Müxtəlif beynəlxalq təhkilatlar ətraf mühitin qorunması ilə əlaqədar tədbirlər keçirirlər. Burada əsas məsələ ondan ibarət olur ki, ekoloji tarazlığın qorunması ilə əlaqədar olaraq yeni istehsal olunmuş və mövcud maşın və mexanizmlərin atmosfərə buraxdığı zərərli qazların və tullantıların miqdarı minimuma endirilsin. Bununla əlaqədar olaraq hidravlik sistemlərlə işləyən müxtəlif maşın və mexanizmlərin tətbiqi genişlənməkdədir.

Müxtəlif növ maşın və mexanizmləri uzaq məsafədən idarə etmək və hərəkətə gətirmək üçün intiqallardan istifadə edirlər. Bu intiqallar onları hərəkətə gətirən işçi mexanizmin və ya işçi mühitin adı ilə xarakterizə olunur. Belə intiqallara mexaniki, elektrik, hidravlik, pnevmatik, kombinə olunmuş və s. adı verilmişdir. Bu intiqalların müsbət və çatışmayan cəhətləri də vardır. Təbii ki, bu intiqallar yerli şəraitə uyğun tərtib olunur və müvafiq icra mexanizminin qovşaqlarına tətbiq edilir.

Həcmi maşınlarda mayenin mexaniki enerjisinin ötürülməsi işçi kamerada onların həcmnin dəyişilməsi ilə baş verir. Həcmi nasoslarda mayenin vurulması işçi kameranın həcmnin azalması ilə, sorulması isə genişlənməsi ilə olur. Bu proses əsasən həcmi tipli nasoslara aiddir. Qeyd etmək lazımdır ki, bütün hidravlik ötürmələrin işçi orqanlarının hərəkətə gətirilməsində tənzimlənən nasoslardan istifadə edirlər.

Məlum olduğu kimi hidravlik sistemlərdə çıxışda dəyişək yük altında hidromühərriklər işlədiyi üçün onların həcmnin dəyişdirilməsi lazım gəlir. Bu tip dəyişmələr iki üsulla ola bilər. Buraya aid olunur:

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				7

- nasosun həcmnin dəyişdirilməsi;
- hidromühərrikin həcmnin dəyişdirilməsi;
- və yaxud hər ikisinin həcmnin dəyişdirilməsi.

Əgər icra mexanizmin çıxışında böyük güc tələb olunursa, onda həcmi tipli nasos və hidromühərrikdən istifadə olunur. Digər hallarda isə nasos və yaxud hidromühərrik həcmi dəyişən olmur, o zaman sistemdə drossel üsulu tətbiq olunur. Burada drossel olaraq hidravlik kranlardan istifadə olunur.

Ümumiyyətlə, daş emalı karxanasında işləyən maşınların həcmnin dəyişdirilməsi hidravlik maşınların işi ilə əlaqədardır.

Layihə etdiyimiz buraxılış işin daş emalı karxanasına aid olduğu üçün burada həcm üsulu ilə sistemin tənzimlənməsindən istifadə olunmuşdur. Hidravlik maşın olaraq radial - porşenli nasos və hidrosilindrdən istifadə olunmuşdur. Məlum olduğu üçün bu maşınların konstruksiyası mürəkkəb, təmiri isə nisbətən çətindir. Buna baxmayaraq həmin hidromaşınların əsas parametrləri çox yüksək olduğu üçün daş emalı karxanasında bu nasos və hidrosilindrlərin istifadə olunması tövsiyə olunur.

Qeyd olunanları nəzərə alaraq buraxılış işinin yerinə yetirmək üçün hidravlik sistemli intiqal seçilmişdir. Buraxılış işi daş karxanasında işləyən ПК – 5М modelli kəsici kombaynın hidravlik intiqalının layihələndirilməsinə həsr olunmuşdur. Bununla əlaqədar olaraq əvvəlcə hidravlik intiqal sxemi tərtib olunmuş, sonra verilmiş yükə görə hidravlik hesabat aparılmışdır. Hesabatdan alınmış qiymətlər əsasında sistemin fasiləsiz iş rejimini təmin edən radial – porşenli nasos və bir tərəfli iki təsirli hidrosilindrlər seçilmişdir. Qeyd edək ki, hidravlik sistemlərin əss elementlərindən olan hidroaparatlar haqqında ümumi məlumat verilmiş və onların tipinin seçilməsi əsaslandırılmışdır. Mövcud hidrosistemlə işləyən hidravlik mayenin seçilməsi əsaslandırılmışdır.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				8

§ 1. DAŞ KARXANASINDA İŞLƏYƏN ПК-5М MODELİ KƏSİCİ KOMBAYININ HİDROİNTİQAL SXEMİ VƏ İŞLƏMƏ PRİNSİPİ

Sənayedə müxtəlif sektorların inkişafı onun müasir texnologiyalara əsaslanan avadanlıqların iştirakı ilə həyata keçirilir. Belə sahələrdən biri də tikinti sektorunun işini təşkil edən tikinti materiallarıdır. Məlum olduğu kimi tikinti materialları həm təbii, həm də sənaye üsulu ilə əldə edilir. Təbii üsulla əldə edilən tikinti materiallarından biri də hörgü daşlarıdır ki, bu tikinti daşları yeraltı süxurlardan müxtəlif ölçülərdə kəsilərək çıxarılır. Daş karxanalarında daşların müəyyən ölçüdə kəsilməsi üçün müxtəlif növ maşınlardan istifadə edirlər.

Belə maşınlardan biri də tərəfimizdən layihələndirilən ПК-5М modeli kəsici kombayının hidrointiqaıdır. ПК-5М modeli kəsici kombayının hidrointiqaı əsasən kəsmə əməliyyatını yerinə yetirmək üçün icra mexanizminə düzxətli hərəkət verir.

Məlum olduğu kimi həcmi hidrointiqaı hidromühərrikin növünə görə hidrosilindrlı və hidromotorlu intiqallara bölünürlər.

Xüsusilə qeyd etmək lazımdır ki, dağ-mədən praktikasına görə moment silindrlərindən çox az hallarda istifadə edirlər. Bununla yanaşı onu da qeyd etmək olar ki, qüvvə silindrlərindən isə dağ-mədən işlərində dağaçıxan maşınlarının işçi orqanlarının irəli-geri hərəkətinin yerinə yetirilməsi zamanı geniş istifadə olunur.

Çıxış bəndinin kinematikasına görə qüvvə silindrinin hidrointiqaı sxemini bir neçə qrupa bölmək olar.

Birinci qrupa – porşenin silindrdə yerdəyişməsi sürətin tənzimlənmədən və onun vəziyyətinin qeyri-dəqiq qeydə alınması ilə yerinə yetirilir.

İkinci qrupa porşenin yerdəyişməsi sürəti tənzimlənməsi ilə baş verir, lakin onun qeydə alınması silindrdə dəqiq yerinə yetirilir. Bu prinsiplə dayaq xizəklərin yerdəyişməsini yerinə yetirən qurğular işləyir ki, onların vasitəsilə kombaynlar lazımi icranı yerinə yetirirlər.

Üçüncü qrupa – porşenin yerdəyişməsi dəyişən sürətlə hədəfə çata bilər. Bura aiddir keçici kombayının işçi orqanının verişinin hərəkəti. Yırğalanan

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				9

yerdəyişmədə icra orqanı (PIK-5M keçici kombaynı) çətin vəziyyətlər də hərəkət istiqamətinin avtomatik dəyişməsini təmin edir.

Şəkil 1-də PIK-5M modeli daş kəsən kombaynın hidravlik sxemi verilmişdir.

Şəkildən göründüyü kimi kombaynın üç qüvvə hidrosilindri vardır: bunlardan 9 – layın gücünün dəyişməsindən asılı olaraq icra orqanının qaldırıl-bendirilməsi üçündür; 14 və 15 kombaynın arxa dayaq xizəyinin vertical üzrə yerdəyişməsini təmin edir. Porşenlərin hidrosilindrlərdə istənilən vəziyyətdə saxlanması üçün 10, 13, 16 hidroqıfıllarından istifadə edirlər.

PIK-5M modeli daş kəsən kombaynın iş prinsipi aşağıdakı kimi izah olunur. İşçi maye yüksək təzyiq altında 3 porşenli nasosu ilə sistemə (bir sıra konstruksiyalarda xüsusi dişli- çarxla nasoslarla) mayeni 1 çənindən soraraq süzgəcə, oradan isə 2 sorma və 4 əks klapanı vasitəsilə vurur. Silindrlərin işi 11 və 12 zolotniklərinin köməkliyi ilə yerinə yetirilir. Zolotniklərin neytral vəziyyətində nasosdan verilən bütün yağ 17 boru kəmərinə daxil olaraq dişli ötürmənin yağlanması və kombaynın icra orqanının intiqalının reduktorunun yastıqlarının yağlanmasını həyata keçirir. Axıtma magistralında quraşdırılmış 7 az təzyiqli klapanı yuxarı icra orqanın və kombaynın səlist düşməsini təmin edir. Basqı magistralında quraşdırılmış 8 qoruyucu klapanı və 5 sabit müqavimətli drossel 6 manometri ilə birlikdə göstəricinin stabilləşməsini təmin etmək üçündür.

Qüvvə hidrosilindirli intiqallar üçün hidroxətdəki sızmalar nəzərə alınmadıqda çıxış bəndinin sürəti aşağıdakı kimi hesablanı bilər

$$v_m = \frac{Q_n \cdot \eta_{m.o.}}{F_m}, \quad (a)$$

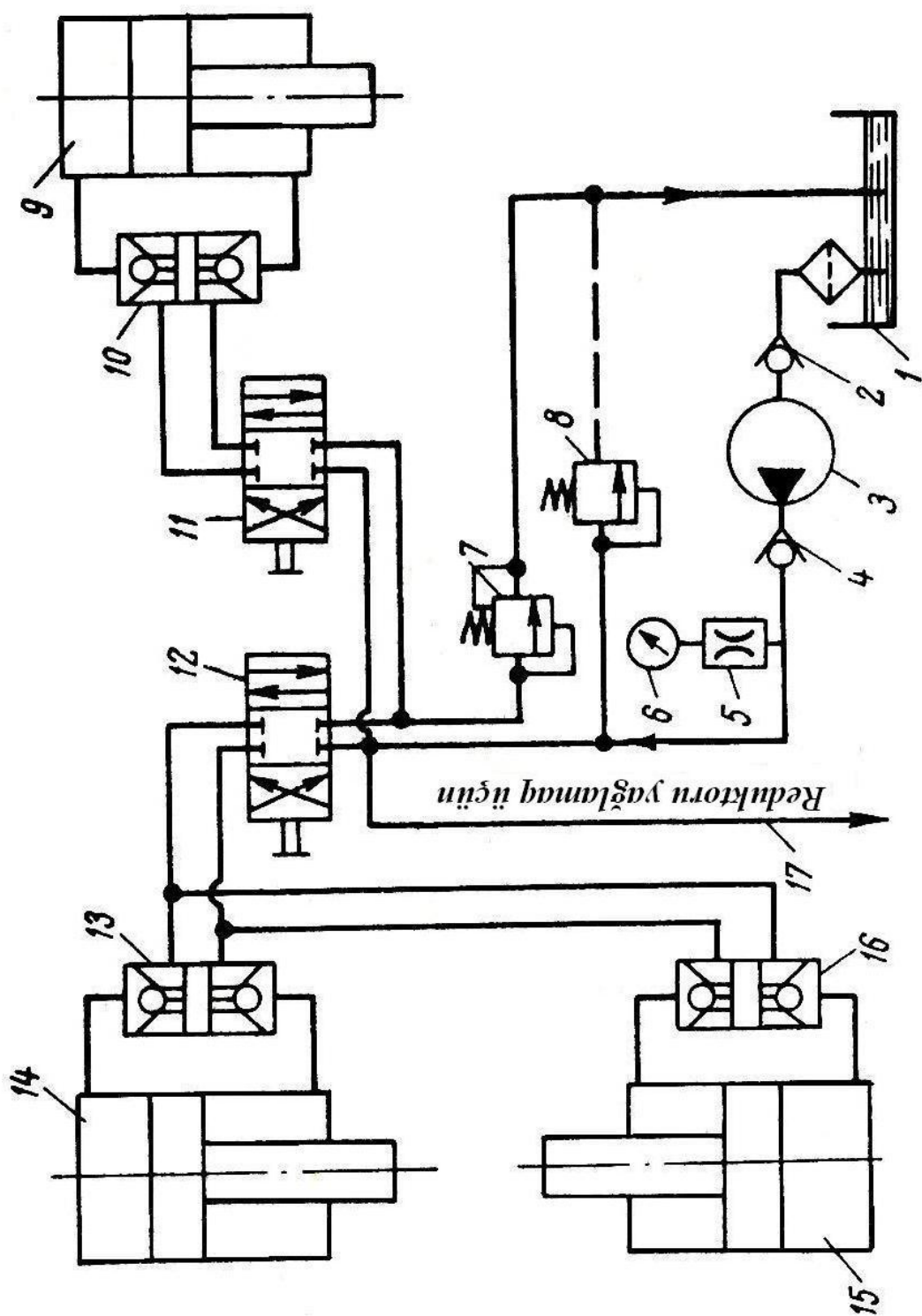
burada $\eta_{m.o.}$ - mühərrikin həcmi f.i.ə.; F_m – porşenin işçi sahəsi, m².

