

КӘСІБИ БІЛІМ БЕРУ

Ю.М.ИСАЕВ, В.П.КОРЕНЕВ

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖӘНЕ ГИДРОПНЕВМАТИКАЛЫҚ ЖЕТЕК

КӨМЕК

Кәсіптік білім беру сарапшылық кеңесі бойынша рұқсат етілген оқу үрдісінде қолдануға арналған оқулық ретінде оқу бағдарламаларын іске асыратын оқу орындары орта кәсіптік білім

5-басылым, стереотипті

ОӘК621.22(075.32)

ББЖ 30.123я723

И851

Бұл кітап Қазақстан Республикасының Білім және ғылым министрлігі және «Кәсіпкор» холдингі» КЕАҚ арасында жасалған шартқа сәйкес «ТжКБ жүйесі үшін шетел әдебиетін сатып алуды және аударуды ұйымдастыру жөніндегі қызметтер» мемлекеттік тапсырмасын орындау аясында қазақ тіліне аударылды.

Аталған кітаптың орыс тіліндегі нұсқасы Ресей Федерациясының білім беру үдерісіне қойылатын талаптардың ескерілуімен жасалды.

Қазақстан Республикасының техникалық және кәсіптік білім беру жүйесіндегі білім беру ұйымдарының осы жағдайды ескеруі және оқу үдерісінде мазмұнды бөлімді (технология, материалдар және қажетті акпарат) қолдануы қажет.

Аударманы «Delta Consulting Group» ЖШС жүзеге асырды, заңды мекенжайы: Астана қ., Иманов көш., 19, «Алма-Ата» БО, 809С, телефоны: 8 (7172) 78 79 29, эл. поштасы: info@dcg.kz

Пікір беруші:

ФМСО ПОҚ Волхов колледжінің жоғары санаттағы оқытушысы

көлік құрылысы» *М.М. Шустович*;

ФМУ Волхов колледжінің екінші санаттағы оқытушысы

көлік құрылысы» *Е.И. Коновалова*;

«РЖД» АҚ орталық аппаратының ПТКБ бөлімінің бастығы *М.Г. Амигут*;

«Гуманитарлық экология» үкіметтік емес ұйымының оқытушысы

технология ғылымдарының докторы, профессор *А.Н. Голицын*

Исаев Ю. М.

И851 Гидравлика және гидропневматикалық жетек: оқулық.
БАҚ білім беру мекемелері. Профессор Ю. М. Исаев, В.П.
Кореньев. - 5-том., Sr. - М.: «Ғылым академиясы» баспа
орталығы, 2016. - 176 б.

ISBN 978-601-333-282-6 (каз.)

ISBN 978-5-4468-3047-3 (рус.)

Гидравликаның негізгі ережелері қысқаша баяндалған. Гидравликалық дискілерде және жол-құрылыс техникасының көлемдік гидрокұрылғыларының жұмыс процестерінде қолданылатын көлемді гидравликалық машиналар мен гидравликалық жабдықтарды орналастыру туралы қысқаша ақпарат берілген. Газ заңдары туралы негізгі мәліметтер және оларды негізгі түрлердің пневматикалық жетектерінің жұмыс процестерін есептеу кезінде қолдану. Көлемді пневматикалық машиналардың конструкциялары сипатталған.

Орта кәсіптік білім беру мекемелерінің студенттері үшін

ОӘК 621.22(075.32)

ББЖ 30.123я723

© Исаев Ю.М., Кореньев В.П., 2009

©Оқу және баспа орталығы «Академия», 2012

ISBN 978-601-333-282-6 (каз.)

ISBN 978-5-4468-3047-3 (рус.)

АЛҒЫ СӨЗ

Гидравликалық және пневматикалық жетектер мен құрылғылар, олардың басты ерекшелігі, сұйықтарды және газдарды жұмыс ортасы ретінде пайдалану, жол құрылысы, жерді жылжыту және көтеруде тасымалдау машиналары кеңінен қолданылады. Мұндай жабдықты тиімді пайдалану және қызмет көрсету жоғары біліктілігі бар мамандарды қажет етеді.

Осы оқулықта гидравлика және газ динамикасының негіздері баяндалған. Жол-құрылыс және құрылыс техникасында қолданылатын гидравликалық және пневматикалық құрылғылардың жұмысы сипатталған.