Hidromotorlu intiqallar üçün

$$n_m = \frac{Q_n \cdot \eta_{m.o.}}{q_m} = \frac{q_n \cdot n_n \cdot \eta_{n.o.} \cdot \eta_{m.o.}}{q_m}. \quad (a)$$

(a) və (b) düsturlarından görünür ki, hidrointiqalın çıxış bəndinin icra orqanı nasosun verimi ilə düz mütənasibdir.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				10



Şəkil. 1.IIK-5M markalı daş kəsən maşının qüvvə silindrinin
hidrointiqal sxemi

Dəy. Vər.	Sənəd №	İnza	Tarix
Tələbə	Kazimov K.		
Rəhbər	Quliyev A.		

BURAXILIŞ İŞİ

Səh

11

§ 2. DROSSEL ÜSULU İLƏ TƏNZİMLƏNMƏ

Drossel üsulu ilə tənzimlənən hidrointiqaalarda sabit verimli nasoslardan istifadə olunur. Hidromühərrikin çıxış bəndinin sürətini tənzimləmək üçün drosseldən istifadə edirlər. Drossel ardıcıl və paralel olaraq hidromühərrikə qoşula bilər, qoşulma birinci halda basqı xəttinə və yaxud axıtma xəttinə qoşula bilər (şəkil 2). 3 drosselini 4 hidromühərrikinə ardıcıl qoşduqda nasosun təzyiqini 2 axıdıcı klapanı ilə sabit saxlamaq olur. Beləliklə, 1 nasosunun valında yükün dəyişməsindən asılı olmayaraq güc sabit qalacaq

$$N_{n.v.} = \frac{P_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \text{const.}$$

Çıxış bəndinin sürəti isə hidromühərrikə verilən mayenin sərfindən asılı olaraq drosseldəki təzyiq itgisi ilə təyin edilir. Hidrosistemdəki təzyiq itgisi nəzərə alınmasa, onda

$$\Delta P_{dr} = P_n - P_m = \rho g H_{dr} Q_{dr}^m \quad (1)$$

burada

$$Q_{dr} = Q_m,$$

Onda

$$Q_{dr} = \sqrt[m]{\frac{P_n - P_m}{\rho g H_{dr}}} \quad (2)$$

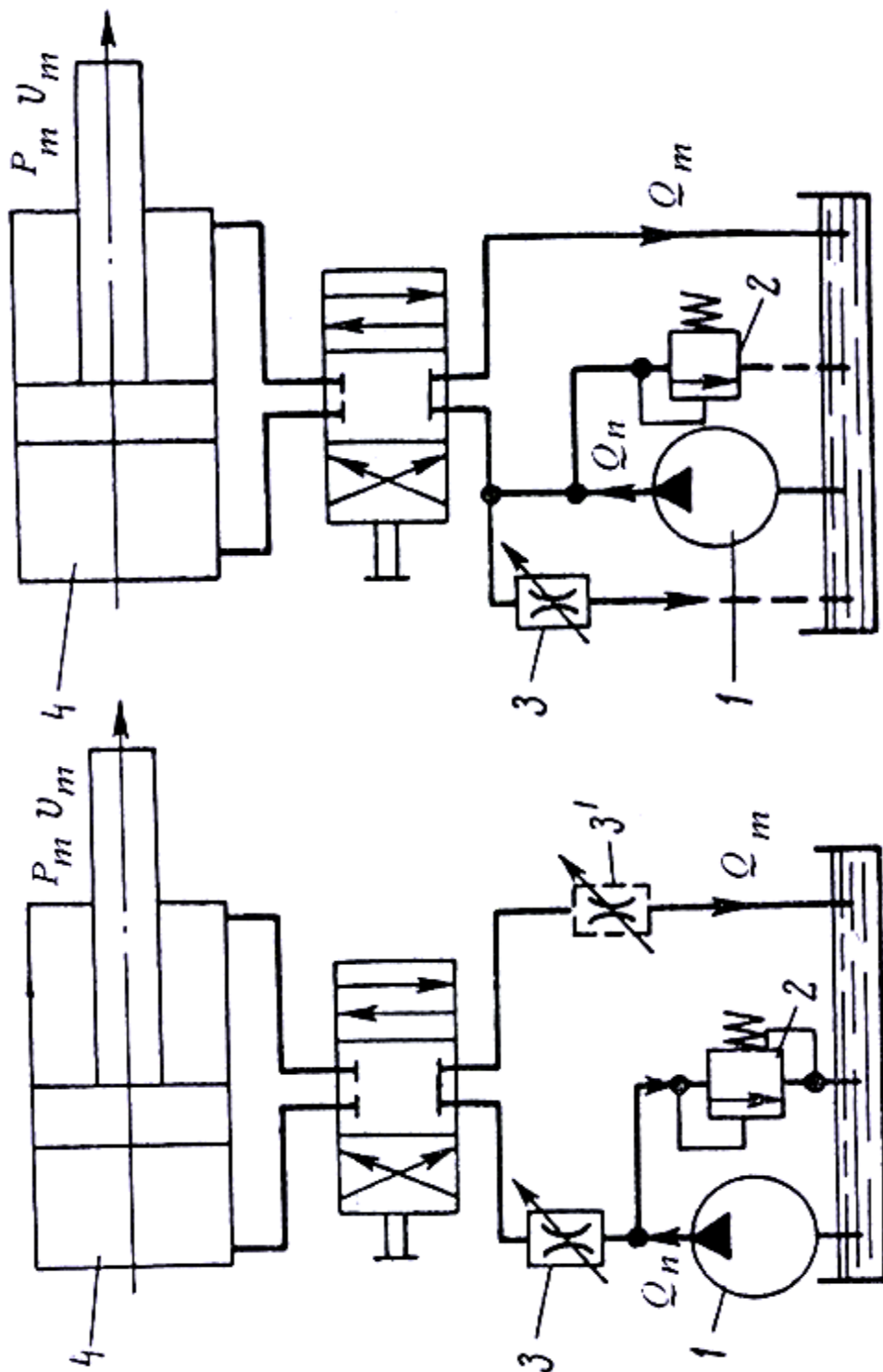
burada ΔP_{dr} - drosseldəki təzyiq itgisi; P_m – hidromühərrikdəki əks təzyiq olub müqavimət momenti M_m və yaxud P_m – tətbiq olunan yükə görə təyin edilir.

H_{dr} , m – uyğun olaraq drosselin müqaviməti və qüvvət göstəricisi olub, onun qiyməti drosseldəki mayenin hərəkət rejimindən asılıdır.

M_m və yaxud P_m azalması ilə P_m əks təzyiqdə azalır. (2) düsturundan görünür ki, $P_n = \text{const}$ və $H_{dr} = \text{const}$ olduqda P_m azalması ilə Q_m artır, və nəticədə çıxış bəndinin sürəti isə azalır.

Beləliklə drossellər hidromühərrikə ardıcıl qoşulduqda çıxış bəndinin sürətinin sabit qalması yükün dəyişməsindən asılı olacaqdır.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				12



Şəkil 2. Drossellə tənzimlənən hidrointiqalın prinsipial sxemi

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix
Tələbə	Kazimov K		
Rəhbər	Quliyev A.		

BURAXILIŞ İŞİ

Səh

13

Hidromühərrikə drossel paralel qoşulan zaman 1 nasosundan vurulan maye iki hissəyə ayrılır: 4 hidromühərrikinə və 3 drosselinə. Hidromagistralda təzyiq itgisi nəzərə almasaq, onda

$$\Delta P_{dr} = P_m = P_n. \quad (3)$$

Beləliklə, yükün dəyişməsi ilə əlaqədar olaraq təzyiq də dəyişəcək, bu o deməkdir ki, nasosun valında yük mütənasib olaraq paylanacaqdır.

Drossellərin ardıcıl qoşulma sistemində olduğu kimi paralel qoşulmada da hidromühərrikin çıxış bəndinin sürəti də eyni parametrlərdən asılı olacaqdır

$$Q_m = Q_n - Q_{dr}; \quad (Q_{dr} = Q_y).$$

$$Q_m = Q_n - \sqrt[m]{\frac{\Delta P_{dr}}{\rho g H_{dr}}} = Q_n - \sqrt[m]{\frac{P_m}{\rho g H_{dr}}}. \quad (4)$$

Buna görə də dəyişən yük recimində işləyən hidromühərriklərdə çıxış bəndinin sürəti sabit saxlanılmadığı üçün çox hallarda paralel qoşulmadan istifadə olunmur.

İş prosesində nasosun həcmi f.i.ə. dəyişmədiyini qəbul edib, onun veriminin sabit olduğunu nəzərə alsaq, yəni ($Q_n = \text{const}$).