Курстың оқу-әдістемелік ерекшеліктері – оқулық үш компонентке бөлінген:

I бөлім. «Гидравлика» – жұмыс ортасының қозғалысы туралы негізгі заңдар экспозициясы; II бөлім. «Гидравликалық тежегіш» – гидравликалық жүйелерді, гидравликалық машиналарды және гидравликалық жабдықтарды қарау; III бөлім. «Пневмоксид» – пневматикалық жүйелер мен құрылғылардың сипаттамасы.

Барлық материалдар 17 тарауда сипатталған.

1-тарауда «сұйықтықтардың негізгі физикалық қасиеттері», сұйықтықтардың физикалық денелері ретінде жалпы анықтамасы берілген және сұйықтықтардың кейбір физикалық қасиеттері сипатталған.

2-тарауда «Гидростатика», демалудағы өтімділіктің негізгі заңдары ұсынылған, гидростатикалық қысым мен байланыс арналары туралы түсініктер берілген.

3-тарауда «техникалық гидродинамиканың негіздері» түсіндіріледі, гидродинамиканың негізгі түсініктері ұсынылған және Бернулли теңдеулерінің идеал және нақты сұйықтықтар үшін қозғалыс сұйықтықтарының негізгі теңдеуі мағынасы түсіндіріледі.

4-тарауда «газ құбырларындағы сұйықтық ағыны» гидроагрегаттардың ұқсастығы және ламинарлы және турбулентті ағын режимдері үшін гидравликалық қысымның жоғалуы туралы түсініктер берілген.

жұмыс принципі мен үшөлшемді гидромеханикалық тісті берілістердің орналасуының негізгі ұғымдарын береді.

9-тарау «Радиалды-поршенді гидравликалық машиналар» радиалды поршенді сорғылардың және бір реттік гидравликалық қозғалтқыштардың кинематикалық ерекшеліктерін және мульти-пассивті радиалды поршенді қозғалтқыштардың негіздерін ұсынуға арналған.

10-тарауда «осьтік-поршенді гидравликалық машиналар» принципті ұғымдар көлбеу дискімен және көлбеу цилиндрлі блогымен көлемді гидротораптарды пайдалану және орналастыру принципі туралы берілген.

11-тарауда «гидроцилиндрлер» гидравликалық цилиндрлерді пайдаланудың дизайны мен ерекшеліктері қарастырылады.

12-тарау «Гидравликалық жабдықтар» гидравликалық дискілерде пайдаланылатын гидравликалық аппараттың негізгі түрлеріне арналған.

13-тарау «Жұмыс сұйықтықтарын сүзу» жұмысшы сұйықтықтардың ластану себептерін анықтайды, тазалықтың техникалық деңгейін түсінуді қамтамасыз етеді, өтімділікті тазарту әдістері мен құралдарын сипаттайды, гидротехникалық жүйеде сүзгілерді орнатуды және оларды пайдалану ережелерін зерттейді.

14-тарау «Гидравликалық жетекті жүйелерді жабдықтау» гидравликалық жүйелерге арналған қосымша жабдықтардың түрлері, олардың мақсаты мен қолдану ерекшеліктеріне арналған.

15-тарау «Гидравликалық жетектер жүйесі» оқушыларды жол-құрылыс техникасында қолданылатын гидравликалық жетектердің негізгі түрлеріне, жұмыс принципіне және сипаттамаларына енгізеді.

16-тарауда «пневматикалық қозғалтқыш туралы жалпы ақпарат» ұсынылған, пневматикалық машиналар мен пневматикалық аппараттардың жұмыс істеу принциптері келтірілген, олардың құрылысы мен мақсаттары бойынша жіктелуі келтірілген, жол-құрылыс машиналарында пайдаланылатын пневматикалық дискілердің мысалдары келтірілген.