Hidromühərrikdəki təzyiq yüklə təyin edilir, yəni

$$P_m = \frac{P_m}{F_m \cdot \eta_{m.h.} \cdot \eta_{m.mex.}}$$

Drosselin hidromühərrikə ardıcıl qoşulduğu zaman aşağıdakı kimi təyin edilir:

$$P_n = \text{const}, \quad \left(P_n = \frac{P_{m.max}}{F_m \cdot \eta_{m.h.} \cdot \eta_{m.mex.}} \right).$$

(2) düsturunu $P_m = P_m \cdot F_m \cdot \eta_{m.h.} \cdot \eta_{m.mex.}$ ifadəsinə nisbətən həll etsək, alarıq

$$P_m = \left[P_n - \rho g H_{dr} \left(F_m v_m / \eta_{m.o.} \right)^m \right] F_m \cdot \eta_{m.h.} \cdot \eta_{m.mex.} \quad (5)$$

(5) ifadəsinə görə qeyd etmək olar ki, yükləmə xarakteristikası drosselin harada yerləşməsindən asılı deyil. Onu qeyd etmək lazımdır ki, drossel axıtma borusunda yerləşdikdə porşenin hərəkət sürətində müəyyən sıçramalar baş verə

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				14

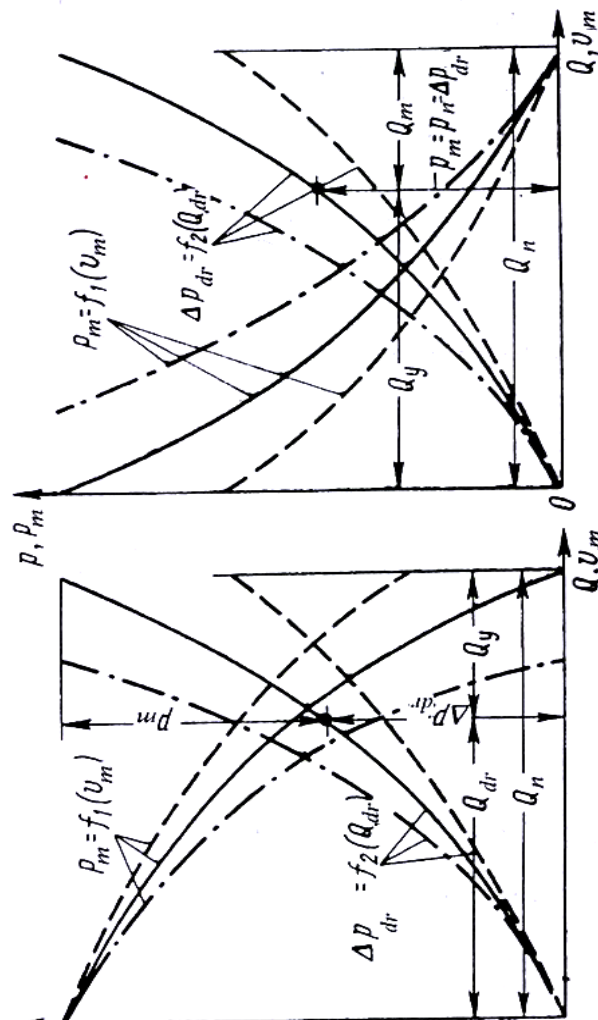
bilər. Buna baxmayaraq drosselin bu cür yerləşməsi kiçik təzyiq altında olur. (2) tənliyini P_m -ə nisbətən həll etdikdə yükləmə xarakteristikasını alırıq

$$P_m = \rho g H_{dr} \left(Q_n - F_m v_m / \eta_{m.o.} \right)^m F_m \cdot \eta_{m.h.} \cdot \eta_{m.mex.} \quad (6)$$

(5) və (6) ifadələrinə əsasən deyə bilərik ki, hər iki halda yükləmə xarakteristikası drosselin (1) və (3) xarakteristikaları ilə təyin edilir.

Şəkil 3-də drosselin $\Delta P_{dr} = f_2(Q_{dr})$ və yükləmə $P_m = f_1(v_m)$ xarakteristikaları göstərilmişdir.

Əgər qoruyucu və axıdıcı klapanların sabit sazlanmasında drosselin müqavimətini dəyişsək onda külli halda $\Delta P_{dr} = f_2(Q_{dr})$ əyrilərini, ardınca $P_m = f_1(v_m)$ əyrisini alırıq.



Şəkil 3. Drosselle tənzimləmənin xarakteristikası
a) drossellərin hidromühərrikə ardıcıl qoşulması; b) drossellərin hidromühərrikə paralel qoşulması;

§ 3. HƏCM ÜSULU İLƏ TƏNZİMLƏMƏ

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix
Tələbə	Kazimov K.		
Rəhbər	Quliyev A.		

BURAXILIŞ İŞİ

Səh

15

Məlum olduğu kimi hidrintiqalın ikinci növ tənzimlənməsi həcm üsulu ilə tənzimləmə adlanır. Həcm üsulu ilə tənzimləmədə ya nasosun işçi həcmi, ya hidromühərrikin və yaxud da hər ikisinin işçi həcmi tənzimlənir.

Şəkil 4-də həcm üsulu ilə tənzimlənən hidrintiqalın prinsipial hidravlik sxemi göstərilmişdir. İşləmə prinsipi aşağıdakı kimidir: 1 nasosu işçi mayeni 2 magistral borusu ilə 5 hidromotoruna istiqamətləndirir. Maye hidromotordan çıxaraq 6 sorma magistralına daxil olur. Sistemdəki maye sızmalarının qarşısını almaq üçün əlavə 8 qidalandırıcı nasosu nəzərdə tutulmuşdur. Bu nasos vasitəsilə maye 9 çənindən sorularaq 7 süzgəcinə, oradan isə 4 əks klapanlarına və 6 sorma borusuna istiqamətləndirilir. 10 axıdıcı klapanının vəzifəsi qidalandırıcı nasos tərəfindən verilmiş artıq mayeni geri axıtma qüçündür, 3 – qoruyucu klapanının vəzifəsi hidrintiqalı artıq yükləmədən azad etməkdir. Nasosun istiqamətini (reversivləşdirdikdən sonra) dəyişdikdə sorma və vurma boruları yerlərini dəyişirlər.

Tənzimləmə zamanı hidrintiqalın əsas parametrlərinin dəyişməsi aşağıdakı kimi olur. Nasosda maye sızması olmadıqda, onda $Q_{n.n.}$, hidromotoru sərfinə $Q_{m.n.}$ bərabər olacaq. Yəni

$$Q_{n.n.} = q_n \cdot n_n \text{ və } Q_{m.n.} = q_m \cdot n_m. \quad (1)$$

Onda sərfələrin bərabərliyindən, yazırıq ki

$$n_m = n_n \frac{q_n}{q_m}. \quad (2)$$

Nəzərə alsaq ki

$$q = Uq_{\max}. \quad (3)$$

Onda

$$n_m = n_n \frac{U_n q_{n.\max}}{U_m q_{m.\max}}. \quad (4)$$

Tənzimlənmə zamanı hidrintiqalın mexaniki xarakteristikası U parametrlərinin tənzimlənməsindən asılıdır.

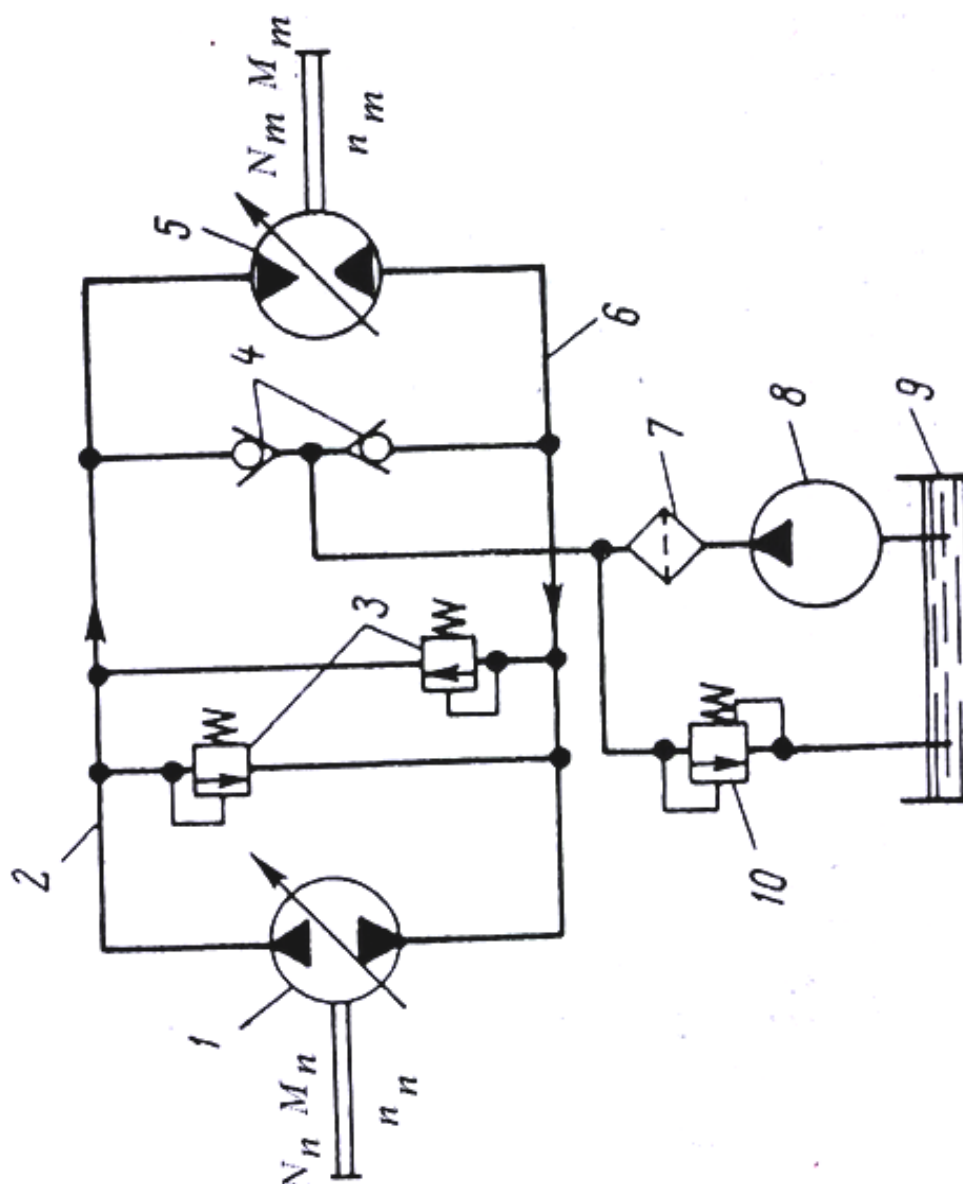
Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				16

Yəni, hidromotorun işçi həcmi y_m dəyişdikdə onun rotorunun fırlanma sürəti də minimumdan sonsuzluğa kimi dəyişəcək.

Hidromotorun valındakı moment aşağıdakı kimi hesablanır:

$$M_{m.n.} = \frac{P_m q_m}{2\pi} = \frac{P_m \cdot U_m \cdot q_{m.max}}{2\pi}. \quad (5)$$

Sabit təzyiqdə P_n və q_n tənzimlənməsində fırlanma momenti $M_{m.n.}$ hidromotorun fırlanma sürətindən asılı olmayaraq sabit qalacaqdır.



Şəkil 4. Həcm üsulu ilə tənzimlənən hidrointiqal prinsipial sxemi

§ 4. HİDROİNTİQALIN İŞÇİ MAYELƏRİ, ONLARA QOYULAN TƏLƏBATLAR VƏ İŞÇİ MAYENİN SEÇİLMƏSİNİN ƏSASLANDIRILMASI

Ağır yükqaldıran maşınların və özüyəriyən aqreqatların hidravlik intiqallarında istifadə olunan işçi mayelər aşağıdakı xassələrə malik olmalıdırlar:

- metallara və qeyri-metallara qarşı neytral olmalıdır, yəni maye hidrointiqaalda olduğu üçün müddət ərzində mexanizmləri, boru kəmərləri və onların birləşmələrini korroziyaya uğratmamalı, kiplikləri dağıtmamalıdır;
- temperatur və işçi təzyiqin geniş diapazonda dəyişməsi yağın özlülüyünü az dəyişməlidir. Yağ aşağı temperaturlarda yaxşı axıdıcı qabiliyyətinə malik olmaqla magistrallarda böyük hidravlik itgilər yaratmamalı, həmçinin araboşluqlarından, yarıqlardan və kipliklərdən böyük sızmaların olmaması üçün yüksək temperaturlarda kifayət qədər özlülüyə malik olmalıdır;
- güclü şaxtaya (-60°C) qarşı davamlı olmalı, hidrointiqaalın işə salınmasından əvvəl uzun müddətli qızdırılmaya ehtiyac olmamalıdır;
- yaxşı yağlama qabiliyyətinə malik olmalı və bu xassələri böyük təzyiq düşgülləri zamanı da saxlamalıdır;
- odadavamlı olmalı, yəni alışma temperaturu yüksək olmalı və yanğına qarşı təhlükəsiz olmalıdır;
- mexaniki çirkləndirən mexaniki qarışıqlardan azad olmalı, tərkibindəki havanın miqdarı az olmalı, köpükəmələ gətirən yağ qarışıqları olmamalıdır;
- qaynama və buxarəmələgəlmə temperaturu yüksək olmalıdır;
- özü, buxarı və oksidləşmə məhsulları zəhərsiz olmalı, həmçinin xoşagəlməz iyə malik olmamalı;
- ucuz başa gəlməli və istehsalı asan olmalı;
- saxlama və istismar zamanı fiziki-kimyəvi xassələri uzun müddət saxlaya bilməlidir.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				18

Hidravlik intiqallarda işçi maye kimi təmiz mineral yağlardan, onların qliserin, gerosin və spirtlə müxtəlif konsentrasiyalı qarışıqlarından, yağların su ilə emulsiyalarından və xüsusi mayelərdən istifadə olunur.