17-тарауда «Пневматикалық жүйелердегі жұмыс процестері» газ ортасының қасиеттері, негізгі газ заңдары және

КІРІСПЕ

Жол-құрылыс машиналарының жұмыс тетіктері, әдетте, ішкі жану қозғалтқыштары (ІЖЖ) арқылы жүргізіледі. Жалпы, бұл қозғалтқыштар бастапқы деп аталады. Осы механизмдердің жұмыс істеу функцияларын орындау үшін арнайы қозғалтқыштардың қозғалысы мен қозғалуын ерекше сипаттамалары бар тиісті қозғалыс түрлеріне түрлендіретін арнайы техникалық құралдар қажет. Мұндай техникалық құрылғылар дискілер деп аталады. Активаторлар физикалық әрекет принципіне сәйкес жіктеледі. Механикалық, электрлік, гидравликалық және пневматикалық жетектер машина жасауда қолданылады.

Құрылыста, жолда, жер үсті және көтергіш-көліктік техникада гидравликалық жетектер кеңінен қолданылады, олар қысым мен сұйықтықты басқарады. Мысалы, гидравликалық экскаваторлар, бульдозерлер, діріл роликтері, асфальтбетондар және басқа да жабдықтар кеңінен қолданылады.

Бұл машиналармен бірге пневматикалық жетегі, жұмыс құралдары және арнайы механизмдері бар. Оларға, атап айтқанда, пневматикалық діріл балғалары, қылшықтарды басқару, топырақ компакторлары, балғалары, өздігінен жүретін машиналар үшін тежегіш жүйесі кіреді. Пневматикалық қозғалтқышта жұмыс процесі қысым астында болатын ауа көмегімен жүзеге асырылады.

Өндірістің жоғары көрсеткіштеріне ие гидравликалық және пневматикалық технология өте күрделі құрылғымен сипатталады.

Гидравликалық дискілердің жұмыс процесі гидравлика деп аталатын ғылыммен зерттелетін сұйықтық қозғалысының заңдарына негізделеді. Гидравлика жалпы техникалық ғылым болып табылады, оның жетістіктері қазіргі заманғы технологиялардың көптеген салаларында кеңінен қолданылады.

Газдық сұйықтықтардың қасиеттері сұйықтықтардан айтарлықтай ерекшеленсе де, белгілі бір жағдайларда олар гидравлика заңдарына бағынады. Сондықтан оның кейбір заңдары пневматикалық жетектер жүйелерінде орын алған процестерді сипаттау үшін де қолданылады. Гидро және пневматикалық

I БӨЛІМ

ГИДРАВЛИКА

1 - ТАРАУ

Сұйықтықтың негізгі физикалық қасиеттері

1.1. Жұмыс ортасы

сұйықтық пен ауа арқылы жүзеге асырылады. Жалпы мағынада, бұл екі тү

Гидравликалық және пневматикалық қозғалтқыштарда қозғалыстарды, күштерді немесе қуатты беру тиісінше қысыммен рлі физикалық денелер жұмыс ортасы деп аталады. Құрылыс-жол машиналарында сұйықтықтарды басқа мақсаттарда пайдалануға болады: салқындату, коррозиядан қорғау үшін, ішкі жану қозғалтқыштары үшін жанармай немесе жағармай ретінде.

Гидравликалық жетекті жүйелерде қолданылатын сұйықтықтардың белгілі түрлері әдетте жұмыс сұйықтықтары деп аталады. Осылайша, гидравликалық дискілерде жұмыс істейтін бұқаралық ақпарат құралдарында жұмыс сұйықтықтар жұмыс істейді, қысыммен ауамен пневматикалық қозғалтқыштарда жұмыс жасаушы орта болып табылады (себебі газ тәріздес жұмыс құралдарының басқа түрлері жол құрылысы құрылғыларында қолданылмайды).

Жұмыс сұйықтықтары барлық сұйықтықтарға тән физикалық қасиеттермен сипатталады. Сонымен қатар оларда белгілі бір қасиеттері бар. Бұл қасиеттерді сипаттау үшін сұйықтықтың механикасын зерттеуге және техникалық мәселелерді іс жүзінде шешу үшін қажетті білімге ие әртүрлі арнайы ұғымдар мен анықтамалар қолданылады.