Ağır yükqaldıran maşınların və özüyeriyən aqreqatların hidravlik intiqallarında yüksək təmizliyə malik və aşağıdakı markalı mineral yağlar geniş tətbiq olunur:

- АГМ və АМГ-10 markalı hidravlik yağları;
- И-20 – markalı sənaye yağı;
- АУ markalı cəhrə yağı;

Bir çox hallarda isə ГТН markalı hidrotормоз neft yağlarından və МХП markalı polimer mayedən istifadə edilir.

Mayələrin fiziki xassələri sıxlıq, özlülük, sıxılma, onda havanın həll olması və köpükəmələgətirmə, həcmi genişlənmə və yağlama keyfiyyətləri ilə xarakterizə olunur.

Sıxlıq, mayenin m kütləsinin onun V həcminə nisbəti ilə müəyyən olunur:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

Onda xüsusi çəki

$$\gamma = \rho g = \frac{G}{V}, \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$$

burada G – mayenin çəkisidir.

Mayələrin sıxlığının temperaturdan asılı olaraq dəyişməsi Mendeleyev düsturu ilə hesablanı bilər:

$$\rho = \rho_0 - \beta(t - t_0),$$

burada ρ_0 - mayenin $t_0 = 20^\circ\text{C}$ -də sıxlığı; β - isə ρ_0 –dan asılı mütənasiblik əmsəlidir.

Mayələrin özlülüyü onların təbəqələri arasındakı sürüşməyə qarşı müqavimətini xarakterizə edir və viskozimetrlə ölçülür. Dinamik və kinematik özlülük arasında aşağıdakı əlaqə mövcuddur:

Dəy. Vər.	Sənəd №	İnza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				19

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad \frac{m^2}{\text{san}}.$$

Əksər mayelər üçün, o cümlədən mineral yağlar üçün özlülüyünü temperaturdan asılılığı aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^2$$

analoji olaraq, kinematik özlülük üçün də yazı bilərik

$$\nu = \nu_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^2$$

burada μ_0 və ν_0 – T_0 – temperaturundakı özlülükdür; α - hər bir yağ üçün sabitdir.

Təzyiq artdıqca, mayelərin özlülüğü də artır və bu aşağıdakı kimi ifadə olunur

$$\mu = \mu_0 b^{\left(\frac{p}{p_0} - 1 \right)}$$

burada b – sabit olub, mineral yağlar üçün $b = 1,003$.

Mineral yağlar üçün 100 kQ/sm^2 təzyiqdə onların özlülüğü $13 - 18\%$ artır. Lakin əgər maye hidrintiqalda böyük təzyiqlər fərqi də drossellənməyə məruz qalarsa onda onun özlülüğü əvvəlkinə nisbətən təxminən azalır. Dəqiq nəzarətəddici sistemlərin hesabında, xüsusən də yüksək təzyiqlərdə, işləyən hidravlik sistemlərdə mayelərin sıxılmasını da nəzərə almaq lazım gəlir.

Sistemin hər hansı nöqtəsində təzyiqin aşağı düşməsi və qeyri-hermetik birləşmələrdən sistemə hava sorulması zamanı işçi mayedə köpük əmələgəlməyə başlayır. Yağın tərkibinə hətta $0,1\%$ -dən az su düşdükdə belə köpüklənməyə səbəb olur. Köpüklənmiş mayenin sıxılma qabiliyyəti kəskin artır, sıxlığı azalır, həmçinin yağlama xassələri pisləşir. Bütün bunlar hərəkətin səlisliyinin pozulmasına və hidrintiqalda səs əmələ gəlməsinə səbəb olur. Nasoslarda hidravlik zərbə yaranır və onların həcmi f.i.ə. aşağı düşür.

Mineral yağların spirt-qliserin qarışıqlarına və bitgi yağları ilə müqayisədə daha çox köpüklənməyə malik olurlar. Yağın özlülüğü nə qədər çox olarsa, onun

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				20

köpüklənmə qabiliyyəti də o qədər yüksək olar. Köpükəmələgəlməni və yaranmış körüyün dayanıqlığını aşağı salmaq üçün ПМС-200А markalı köpürəleyhinə aşqarlardan istifadə olunur.

Mineral yağların yağlama xüsusiyyətləri yaxşı, polisiloksan mayelərinki isə pisdır. Yağın özlülüyünü və yağlama xassələrini artırmaq məqsədilə xüsusi aşqardan – poliizobutiləndən istifadə edilir.

İşçi mayenin seçərkən, onun özlülüyünün istismar temperaturuna və təzyiqinə uyğunluğuna xüsusi diqqət yetirmək lazımdır. Hər bir hidrintiqal üçün optimal özlülüyə malik işçi yağ seçmək lazımdır. Özlülüyün yüksək olması təzyiq itgilərinin çoxalmasına və sistemin həddən artıq qızmasına səbəb olur. Özlülüyün az olması isə sızmaları çoxaldır, həmçinin birləşmələrin və hərəkət edən kipliklərin hermetikliyini azaldır.

Qaldırıcı nəqliyyat maşınlarının hidravlik sistemlərində istifadə olunan yağların istismarı zamanı aşağıdakı qaydalara əməl etmək lazımdır:

- yağı toz, yonqar və digər mexaniki qarışıqlarla çirklənmədən qorunmalı;
- montaj zamanı boru kəmərinə və armaturanı çirkdən təmizləməli və işçi maye ilə yumalı;
- hidrosistemin çənində mayenin su ilə və digər texnoloji mayelərlə qarışmasına yol verməməli;
- yağın özlülüyünü vaxtaşırı olaraq, eyni temperaturda ölçməli. Əgər özlülük 20 – 25%-dən çox dəyişərsə, yağı dəyişmək lazımdır.
- yağı müəyyən olunmuş müddətlərdə dəyişməli.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				21

§ 5. DAŞ KARXANASINDA İŞLƏYƏN İİK – 5M MODELLİ KƏSİCİ KOMBAYNIN HİDROSİSTEMİNİN HİDRAVLİK HESABI

Layihələndirmə hesablama metodikasına uyğun olaraq hesablama işini düzgün yerinə yetirmək üçün verilən çıxış parametrləri əss olur. Bu məqsədlə layihələndirilən buraxılış işində icra mexanizminə təsir edən qüvvəni və hidromühərrikin ştokunun yerdəyişmə sürəti məlum olmalıdır. $\mathcal{P} = 50 \text{ kN}$, $v = 0,08 \text{ m/san}$ əsasında ədəbiyyatdan [13] uyğun olaraq digər göstəricilər: silindrin diametri $D_s = 100 \text{ mm}$, ştokun diametrini isə $d = 55 \text{ mm}$, mayenin sıxlığı $\rho = 910 \text{ kq/m}^3$, kinematik özlülüüyü $\nu = 0,31 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{san}$ (И-50) sənaye yağı, hidravlik boru xətlərinin uzunluğu $l = 12 \text{ m}$, borunun diametri $d = 12 \text{ mm}$.

Verilmiş və ədəbiyyatlardan seçilmiş parametrlər əsasında həcmi hidrointiqaala aşağıdakı tələbatlar daxildir.

Hidrosistemdəki işçi təzyiqi borulardakı xətti və yerli təzyiq itgilərini hesablamaq və onun əsasında sistemin işini təmin edən hidroaparatlar və nasos seçməli. Seçilmiş nasosun əsas parametrlərini və bəzi konstruktiv ölçülərini təyin etməli.

Hidrosilindrdə yaranan işçi təzyiq aşağıdakı düsturla hesablanır

$$P_{is} = \frac{\mathcal{P}}{f_p} \text{ (MPa)}$$

burada $\mathcal{P}$ - hidromühərrikin ştokuna təsir edən müqavimət qüvvədir, N; f_p - porşenin en kəsik sahəsidir, m^2

$$f_p = \frac{\pi D_s^2}{4} = \frac{3,14(10^{-1})^2}{4} = 78,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Onda hidrosilindrdə işçi təzyiq

$$P_{is} = \frac{50 \cdot 10^3}{78,5 \cdot 10^{-3}} = 6,4 \text{ MPa}.$$

Hidrosilindrin porşen tərəfindən olan sərf aşağıdakı kimi hesablanır

$$Q_p = v \cdot f_p = v \cdot \frac{\pi D_s^2}{4} = 0,08 \frac{3,14 \cdot (10^{-1})^2}{4} =$$

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				22

$$= 6,28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{san} = 37,68 \text{ l/dəq}$$

Ştok tərəfdə olan sərf

$$Q_{\text{st}} = v \cdot f = v \cdot \frac{\pi}{4} (D_S^2 - d_s^2) = 0,08 \frac{3,14}{4} (0,1^2 - 0,055^2) =$$

$$= 4,38 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} = 26,28 \text{ l/dəq}.$$

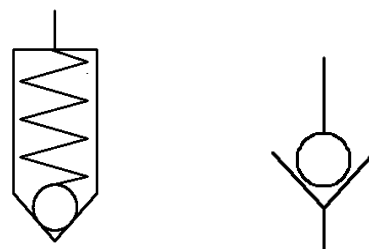
$P_{\text{iş}}$ və Q_P hesablanmış qiymətləri əsasında ədəbiyyatdan [15] hidroaparatların tipini və əsas göstəricilərini seçirik.

a) Əks klapan

Tipi: Q51-21

$Q = 48 \text{ l/dəq}$;

$\Delta P_{\text{ə.k.k.}} = 0,2 \text{ MPa}$;

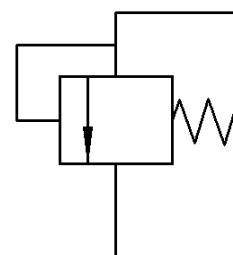


b) Qoruyucu klapan

Tipi: Q52-12

$Q = 1 - 48 \text{ l/dəq}$;

$\Delta P_{\text{ax.k.}} = 0,4 \text{ MPa}$;

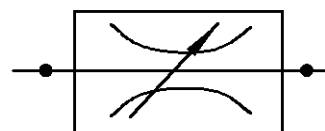


v) Drossel

Tipi: Q55-21

$Q = 58 \text{ l/dəq}$;

$\Delta P_{\text{dr.}} = 0,2 \text{ MPa}$;

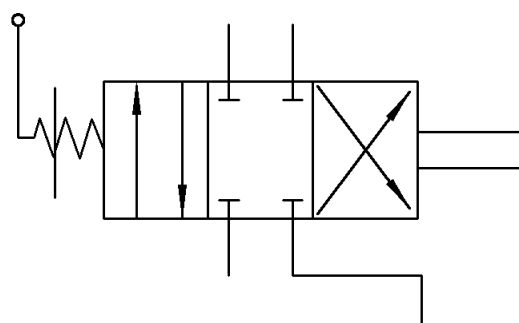


q) Zolotnikli paylayıcı

Tipi: Q74-13

$Q = 78,0 \text{ l/dəq}$;

$\Delta P_{\text{pay.}} = 0,2 \text{ MPa}$;



Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix
Tələbə	Kazimov K.		
Rəhbər	Quliyev A.		

BURAXILIŞ İŞİ

Səh

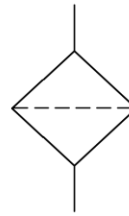
23

d) Süzgəc

Tipi: 0,20Q41-11

$Q = 48,0 \text{ l/dəq;}$

$\Delta P_{\text{süz.}} = 0,1 \text{ MPa;}$



Beləliklə, hidroaparatlardakı təzyiq itgisini hesablayaq

$$\sum \Delta P_{\text{h.ap}} = \Delta P_{\text{ək.k.}} + \Delta P_{\text{q.k.}} + \Delta P_{\text{dr.}} + \Delta P_{\text{s.}} + 2 \Delta P_{\text{pay.}} =$$

$$= 0,2 + 0,4 + 0,2 + 2 \cdot 0,2 + 0,1 = 1,3 \text{ MPa.}$$

Həcmi hidrintiqalın əvvəlcə xətti təzyiq itgisi sonra isə yerli təzyiq itgiləri təyin olunur. Yəni

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{l.}} + \Delta P_{\text{yer}} \text{ (MPa)}$$

burada $\Delta P_{\text{l.}}$ - borunun düz hissəsində sürtünmə qüvvələrinə sərf olunan təzyiq itgisi olub Darsi-Veysbax düsturu ilə hesablanır

$$\Delta P_{\text{l.}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \text{ (MPa)}$$

burada λ - hidravlik müqavimət əmsalı olub, hərəkət rejimindən asılı olaraq Reynolds düsturuna əsasən təyin edilir.

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

burada, Re (Reynolds) ədədini təyin etmək üçün boruda maye axınının orta sürətini hesablamaq lazımdır.

$$v = \frac{Q_p}{f_b}, \text{ (m/s)}$$

burada f_b - borunun en kəsik sahəsidir:

$$f_b = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				24

Onda axının orta sürəti

$$v = \frac{Q_p}{f_b} = \frac{6,28 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 2,0 \quad \text{m/san.}$$

Mayenin hərəkət rejimi

$$Re = \frac{2,0 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{0,11 \cdot 10^{-4}} = 3636.$$

Deməli, $Re > Re_{böh} = 2320$ olduğundan mayenin hərəkət rejimi turbulentdir. Turbulent rejimli hərəkətdə xətti (sürtünmə) hidravlik müqavimət əmsalı Blazius düsturu ilə hesablanır

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{3636} = 0,017.$$

Beləliklə, borunun uzunluğu üzrə xətti təzyiq itkisi

$$\Delta P_l = 0,017 \frac{12}{20 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 910 = 0,02 \quad \text{MPa.}$$

Yerli təzyiq itkilərini əvvəlcə döngələrdə, üçlüklərdə təyin edək

$$\Delta P_{dön} = b \cdot \xi_{dön} \frac{v^2}{2} \rho, \quad (\text{MPa})$$

burada $b = f(Re)$ asılılığından $b = 1,6$; $\xi_{dön} = 1,1$ [15].

$$\Delta P_{dön.} = 1,6 \cdot 1,1 \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 910 = 0,0032 \quad \text{MPa.}$$

Ekskavatorun qazma mexanizmin hidrintiqalında döngələrin sayının 14 ədəd olduğunu nəzərə alsaq

$$\sum \Delta P_{dön} = 14 \cdot \Delta P_{dön} = 14 \cdot 0,0032 = 0,0448 \quad \text{MPa.}$$

Üçlüklərdəki yerli təzyiq itkiləri

$$\Delta P_{üç.1.} = b \cdot \xi_{üç.1.} \frac{v^2}{2} \rho = 1,6 \cdot 0,4 \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 910 = 1165 \quad \text{Pa.}$$

Dəy. Vəz.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				25

Hidrointiqaalda belə üçlüklərin sayı 2 ədəd olduğunu nəzərə alsaq

$$\sum \Delta P_{\text{üç},1} = 2 \cdot \Delta P_{\text{üç},1} = 2330 \text{ Pa.}$$

Digər tərəfdən başqa üçlükdəki təzyiq itgisini nəzərə alsaq

$$\Delta P_{\text{üç},2} = b \cdot \xi_{\text{üç},2} \cdot \frac{v^2}{2} \rho = 1,6 \cdot 3,0 \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 910 = 8736 \text{ Pa.}$$

Hidrointiqaaldakı üçlüklərdə yaranan yerli təzyiq itgisi

$$\sum \Delta P_{\text{üç}} = \Delta P_{\text{üç},1} + \Delta P_{\text{üç},2} = 2330 + 8736 = 11066 \text{ Pa}$$

$$\sum \Delta P_{\text{üç}} = 11066 \text{ Pa} = 0,011066 \text{ MPa.}$$

Birləşmələrdəki yerli təzyiq itgisi:

$$\Delta P_{\text{bir}} = b \cdot n \cdot \xi_{\text{or}} \frac{v^2}{2} \rho \text{ (MPa)}$$

burada n - birləşmələrin sayıdır. $n = 20$; ξ_{or} - birləşmələrdəki yerli müqavimət əmsalı, $\xi_{\text{or}} = 1,13$;

$$\Delta P_{\text{bir}} = 1,6 \cdot 20 \cdot 1,13 \frac{2^2}{2} \cdot 910 = 0,06581 \text{ (MPa)}$$

Hidrosilindrə girişdə və çıxışda yaranan yerli təzyiq itgiləri

$$\Delta P_{\text{h.s.}} = b \cdot (\xi_{\text{gir}} + \xi_{\text{çix}}) \frac{v^2}{2} \rho \text{ (MPa)}$$

burada ξ_{gir} - hidrosilindrə girişdə yerli itgi əmsalı, $\xi_{\text{gir}} = 0,5$; $\xi_{\text{çix}}$ hidrosilindrdən çıxışda yerli itgi əmsalı $\xi_{\text{çix}} = 2,0$.

$$\Delta P_{\text{h.s.}} = 1,6 \cdot (0,5 + 2,0) \frac{2^2}{2} \cdot 910 = 0,00728 \text{ MPa.}$$

Beləliklə, sistemdə xətti və yerli itgisi aşağıdakı kimi təyin edilir

$$\sum \Delta P_{\text{sis}} = \sum \Delta P_{\text{h.ap.}} + \Delta P_1 + \sum \Delta P_{\text{dön.}} + \sum \Delta P_{\text{üç}} + \Delta P_{\text{bir}} + \Delta P_{\text{h.s.}} =$$

$$= 1,3 + 0,02 + 0,0448 + 0,011066 + 0,06581 + 0,00728 = 1,44896 \text{ MPa.}$$

Hidrosilindrdə yaranan işçi təzyiqi və sistemdəki təzyiq itgilərini billərək nasosun təzyiqini hesablamaq ilərik

Dəy. Vəz.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				26

$$P_n = P_{i\dot{s}} + \sum \Delta P_{sis} = 3,18 + 1,44896 = 4,63 \text{ MPa.}$$

Nasosun məhsuldarlığı aşağıdakı kimi hesablanır

$$Q_n = \frac{Q_p}{\eta_n} = \frac{6,28 \cdot 10^{-3}}{0,7} = 8,97 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 53,8 \text{ l/dəq.}$$

Nasosun faydalı gücü

$$N_{fay} = \frac{P_n \cdot Q_n}{1000} = \frac{4,63 \cdot 10^6 \cdot 8,97 \cdot 10^{-4}}{1000} = 4,15 \text{ kVt.}$$

Nasosun tam gücü

$$N_{tam} = \frac{P_{i\dot{s}} \cdot Q_n}{1000 \cdot \eta_n} = \frac{3,18 \cdot 10^6 \cdot 8,97 \cdot 10^{-4}}{1000 \cdot 0,7} = 4,075 \text{ kVt.}$$

Nasosun effektiv gücü

$$N_{ef.} = \frac{P_{i\dot{s}} \cdot Q_p}{1000} = \frac{2,55 \cdot 10^6 \cdot 6,28 \cdot 10^{-4}}{1000} = 1,6 \text{ kVt.}$$

Alınmış hesabat qiymətləri əsasında məlumat sorğu kitabından [12] radial – porşenli nasos seçirik. Nasosun əsas parametrləri aşağıdakı kimidir:

Nasosun tipi: HPM – 360/100

$Q_n = 100 \text{ l/dəq;}$

$P_n = 20 \text{ MPa;}$

$n = 950 \text{ dövr/dəq;}$

$N_n = 34 \text{ kVt;}$

$\eta_v = 0,81.$

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				27

§ 6. HİDRAVLİK MAŞINLAR HAQQINDA MƏLUMAT

Hidravlik maşınlar müxtəlif növ mexaniki enerjini maye axınının enerjisinə çevirmək üçün nəzərdə tutulur. Enerjini çevirmə prinsipinə görə hidravlik maşınlar həcmi və dinamik növlərə bölünür. Həcmi hidravlik maşınların bazasında həcmi hidravlik ötürmələr və həcmi hidrointiqal sistemləri yaradılır.

Həcmi hidravlik maşınlardan istifadə edilməsi intiqalın çıxış elementinin hərəkət sürətinin səlis tənzimlənməsinin həyata keçirilməsinə, reversivləşmə prosesinin sadələşdirilməsinə, aqreqlərin yığılması zamanı intiqalın güc elementlərinin əlverişli şəkildə yerləşdirilməsinə imkan verir.

Yuxarıda qeyd olunanlar keyfiyyətlərinə görə həcmi hidravlik maşınlardan maşınqayırmanın müxtəlif sahələrində geniş istifadə edilir. Həcmi hidravlik maşınların daha çox tətbiq edildiyi sahələr inşaat və yol - tikinti maşınları, kənd təsərrüfatı maşınları, dəzgahqayırma, gəmiqayırma , təyyarələr, yükqaldıran maşınlar və s. sahələr hesab olunur.

Bu maşınlardan həmçinin gön-dəri , ağac emalı sənayesində, dağ-mədən maşınlarının hidrointiqallarında, metallurgiya maşınqayırmasında və həyat fəaliyyətinin başqa sahələrində də müxtəlif məqsədlər üçün istifadə edirlər.

Tərəfimizdən layihələndirilən İİK – 5M modeli kəsici kombayının icra mexanizminin düzxətli və fırlanma hərəkətini təmin edən hidrointiqalın əsas elementlərini nasos , hidrosilindr , hidromotor və hidroaparatlar təşkil edir.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				28

§ 7. RADIAL PORŞENLİ NASOSUN SEÇİLMƏSİ VƏ İŞLƏMƏ PRİNSİPİ

Radial-porşenli nasos həcmi nasoslar qrupuna aid olub yüksək təzyiq yaratmaq xüsusiyyətinə malikdirlər. Bu nasoslar həcmi dəyişən və reversiv olurlar. Həm nasos, həm də hidromotor kimi işləyirlər. Nasosun sorma və vurma borularında klapanlar olmadığı üçün verimi müntəzəm olur.

Radial-porşenli hidromaşınların xarakteri cəhəti odur ki, porşenlər nasosun oxuna görə radial yerləşirlər.