Сұйықтықтарға сұйықтық қасиеті бар физикалық органдар жатады. Сұйықтықтардың икемділігі олар тегіс қатты бетке еркін ағады, алайда олар орналастырылған ыдыс түрін қабылдайды. Сонымен бірге олар, мысалы, кемедегі сұйықтық деңгейі мен сыртқы атмосфералық ауаның арасында бар бос бетті сақтайды. Атап айтқанда, бұл тамшылар күзде шашырап қалмай, көлемін

$$\frac{DV}{AT}$$

1.2. Сұйықтық тығыздығы және оның температурасына шектеулі

Шектеулі көлемде салынған сұйықтың массасы тығыздықпен сипатталады. Біртекті сұйықтық үшін ρ тығыздығы осы көлемнің барлық нүктелерінде тұрақты болып табылады, сондықтан ол сұйық м массасының массасы V массасына салынған көлемге қатынасы бойынша анықталуы мүмкін:

$$(1.1) \quad \rho = \frac{m}{V}.$$

Біртекті сұйықтық үшін тығыздықты қатаң анықтау - бұл шектейтін коэффициент

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V},$$

Оның мәні сұйықтықтың шексіз көлемінде, тіпті оның тығыздығы бар белгілі бір мөлшерде болатындығына байланысты. Халықаралық физикалық қондырғылар жүйесіне (SI) сәйкес тығыздығын өлшеу бірлігі - текше метрге килограмм ($\text{кг} / \text{м}^3$).

Сұйықтықтың тығыздығы температураға және қысымға байланысты. Жылыту кезінде сұйықтықтың бастапқы көлемі артып, оның тығыздығы азаяды. Эксперименталды түрде температураның өзгеруінің шағын аралығы үшін сұйықтықтың жылу кеңеюі сызықтық заңға бағынады.

Егер бастапқы сұйықтықтың V_0 -нің бастапқы көлемін 70 деп бастапқы температурада алсақ, 70-тен жоғары температураға дейін сол сұйықтықтың көлемі V_T -ге көбейеді және келесі ара-қатынас орындалады:

Біртекті сұйықтық үшін тығыздықты қатаң анықтау - бұл шектейтін коэффициент

$$(1.2) \quad \frac{V_T - V_0}{T - T_0} = \frac{\Delta V}{\Delta T} = \beta_x V_0.$$

Гидравликалық жетектерді пайдаланғанда, біз $b = \text{const}$. Сұйықтықтарда жылу кеңейту өте аз. Мысалы, су үшін, $b = 0.00018 \text{ } ^\circ \text{C}^{-1}$. Егер 100 литр су 100°C -қа дейін қыздырылса, бастапқы көлемі 1,8 литрге ұлғаяды. Сұйықтықтардың температурасы қолданыстағы шектеулерге байланысты өзгерсе, сұйықтықтардың бұл қасиеті сақтау контейнерлерін таңдау кезінде ескерілуі мүмкін. Бұлғалдағы сұйықтық тығыздығының төмендеуі (1.1 және 1.3) формулалардан оңай алынуы мүмкін:

$$\rho_T = \frac{\rho_0}{1 + \beta_\rho \Delta T},$$

онда ρ_0 және ρ_T сұйықтықтың тығыздығы бастапқы температурада T_0 және соңғы температура T_k тиісінше $\Delta T = T_k - T_0$.

• Кеме қабырғаларымен шектелген сұйықтық оған әсер ететін күштерді жібере алады. Бұл күштер екі түрге бөлінеді:

- *Сұйық бетіне (қатаң қабырғаға, сұйық-газ интерфейсіне және т.б. арқылы) сырттан әрекет ететін және осы беттің ауданына пропорционалды әсер ететін бетінің күштері;*
- *сұйықтық массасына қолданылатын массасы (көлемі) күші және оның массасына (көлеміне) пропорционалды, сондықтан олар жиі көлемдік күштер деп аталады. Оларға гравитация және инерция кіреді.*

Кейбір күш Φ стационарлық платформаның A бетінде әрекет еткенде, мұндай әрекетке жауап ретінде AA -ның бетіндегі A -ның күші әсерінен өтімділік кезінде пайда болатын кернеу өнімі ретінде ұсынылуы мүмкін. Барлық кернеулерді біркелкі түрде бүкіл беті бойынша әрекет етіп, F күші әрекетіне қарсы бағытқа бағыттайды, яғни F күші сияқты стресс вектор болып табылады.

Сұйықтықта пайда болатын осы кернеудің модулі (яғни абсолютті мән) қысым деп аталады:

$$(1.4) \quad p = |\sigma| = \left| \frac{F}{\Delta A} \right|.$$

Бұл заң көлемді түрдегі барлық машиналар мен дискілердің жұмыс принципі негізінде жатыр. (1.4) формула бойынша анықталған қысым гидростатикалық қысым деп аталады.

SI сәйкес қысым өлшеу бірлігі бұл – паскаль (Pa). Үлкен қысым өлшегенде, мегапаскальмен (МПа) өлшенеді :

1 Па = 1 Н/м², 1 МПа = 10⁶ Па.

Теңіз деңгейіндегі қалыпты атмосфералық қысым 0,1013 МПа, машиналардың гидравликалық жетектер жүйелерінде қысым 10 ... 50 МПа-ға жетеді.

- Сондай-ақ, жүйелік емес қысым бірліктері пайдаланылады;
- дене атмосферасы (атм) - 1 атм = 0,101 МПа;
- техникалық атмосфера (at) - 1 атм = 1 кгс / см² = 0.09807 МПа, техникалық жағынан кейде шамамен 1 = 0,1 МПа қабылданады;

- Су бағанының метрі - 1 м су. Арт. = 9,807 Па. Бұл қондырғылар су сорғыларының қысымын өлшеу үшін жиі қолданылады.

Егер сізде жабық выстанта болса, онда қысымның жаралысы сексен тоғызыншы жасөспірімге жетеді. 30 МПа мөлшерінде сұйықтықтың көлемінің төмендеуі қатынаспен сипатталады:

$$(1.5) \quad \frac{V_0 - V_K}{p_0 - p_K} = -k_K V_0,$$

мұнда V₀ - қысым p₀ кезінде сұйықтықтың көлемі, V - қысым p_K кезінде сұйықтық көлемі; p₀ - бастапқы қысым; p_K - соңғы қысым.

K коэффициенті сұйықтықтың қысу коэффициенті немесе сұйылтылғандығы деп аталады.

Из формулы (1.5) следует, что изменение начального объема жидкости V₀ при сжатии

$$(1.6) \quad \Delta V = -k \Delta p V$$

Кейбір сұйықтықтардың физикалық сипаттамалары

Сұйықтық	Тығыздығы ρ , кг / м ³	Көлемді температура кеңейту коэффициенті β , 1 / °C	Көлемді қысу коэффициенті k , м ² / N	Эж, МПа көлемдік серпімділік модулі
Су (20 ° C)	998,2	∞	$4,8 \cdot 10^{-4}$	2 100
Глицерин	1260	$5,9 \cdot 10^{-4}$	$2,3 \cdot 10^{-4}$	4 300
Керосин	800	$9,6 \cdot 10^{-4}$	$7,4 \cdot 10^{-4}$	1 350
Майлар:				
Өнеркәсіптік I-20A	∞	$6,9 \cdot 10^{-4}$	$7,1 \cdot 10^{-4}$	1400
АМГ-10	850	$(7,6... 11) \cdot 10^{-4}$	$5,9 \cdot 10^{-4}$	1680
МГ-15-B	865	$(7...9) \cdot 10^{-4}$	$5,7 \cdot 10^{-4}$	1740

$H_g \sim 2\ 100$ МПа (болаттың серпімді модулі шамамен 10 есе жоғары екенін ескеріңіз).

Кейбір сұйықтықтардың қалыпты қысым кезінде 20-дан 70°C температураға дейінгі физикалық сипаттамалары кестеде келтірілген.

1.4 Тұтқырлығы

Тұтқырлық — сұйықтықтың қасиеті, оның бөлшектерінің қозғалыс кезінде салыстырмалы түрде жылжуына қарсы тұру.

Ұзындығы төмен болған кезде, сұйықтық ағынының ағымы, мысалы арнадағы немесе құбыр ішіндегі ағынның ағымы өзгереді: төменгі немесе қабырғада жылдамдық аз, ал еркін бетіне немесе құбырдың орталық осіне қарағанда үлкенірек. 1686 жылы И. Ньютон сұйықтықтың мұндай қабаттарының өзара әрекеттесуінің беріктігі туралы гипотезаны ұсынды:

қабырғасынан ішке қарай және қалыпты өсу жылдамдығымен бағытталса, онда «-» белгісі керек.