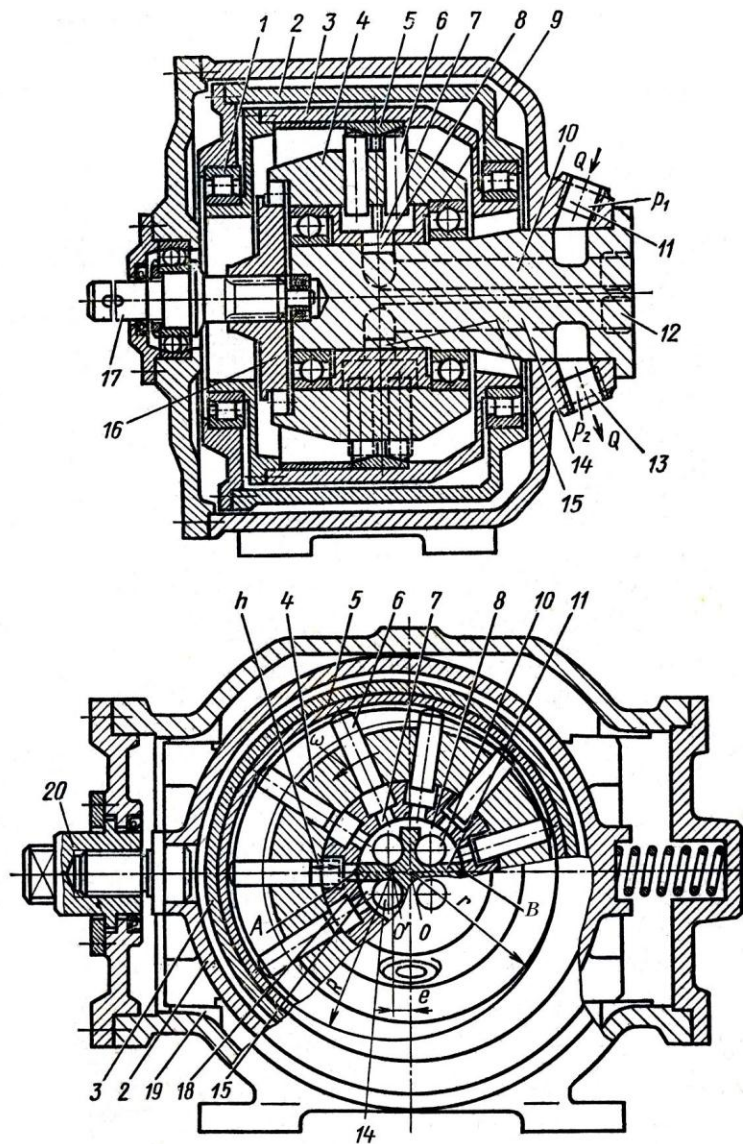
Silindrləri ümumi bir blokda birləşərək, mayenin vurulması ardıcıl olaraq bir neçə porşenlə yerinə yetirilən çox silindrlı porşenli hidromaşınlara rotorlu porşenli hidromaşınlar deyilir. Radial-porşenli nasosu niş prinsipi belə xarakterizə olunur. Rotor fırlanma hərəkəti etdikdə porşenlər statorun daxili səthindəki həlqəvari istiqamətverici üzərində sürüşərək irəli-geriləmə hərəkət edirlər. Porşenlər fırlanma mərkəzindən periferiyaya öz yerlərini dəyişdikdə sorma prosesi olur. Rotor saat əqrəbi istiqamətində fırlanıqda maye kanal və deşik ilə porşen altına daxil olur, sonra digər kanal vasitəsilə basqı borularına vurulur.

Şəkil 5-də HPM – 360/100 markalı tənzimlənən radial-porşenli nasosun sxemi verilmişdir. Radial-porşenli maşında 6 porşeni 4 silindrlər bloku ilə birgə fırlanır, həm də radial istiqamətdə eyni zamanda irəli-geri hərəkət edir. Belə ki, onlar 5 istiqamətləndirici həlqəvi səthə və 3 statoruna söykənir. Şəkildə göstərilmiş sxemə müvafiq olaraq 5 statorunun aparılan həqləsi və 6 porşenin sferiq başlığı arasında «metal metalı» nöqtəli qaynaqla qaynaqlanmışdır. Bu cütlükdə kontakt yükü maksimum təzyiqi ilə $P_{\max} = 16 \text{ MPa}$ məhdudlaşdırılmışdır.

Verimi dəyişdirilməsi eksentustetin $e \leq e_{\max}$ dərhal dəyişdirilməsi ilə yerinə yetirilir. Bunun üçün 2 gövdəsinin içərisində yerləşdirilmiş 1 yastıqlarının üzərindəki 3 fırlanan statoru 5 həlqəsi ilə birgə 19 istiqamətləndiricisində sürüşkən yerləşdirilib. O statorunun mərkəzinin yerinin dəyişdirilməsi o rotorunun mərkəzi vasitəsilə yerinə yetirilir ki, bununla əlaqədar nasosun veriminin istiqaməti dəyişir və bununla da hidromotorun fırlanma istiqaməti də dəyişir.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				29

Mayenin paylanması 12 sapfası ilə bircə 15 və 8 yarıqları və 18 arakəsməki vasitəsilə yerinə yetirilir. 18 arakəsməsi isə 9 mərkəzləşdirici yastıqları ilə rotorla fırlanır. Fırlanma vaxtı hər bir silindri dövrün yarısında 15 yarığı ilə 7 pəncərəsi ilə, digər yarısı isə 8 yarığı ilə birləşmiş olur. 14 və 10 oxboyu dəşiklər 11 giriş və 13 çıxış (axıdıcı) yarıqları ilə birləşmişdir. Porşenlər silindrlərdən mərkəzdənqəçmə qüvvəsinin və ayaenin təzyiqinin hesabına hərəkət edirlər. 4 silindrlər blokunun hərəkətə gətirilməsi 16 yumruqlu muftasının 17 valı vasitəsilə yerinə yetirilir.



Şəkil 5. HPM – 360/100 markalı radial -porşenli nasos

e – eksentristet; 1 – yastıqlar; 2 – gövdə; 3 – stator; 4 – silindrlər bloku;
5 – həlqəvi istiqamətləndirici səth; 6 – porşenlər; 7 – pəncərələr; 8 və 15 – yarıqlar;
9 – mərkəzləşdirici yastıqdar; 10, 14 – oxboyu dəşiklər; 11 – giriş; 12 – sapfa; 13 –
çıkış (axıtma); 16 – yumruqlu mufta; 17 – val; 18 – əlaqələndirici

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix
Tələbə	Kazimov K.		
Rəhbər	Quliyev A.		

BURAXILIŞ İŞİ

Səh

30

§ 8. RADİAL-PORŞENLİ NASOSUN ƏSAS KONSTRUKTİV ÖLÇÜLƏRİNİN HESABLAMA DÜSTÜRLƏRİ

Silindrləri ümumi bir blokda birləşərək mayenin vurulması ardıcıl olaraq bir neçə porşenlə yerinə yetirilən çox silindrlı porşenli hidromaşınlarla rotorlu porşenli hidromaşınlar deyilir.

Radial-porşenli hidromaşınlarda porşenlər nasosun oxuna görə radial yerləşirlər.

Radial-porşenli nasos əsasən stator, rotor, porşenlər bölüşdürücü ox kanalları ilə birlikdə həlqəvari istiqamətləndiricidən ibarətdir. Rotor və stator bir-birinə görə eksentrik yerləşir. Rotorun radial silindrikdeşiklərində porşenlər yerləşir.

Rotor fırlanma hərəkəti etdikdə porşenlər statorun daxili səthindəki həlqəvari istiqamətləndirici üzərində sürüşərək irəliləmə-geriləmə hərəkəti edirlər. Porşenlər fırlanma mərkəzindən periferiyalara öz yerlərini dəyişdikdə sorma prosesi baş verir. Rotor əqrəbinin fırlanma istiqamətində fırlandıqda mayedeşik (kanala) ilə porşen altına daxil olur, dicər kanal (boru) vasitəsilə basqı borusuna vurulur.

Radial-porşenli nasosun işçi həcmi aşağıdakı kimi hesablanır

$$V = 2 \cdot e \cdot f \cdot z \cdot n \quad (\text{m}^3),$$

burada e – eksentristet (iki mərkəz arasındakı məsafə); f – porşenin en kəsik sahəsi; z – porşenlərin sayı; n – rotorun dövrlər sayıdır.

Porşenin diametri aşağıdakı kimi təyin edilir

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{4v}{\pi \cdot z \cdot h \cdot k \cdot m}}; \quad (\text{mm})$$

burada m – tsikllərin sayıdır; k – porşenlərin cərgədəki sayıdır; h – porşenin nisbi hərəkətidir, aşağıdakı kimi təyin olunur

$$h = \frac{h}{d_p} = 0,65 \dots 1,0.$$

Dəy. Vəz.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				31

h – porşenin tam gedışıdır (hərəkətidir)

Porşenin diametrinin hesabat qiymətinə əsasən DÜİST12447-88-ə görə seçilir. Porşenin uzunluğu aşağıdakı düsturla hesablanır

$$\ell = 2(e + d_s); \quad (\text{mm})$$

Porşenin rotoru batırılmış minimal dərinliyi aşağıdakı düsturla hesablanır

$$\ell_{\Lambda} = (1,5 \dots 2,0)d_p; \quad (\text{mm})$$

Rotorun diametri

$$D_r = 125 + 4(e + d_p) \quad \text{və ya} \quad D_r = 12,5 \cdot d_p$$

düsturu ilə təyin edilir.

Statorun daxili diametri aşağıdakı düsturla hesablanır

$$D_s = D_r + 2e \quad (\text{mm})$$

Paylayıcı sapfanın diametri

$$D_0 = (4,5 \dots 5,0) \cdot d_p \quad (\text{mm})$$

düsturu ilə təyin edilir.

Radial-porşenli nasosun digər konstruktiv ölçülərini və bütün möhkəmlik hesabatları maşınqayırmada qəbul olunan ümumi qayda ilə hesablanır.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				32

§ 9. РАДИАЛ-ПОРШЕНЛИ НАСОСУН ЯСАС КОНСТРУКТИВ ЮЛЧЦЛЯРИНИН ЩЕСАБАТЫ

Buraxılış işində layihə olunan daş karxanasında işləyən ПК – 5М modelli kəsicі kombaynıñ щидроинтигалынын işini təmin edən НРМ – 360/100 насосун параметрляри ясасында радиал-поршенли насосун ясас ишчи вя конструктив юлчцлярини тййин едяк.

$$\Gamma_n = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сан} = 100 \text{ л/дяг мящсулдарлыг},$$

$$П = 20 \text{ МПа, ишчи тязйиг};$$

$$n = 960 \text{ дювр/дяг, фырланма сцряти};$$

$$\eta_v = 0,95, \text{ щяжми ф.и.я.};$$

$$\eta_{\text{мех}} = 0,96 \text{ механики ф.и.я.};$$

$$З = 7 - \text{поршенлярин сайы};$$

Радиал-поршенли насосун нязяри мящсулдарлыьы ашаьыдакы дцстурла щесабланьр

$$Q_{\text{n.n.}} = \frac{Q_n}{\eta_v} = \frac{100}{0,95} = 105 \text{ л/дяг}.$$

Насосун ишчи щяжми

$$q = \frac{Q_{\text{n.n.}}}{n} = \frac{105 \cdot 10^3}{960} = 109 \text{ см}^2/\text{дювр}.$$

Насосун мящсулдарлыг дцстуруна ясаян нязяря алмаг олар

$$f.e. = \frac{Q_{\text{n.n.}}}{2 \cdot z \cdot n} = \frac{105 \cdot 10^3}{2 \cdot 7 \cdot 960} = 7,8 \text{ см}^2.$$

Эксентристети $e = 6 \text{ мм}$ гябул едиб поршенин ен кясик сащясини тййин едяк

$$f \cdot 0,6 = 7,8 \text{ см}^3; \quad f = 13 \text{ см}^2.$$

Дэу. Вэр.	Сәнэд №	Имза	Тарих	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Гələбә	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				33

Онда поршенин диаметрини $d = 35$ мм гябул едирик.