F_g күші F_g мәнін оның жұмыс істейтін сұйықтық ішіндегі беткі бөлігінен бөліп, жылдамдығының қадамын қалыпты кішкене артуда өте аз етіп, сұйықтықтағы тұтқыр үйкелу күші туындаған тангенстік кернеуді аламыз:

$$(1.8) \quad \tau_{\text{ж}} = -\mu_{\text{ж}} \frac{\Delta U}{\Delta n}.$$

Егер тұтқыр үйкеліс күші Ньютонда өлшенетін болса, онда осы күштен туындаған кернеу бір шаршы метрге (N / m^2) жаңадан өлшенеді. Осы теңдеуге енетін өлшемді коэффициент, үйкеліс күші мен жылдамдық градиентінің DU / Dn тангенстік кернеуі арасындағы байланысты орнатады:

$$\mu_{\text{ж}} = \tau_{\text{ж}} \left/ \frac{\Delta U}{\Delta n} \right|$$

Размерный коэффициент $\mu_{\text{ж}}$, входящий в это уравнение, устанавливает связь между касательным напряжением силы трения $\tau_{\text{ж}}$ и градиентом скорости DU/Dn :

Бұл коэффициент динамикалық тұтқырлық немесе динамикалық тұтқырлық коэффициенті деп аталады. Оның өлшем бірлігі шаршы метрге ($\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$) немесе Па (pascal-second) теңдеуінде (1,8) - Newton-екіншіден тұрады. Тәжірибелік мақсатта, миллипаскаль-екінші-1 $\text{мПа} \cdot \text{с} = 10^{-3} \text{ Па} = 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$ туынды модулі ыңғайлы.

$$\nu = \frac{\mu_{\text{ж}}}{\rho}$$

ν коэффициентімен қатар кинематикалық тұтқырлық коэффициенті (кинематикалық тұтқырлық) кеңінен қолданылады, бұл динамикалық тұтқырлық коэффициентінің сұйықтықтың

Сұйықтықтың тұтқырлық қондырғыларынан басқа, SI жүйесінде бірнеше басқа бірлік қолданылады: Энглер градусы, Сайболт секунд және т.б. Бұл бірліктердің анықтамалық әдебиетінде табылуы мүмкін [5].

Барлық сұйықтықтардың ортақ ерекшелігі температураның жоғарылауымен тұтқырлықтың айтарлықтай төмендеуі болып табылады. Ақаулы сұйықтықтард

Гидравликалық жүйелерде жиі пайдаланылатындардың біреуі - бұл тұтқырлығы 4°C температурасында ең үлкен мәнге ие су. Сұйықтықтар үшін, мысалы мұнай тазартылған өнімдерге негізделген майлар және басқа да сұйықтықтар, температураның тұтқырлық тәуелділігі теңдеулермен сипатталады

$$\nu_T = \frac{50^n}{T^n} \nu_{50},$$

мұнда ν_T - бұл температурада кинематикалық тұтқырлық; n - тұтқырлық үшін 45°C тұтқырлығы бар 2.8°C тұтқырлығы және $n = 2.32$ майы үшін май деңгейіне байланысты дәреженің көрсеткіші; $\nu_{50} - 50^\circ\text{C}$ температурада кинематикалық тұтқырлық.

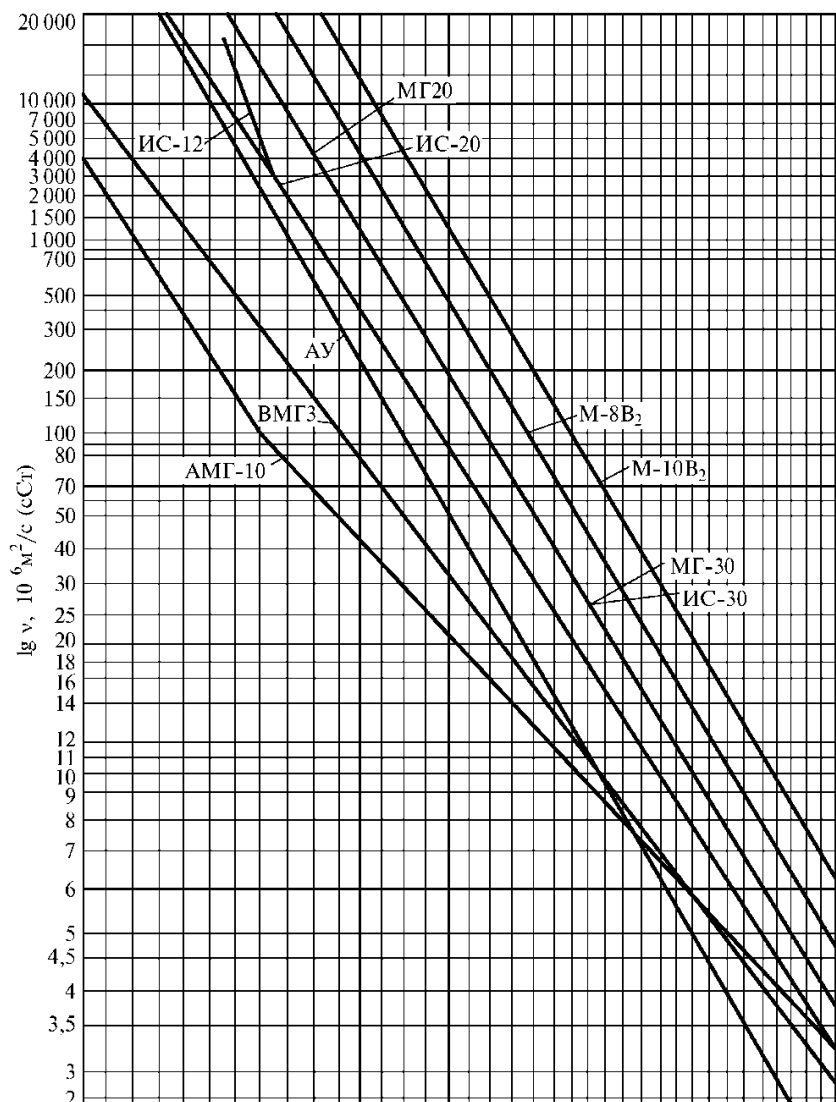
Тәжірибелік мақсаттарда тұтқырлықтың температуралық коэффициенті (ТКБ) қолданылады. Тұтқырлығы температураның азаюымен азайған майлар ТКБ-нің төменгі мәнімен сипатталады. Для вычисления ТКВ используется следующая формула:

$$\text{TKB}_{0-100} = \frac{\nu_0 - \nu_{100}}{\nu_{50}},$$

мұнда $\nu_0 - 0^\circ\text{C}$ температурада кинематикалық тұтқырлық; $\nu_{100} - 100^\circ\text{C}$ температурада кинематикалық тұтқырлық.

Кинематикалық тұтқырлықтың кейбір минералды майлар үшін температураға тәуелділігінің графикалық көрінісі координаттар жүйесіндегі логарифмдік жүйеде көрсетілген. 1.1. Осы брендтердің сипаттамалары 2-қосымшада келтірілген.

Сол жақта, яғни төмен температураларда бұл тәуелділіктер



1.1-сурет. Орташа температуралық-тұтқырлық майлар маркаларының сипаттамалары

Бұл күй жарылыс нүктесі арқылы реттеледі. Жарқылдың температурасы өрттің ең төменгі температурасы болып есептеледі мұнай, ашық отты өзінің қызған бетіне шығарса, Жоғары қысыммен арақатынас өседі. Тұтқырлықтың қысымға тәуелділігі сұйықтық түріне, оның температурасына, бастапқы қысымға және қысымның өзгеруіне әсер етеді. 25 МПа дейін жұмыс істейтін жұмыс жүйелерінде тұтқырлықтың қысымға тәуелділігі шамалы.

1.5 Майлардың тұрақтылығы

Уақыт, жұмыс немесе сақтау кезінде жұмыс сұйықтықтарының қасиеттері өзгереді. Бұл сұйықтықтардың құрамына және құрылымына әсер ететін химиялық және механикалық процестерге байланысты. Осылайша, тотыққан және уақыт олардың коррозияға қарсы қасиеттерін жоғалтады. бар қоспалармен мұнай негізіндегі майлау гидравликалық май. Ағыны үлкен қысымның төмендеуі бойынша тар олқылықтар арқылы кезде «мятие» мұнай орын - май және қоспалар негізінде ірі молекулалардың жойылуын. Нәтижесінде, шайыр тұндыру, гидравликалық сипаттарын сол арналарын нашарлатады.