Поршенин узунлуьу

$$l = 2(e + d) = 2(6 + 35) = 82 \text{ мм};$$

Роторун вадынын диаметри

$$D_B = 5d = 5 \cdot 35 = 175 \text{ мм.}$$

Роторун диаметри

$$D_p = D_B + 4(e + d) = 175 + 4(6 + 36) = 339 \text{ мм.}$$

Статорун дахили диаметри

$$D_c = D_p + 2e = 339 + 2 \cdot 6 = 351 \text{ мм.}$$

Пайлайыжы каналын диаметри d_0 ики бярабяр каналын вя ахынын сцряти $v = 5$ м/сан-дир. Онда

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{n.n.}}{4 \cdot k \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 105 \cdot 10^3}{4 \cdot 2 \cdot 500 \cdot 60}} = 1,3 \text{ см} = 13 \text{ мм.}$$

Насосун тянзимлянмяси цчцн лазым олан гцввя ашаьыдакы дцстурла щесабланыр

$$P_t = \frac{1}{2} P \cdot f \cdot z = \frac{1}{2} \cdot 200 \cdot 13 \cdot 7 = 91000 \text{ N.}$$

Насосун нязяри эцжц ашаьыдакы кими тьяин едилир.

$$N_{n.n.} = k \cdot Q_{n.n.} \cdot P; \text{ бурада } k - \text{ещтийат эцж ямсалыдыр, } k = 1,6.$$

Дэу. Вэр.	Сәнэд №	Имза	Тарих	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Гәләбә	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				34

$$N_{\text{n.n.}} = 1,6 \frac{105 \cdot 200}{1000} = 33,6 \text{ кВт.}$$

Насосун ишя салмаг цццн лазым олан електрик мццяррикинин эцжц ашааыдакы дцстурла щесабланыр

$$N_{\text{.muh}} = N_{\text{n.n.}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{mex}}} = \frac{33,6}{0,96} = 35 \text{ кВт.}$$

Насосун тянзимлянмяси цццн лазым олан гцввя ашааыдакы кими тййин олунур

$$\mathcal{P}_p = D \cdot b \cdot P = 13,2 \cdot 1,1 \cdot 12,5 \cdot 10^6 \cdot 10^{-5} = 1815 \text{ кГ.}$$

1 санийдя насосун тянзимлянмяси цццн тянзимлямя механизмин эцжц ашааыдакы кими тййин олунур

$$= \frac{P_p \cdot e}{t} = \frac{1815 \cdot 10 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 1000} = 0,2 \text{ кВт.}$$

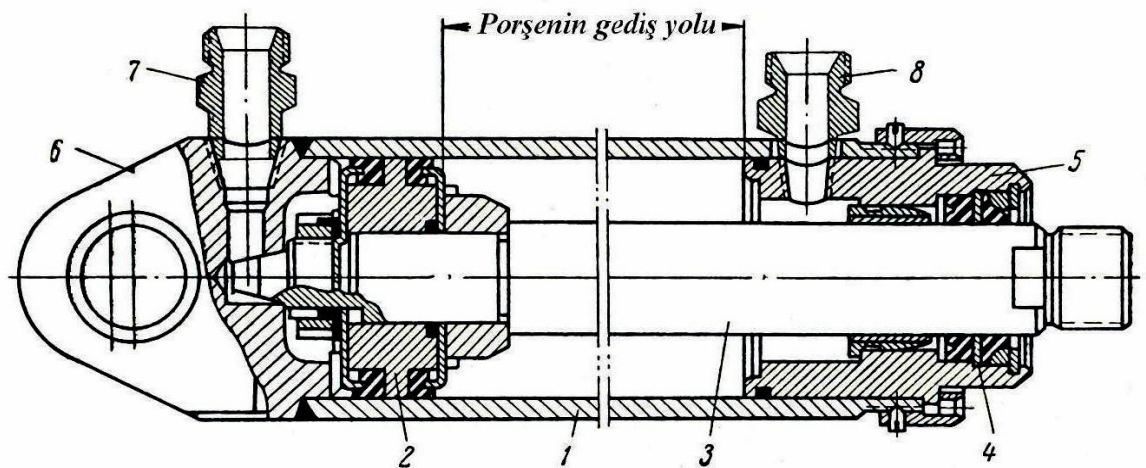
Dəy. Vəq.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				35

§ 10. HİDROSİLİNDİR HAQQINDA ÜMUMİ MƏLUMAT

Hidrosilindrlər hidrintiqalın çıxış hissəsinin irəli-geri düzxətli hərəkətini yerinə yetirmək üçün işlədilən hidromühərriklərdir. Hidrosilindrlər maye axının enerjisini çıxış hissəsinin irəli-geri hərəkətinin mexaniki enerjisinə çevirmək üçün istifadə olunurlar. Hidrosilindrin çıxış hissəsi onun porşenin ştokudur. Konstruksiyalarına görə hidrosilindrlər porşenli və plunjerli olurlar. Porşenli hidrosilindrlər bir təsirli, iki təsirli, bir və iki ştoklu olurlar.

Bir təsirli hidrosilindrin işçi gedişi mayenin təzyiqi altında, geri hərəkəti isə yayın qüvvəsi ilə olur. İki təsirli hidrosilindrlərdə porşenin düz (soldan sağa) və əks (sağdan sola) hərəkəti mayenin təzyiqi altında olur.

Bir tərəfli ştoklu olan porşenli hidrosilindrdə silindrin ştok olan və olmayan fəzalarının faydalı həcmi eyni olmadığı üçün porşenin bu və ya başqa istiqamətə hərəkətinin sürəti müxtəlif olur. Bu halda sürəti sabit saxlamaq üçün axıdıcı klapan qoymaq lazımdır. İki tərəfli ştoklu olan porşenli hidrosilindrlərdə porşenin hər iki sürəti eyni olur.



Şəkil 6. Bir tərəfli iki təsirli hidrosilindr

Hidrosilindrlər üçün əsas parametrlər və ölçülər bunlardır: nominal təzyiq P_{nom} (MPa), porşenin diametri D_s (mm) – bunlar baş parametrdir ki, bunun əsasında

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix
Tələbə	Kazimov K.		
Rəhbər	Quliyev A.		

BURAXILIŞ İŞİ

Səh

36

silindrin digər ölçüləri təyin edilir: ştokun diametri d_s (mm), porşenin gediş yolu L (mm). Bundan başqa hidrosilindrlərin digər ölçüləri DÜİST 6540-88-ə əsasən istifadə olunur.

Hidrosilindrin porşen tərəfdə olan işçi sahəsi aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$f_p = \frac{\pi D_s^2}{4} \quad (\text{m}^2).$$

Ştok tərəfdə olan işçi sahəsi

$$f_s = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d_s^2) \quad (\text{m}^2)$$

Ətalət və sürtünmə qüvvəsini nəzərə almadan ştoka təsir edən nəzəri qüvvə

$$\mathcal{P} = \Delta P f_p, \quad (\text{N})$$

burada ΔP - işçi sahədəki təzyiq düşgüsü. Silindrin iş vaxtı ştokda yaranan $\mathcal{P}_{\text{fak}}$ faktiki qüvvə statik (nəzəri) yükün $\mathcal{P}_{\text{st}}$ konstruktiv elementlərdə sürtünmə qüvvəsinin $\mathcal{P}_{\text{sür}}$ və ətalət qüvvəsinin dəf olunmasına sərf olunur

$$\mathcal{P}_{\text{fak}} \approx \mathcal{P}_{\text{st}} + \mathcal{P}_{\text{sür}} + \mathcal{P}_{\text{st}}, \quad (\text{kQ})$$

Sürtünmə qüvvəsi kipləşdiricilərin (rezin kipləşdirici üçün) növündən asılı olub, aşağıdakı kimi təyin edilir

$$\mathcal{P}_{\text{sür}} = k \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot z \cdot \sigma_k, \quad (\text{kQ})$$

burada k – sürüşmə sürtünmə əmsalı ($k = 0,1 \dots 0,2$); b – kipləşdirici qurşağın kontakt eni; σ_k - kontakt gərginliyi; z – həlgələrin sayıdır.

Hərəkət edən hissələrdəki ətalət qüvvəsi ştokun hərəkətini sürətləndirir və gecikdirir. Ümumi halda ətalət qüvvəsi aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\mathcal{P}_{\text{ят}} \approx m \cdot a, \quad (\text{kQ})$$

burada m – hərəkət edən hissələrin kütləsi; a – təcildir.

Hidrosilindrin ştokunun bərabərsürətli hərəkətinin ətalət qüvvəsi sıfıra bərabərdir.

Silindrin ştokundakı faktiki qüvvə

$$\mathcal{P}_{\text{fak}} = \eta_{\text{max}} \cdot \mathcal{P}, \quad (\text{kQ})$$

burada $\mathcal{P}$ - nəzəri qüvvə; η_{max} - mexaniki f.i.ə. $\eta_{\text{max}} = 0,85 - 0,95$.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				37

Silindrdəki nəzəri güc aşağıdakı düsturla təyin olunur:

$$N_n = \Delta P \cdot f_p \cdot v \quad (\text{kVt})$$

burada v - ştokun sürəti (m/s).

Sürtünmə qüvvəsinin dəf olunmasına sərf olunması gücü

$$N_{\text{sur}} = \mathcal{P}_{\text{sür}} \cdot v \quad (\text{kVt})$$

Hidrosilindrin nominal gücü

$$N = N_n - N_{\text{sür}} \quad (\text{kVt})$$

f.i.ə.

$$\eta = \frac{N}{N_n} = 1 - \frac{\mathcal{P}_{\text{sür}}}{\mathcal{P}}.$$

Layihələndirmə şərtinə görə ştokun diametrinin porşenin diametrinə olan nisbəti:

$$\frac{d}{D} = 0,3 \dots 0,7 \text{ - həddində götürülür.}$$

Silindrin divarının qalınlığı Lyame düsturuna görə təyin edilir

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right)$$

burada D – porşenin diametri; $[\sigma]$ - silindrin materialının dartılma gərginliyi (Pa) $P = 1,2 P_{\text{max}}$ - hesabat üçün təzyiq (burada P_{max} – maksimal təzyiqdir, MPa).

Bir tərəfli silindrlərin dibinin qalınlığı aşağıdakı düsturla hesablanır

$$\delta_{\text{dib}} \geq 0,4D \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}.$$

Ştokun hesabı, gediş yolu porşenin onda birindən çox olmadığı üçün uzununa əyilmə gərginliyi

$$\sigma = \frac{\mathcal{P}_{\text{max}}}{b_{\text{ş}}} \quad (\text{MPa})$$

düsturu ilə hesablanır. $b_{\text{ş}}$ - ştokun en kəsik sahəsidir.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				38

§ 10.1. ПИДРОСИЛИНДРИН ЯСАС ПАРАМЕТРЛЯРИНИН ЩЕСАБАТЫ

Лайищя олунан бурахылыш ишиндя верилян параметрляр ясасында, статик йцк $\mathcal{P}_{st} = 50 \text{ кН}$, уйьун олагаг дцз вя яксиня максимал сцряти $v_1 = 0,7 \text{ м/сан}$ вя $v_2 = 0,8 \text{ м/сан}$ дцз щярякяти сцрятинин сцрят эютцрмя вахты $\tau = 0,2 \text{ сан.}$ Басгы хяттинин максимал тязйиги $P_{\max} = 7,928 \text{ МПа}$, цилиндрин цмуми ф.и.я. $\eta = 0,97$. Ишчи майе сянайе йаьыдыр.

Сцрят эютцрмя вахты яталят гцввяси ашаьыдакы кими щесабланыр

$$\mathcal{P}_{ят} = \frac{\mathcal{P}_{st}}{g \cdot \tau} \cdot (v_1 - 0) = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,7}{9,81 \cdot 0,2} = 17838 \text{ Н.}$$

Фактики гцввя ашаьыдакы кими тьйин олунур

$$\mathcal{P}_{фак} = \mathcal{P}_{st} + \mathcal{P}_{ят} = 17838 + 50000 = 67838 \text{ Н.}$$

Щесабат гцввяси ашаьыдакы дцстурла тьйин олунур

$$\mathcal{P} = \frac{\mathcal{P}_{фак}}{\eta} = \frac{67838}{0,97} = 69937 \text{ Н.}$$

Поршенин диаметрини тьйин етмяк цццн

$$D = \sqrt{\frac{\mathcal{P}}{P_{\max} \frac{\pi}{4}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 69937}{7,928 \cdot 10^6 \cdot 3,14}} = 10,6 \text{ см;}$$

$$D = 100 \text{ мм} = 10 \text{ см гябул едирик.}$$

Штокун диаметри ися ашаьыдакы дцстурла щесабланыр

Дьу.вр.	Сьнэд №	Имза	Тарих	BURAXILIŞ İŞİ	Сьһ
Гьльбь	Kazimov K.				
Рьһбьр	Quliyev A.				39

$$d_s = D \sqrt{1 - \frac{v_1}{v_2}} = 10 \sqrt{1 - \frac{0,7}{0,8}} = 3,5 \text{ sm}.$$

$$d = 5,5 \text{ см} = 55 \text{ мм ДЦИСТ-я ясаян сечирик.}$$

Силиндрик материалы поладдан олдуьуну нязря алараг онун диварынын галынлыьыны Лйаме дцстуру иля тйин едилир.

$$\delta_{\text{div}} \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + P}{[\sigma] - P}} - 1 \right) = \frac{10}{2} \left(\sqrt{\frac{200 + 7,928 \cdot 1,2}{200 - 7,928 \cdot 1,2}} - 1 \right) = 0,6 \text{ sm} = 6 \text{ mm}.$$

бурада $[\sigma]$ - щидросилиндрик материалынын нормал бурахыла биян эярэинлийи олуб.

Силиндрин мцстяви дибинин галынлыьы

$$\delta_{\text{div}} \geq 0,4 D_{\text{h.s.}} \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}} = 0,4 \cdot 10 \sqrt{\frac{7,928 \cdot 1,2}{200}} = 0,8 \text{ sm}$$

Поршен тяряфдя тяляб олуан сярф

$$Q = v \cdot f_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v = 0,07 \frac{3,14 \cdot (10^{-1})^2}{4} =$$

$$= 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{сан} = 33 \text{ л/дйг.}$$

Статик йцклямядя щидросилиндрин эцжц ашаьыдакы кими щесабланыр

$$N = \mathcal{P}_{\text{st}} \cdot v_1 = 50000 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3} = 35 \text{ кВт.}$$

Графики щисся цццн щесабланмыш гиймятляр ясасында ДЦИСТ 6540-89-а ясаян цилиндрин ясас конструктив юлчцляри [12] сечирик.

$$D = 100 \text{ мм; } d = 55 \text{ мм; } L = 80 - 2000 \text{ мм.}$$

Дэу. Вэр.	Сәнәд №	Имза	Тарих	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Гәләбә	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				40

§ 11. HİDROAPARATLAR VƏ KÖMƏKÇİ QURĞULAR HAQQINDA

Hidroaparatlar - hidravlik sistemlərdə işçi maye axınının istiqamətini onun təzyiq və sürətini dəyişdirmək və ya müəyyən həddə saxlamaq üçün istifadə olunurlar. Hidravlik intiqallarda işlədilən hidroaparatlara müəyyən tələblər irəli sürülür. Hidroaparatlar yığcam və yüngül olmalı, iş zamanı səs və titrəyişlər olmamalıdır. Hidrointiqalın yaxşı işi hidroaparatın etibarlı və düzgün işləməsindən çox asılıdır. Hidroaparatlar müxtəlif göstəricilərinə görə təsnifatlanırlar.

Gördükləri işlərinə görə hidroaparatlar aşağıdakı kimi təsnif olunurlar:

- hidropaylayıcılar;- hidrodrossellər;- hidroklapanlar.

§ 11.1 QORUYUCUKLAPAN

Qoruyucu klapanlar hidravlik sistemi işçi mayenin təzyiqinin müəyyən olunmuş qiymətlərinin artması zamanı onun təsirindən qorunmasına xidmət edir. Bu klapanlar vaxtaşırı olaraq işləyir və onun açılması işçi təzyiqin əvvəlcədən qoruyucu klapan vasitəsilə müəyyən edilmiş qiymətinin artması zamanı bağ verir. Ona görə də bu klapanlara olan əsas tələblər - yüksək kiplik və klapanın stabilliyidir. Bu klapanlarda bağlayıcı - tənzimləyici elementin öz konstruksiyasına görə kürəvi və konus tipli ola bilər.

Klapanın tam açılması onun yəhərindən h - hündürlüyünə qalxmasına uyğundur

$$h = \frac{Q}{\mu \cdot d_{\text{ort}} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2P_{\text{kl}}}},$$

Dəy. Vəz.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				41

burada Q - klapan keçən maye sərfi, m^3/san ; μ - klapanın sərf əmsalı; d_{ort} - klapanın ara səthinin mailliyi ($\alpha = 45^\circ$ - kürəvi klapanlar üçün, $\alpha = 30^\circ - 60^\circ$ - konus tipli klapanlar üçün); ρ - mayenin sıxlığıdır, kq/m^3 ; $P_{kl} = P_0 - \Delta P_Q$ - klapanın aralığında olan təzyiq itgisi, Pa; ΔP_Q - aralıqdan keçən sərfin Q təminatı üçün və yayın h ölçüyə əlavə sıxılmasına yönəldilmiş lazımi təzyiq düşgüsü

§ 11.2. ГОРУЙУЖУ КЛАПАНЫН ЩЕСАБЫ

Лайищяля олунаи бурахылыш ишиндя верилян тапшырыг ясасында верилян параметрляря – $\Gamma = 100$ л/дяг, $\Pi = 20$ МПа, тязйиг артымы $\Delta\Pi = 0,5$ МПа, $\rho = 900$ кг/м³, $v = 4,0$ м/с эоря горуйужу клапанын ясас параметрлярини тйин едяк.

Эириш каналынын шярти кечид, диаметри ашабыдакы кими тйин олунур.

$$D_{\text{ш}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{4}} = 3,2 \text{ см};$$

$$D_{\text{ш}} = 25 \text{ мм гядул едирик.}$$

Орта диаметр ашабыдакы кими щесабланыр

$$D_{\text{ор}} = D_{\text{ш}} + 0,5 = 35,5 \text{ мм.}$$

Клапанын галхма щцндцрлщцц ашабыдакы кими тйин олунур

$$h = \frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{ор}} \cdot \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(P + \Delta P)}} =$$

$$= \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{0,61 \cdot 3,14 \cdot 25,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,707} \sqrt{\frac{900}{2 \cdot (20 + 0,5) \cdot 10^6}} = 0,023 \text{ см.}$$

Дәү. Vör.	Сәнәд №	Имза	Тарих	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Гәләбә	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				42

бурада μ - сярф ямсалы олуб $\mu = 0,61$ эютцрцлцр. $\alpha = 45^\circ$ - кцряви клапан цццн гябул олунур.

Йайын сяртлийи ашабыдакы кими тййин едилир

$$K = \frac{\Delta P}{h} \cdot \frac{\pi D_s^2}{4} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{0,023 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 10665 \text{ N/sm.}$$

Илкин деформасийада йайын гцввяси

$$\mathcal{P}_0 = P \frac{\pi D_s^2}{4} = 20 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 9812 \text{ N.}$$

Илкин деформасийа ашабыдакы кими тййин олунур

$$H_0 = \frac{\mathcal{P}_0}{K} = \frac{9812}{10665} \approx 10 \text{ sm.}$$

Клапаны баълама тязйиги ашабыдакы кими тййин олунур

$$P_{\text{bag}} = \frac{\mathcal{P}_0}{\frac{\pi D_s^2}{4} + \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} \left[(D_s + 0,1)^2 - D_s^2 \right]} =$$

$$= \frac{9812}{\frac{3,14 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{3,14}{4} \left[(25 \cdot 10^{-3} + 0,1)^2 - (25 \cdot 10^{-3})^2 \right]} = 19,35 \text{ MPa}$$

Клапанын дайаг фасгасынын саяси

$$f_{\text{day}} = \frac{\pi}{4} \left[(D_s + 0,1)^2 - D_s^2 \right] = \frac{3,14}{4} (6,76 - 6,25) = 0,4 \text{ sm}^2.$$

Дайаг фасгасындакы контакт эярэинлийи ашабыдакы кими тййин едилир

$$\sigma = 1,5 \frac{\mathcal{P}_0}{f_{\text{day}}} = \frac{9812}{0,4} \cdot 1,5 = 3,67 \text{ MPa.}$$

Дэу. Vgr.	Сәнэд №	Имза	Тарих	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Гәләбә	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				43

Daş karxanasında işləyən ПК-5М modelli kəsici kombaynın
hidrointiqaının layihə olunması ilə əlaqədar alınmış

NƏTİCƏ VƏ TƏKLİFLƏR

1. ПК-5М modelli daş kəsən kombaynın irəli-geri hərəkətli hidrosistemini təmin edən müvafiq hidrointiqaal sxemi tərtib edilmişdir;
2. Verilmiş qiymətlər əsasında mod ПК-5М elli daş kəsən kombaynın irəli-geri hərəkətli hidrosisteminin hidrointiqaının hidravlik hesabatı aparılmış;
3. Hidrointiqaalın fasiləsiz iş rejimini təmin edən aksial-porşenli nasos və hidrosilindr seçilmiş və onların əsas parametrlərinin və konstruktiv ölçülərinin hesabatı aparılmışdır;
4. Hidrointiqaalın əsas tənzimləyici və idarəedici aparatları olan hidroaparatlar seçilmiş və onların işləmə prinsipi verilmişdir.

Dəy. Vər.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				44

ƏDƏBİYYAT

1. S.O.Hüseynov, A.H.Quliyev və b. Hidravlika, Dərslik- Bakı, «Təhsil» NPM, 200, 264 s.
2. S.O.Hüseynov, A.H.Quliyev. Hidravlik maşınlar və hidrointiqallar. Bakı-2007, 338 s.
3. S.O.Hüseynov, A.H.Quliyev və b. Həcmi hidroötürmələr nəzəriyyəsi və layihələndirmə əsasları. Bakı-2006, 302 s.
4. Akif Əfəndi, S.O.Hüseynov. Həcmi hidravlik maşınlar və hidrointiqallar. Bakı - 1994, 135 s.
5. Добрынский Н.С. Гидравлический привод прессов. М., Машиностроение, 1975, 222 с с илл.
6. Гидравлическое оборудование. Каталог, М., НИИМАШ, 1973, 290 с.
7. Башта Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. М., Машиностроение, 1982, 423 с.
8. Крассов И.М. Гидравлические элементы систем автоматического регулирования. М. Машгиз, 1963, 253 с.
9. Нехай С.М. Проектирование гидроприводов прессов. М. – Киев. Машгиз, 1963, 155 с.
10. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем станков и машин. М., Машгиз, 1960, 224 с.

Дəy. Vəqf.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K.				
Rəhbər	Quliyev A.				45

11. Насосы. Каталог – справочник, 1961 (ВИГМ).
12. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. Учебное пособие для вузов 3-е изд. перераб. и доп. –М.: Лесн.промыш-ть, 1981, 424 с.
13. Долгачев Ф.М., Лейко В.С. Основы гидравлики и гидропривод. М., 1970, 216 с.
14. Гидравлика и гидропривод. В.Г.Гейер, В.С.Дулин, А.Г.Боруменский, А.Н.Заря. Учебник для вузов. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Недра, 1981, 295 с.

Дəy. Vəq.	Sənəd №	İmza	Tarix	BURAXILIŞ İŞİ	Səh
Tələbə	Kazimov K				
Rəhbər	Quliyev A.				46