Майдың тотықтырғыш қасиеттері 1 г майдағы қышқылдарды бейтараптандыруға қажетті миллиграммдағы калий гидроксидінің (КОН) саны болып табылатын қышқыл санымен (КОН саны) есептеледі. Әдетте қоспаларсыз майдың КОН саны 0,1 ... 0,2 мг құрайды. Мерзімді түрде жұмыс істеп жатқан үлгілерде бұл көрсеткіштің күрт артуы мұнайда ескіру процесі басталғанын көрсетеді.

Мұнайдың мөлшері КОН саны 1,5 мг болғанда ауыстырылуы керек. Майлардың тұрақтылығы ГОСТ 981-75 «Мұнай майы. Тотығудан тұрақтылықты анықтау әдістері», ГОСТ 5985-79 «Мұнай өнімдері. Қышқылдық пен қышқылдықты анықтау әдістері және ГОСТ 11362-96 «Мұнай өнімдері және майлаушы майлар. Бейтараптандыру нөмірі. Потенциометриялық титрлеу әдісі».

қысылады және оның салыстырмалы мазмұны (көлемі бойынша) азаяды.

сұйықтықтың икемділік модулі 1% -дан аспайтын сұйықтық болып табылады, ол ауаның еріген емес сұйықтықтың жартысына тең.

1.6 Бу қысымы және кавитация

Белгілі бір қысымда және температурада сұйықтық буға айналады. Бұл өтпелі процестің турбулентті процесі қайнау деп аталады. Әрбір сұйықтық бу қысымында берілген температурада өзінің меншікті сипаттамасына ие. Мысалы, 100°C температурасында су 0.101 МПа (1 атм) қысымымен қарқынды түрде баяулатады (қайнайды). Қысым төмендегенде, буланудың температурасы да төмендейді. Су және белгілі майлар үшін бу қысымының мәндері 1.2-кестеде келтірілген.

Іс жүзінде гидравлика заңдары бұл белгілі бір жағдайларда өте төмен қысымды аймақтардың қозғалмалы сұйықтықтарында пайда болуы мүмкін екендігін теориялық тұрғыдан дәлелдейді. Егер булану қысымының шегіне жетсе, сұйықтық фазасы осындай аймақта өмір сүреді, өйткені сұйықтықтың қарқынды булануы орын алады.

Шын мәнінде, бұл ағынның үзілісіндегі айырмашылық ретінде байқалады. Бұл бумен толтырылған каверна деп аталады. Егер кавер көтерілген қысым аймағына тасымалдана бастаса, онда оның буы дерлік лезде конденсацияланып, кавер жабылады. Қысқа уақыт аралығында оның қабырғаларының кинетикалық энергиясы қақпақтың аймағында бірнеше жүздеген мегапаскальға жетуі мүмкін энергия қысымына айналады.

Гидродинамикалық үрдіс ағымдық сұйықтықтағы каверлерді қалыптастыру және оларды жабу кавитация деп аталады (гидродинамикалық кавитация). Газ фазасының болуы кавитация қуысы пайда болған қысымның артуына алып келеді.

Кавитацияның пайда болуы гидравликалық жабдықтың қалыпты жұмысын бұзады, бұл гидравликалық элементтердің (кавитация эрозиясы) мерзімінен бұрын тозуы және гидротехникалық гидравликалық сипаттамалардың нашарлауы. Сондықтан олар жұмыс істейтін гидротехникалық құрылғыларда кавитация құбылыстарына жол бермеуге тырысады.

1.2-кесте

Кейбір сұйықтардың бу қысымы, Па

1.7. Гидростатикалық жетек жүйелеріне арналған жұмыс сұйықтықтары

Гидравликалық жетектер жүйелерінде пайдалануға арналған арнайы жұмыс сұйықтықтары гидравликалық майлар деп аталады. Оларда бірқатар арнайы талаптар бар. Осы талаптарға сәйкес гидравликалық майлар келесі қасиеттерге ие болуы керек:

- белгілі бір жағдайларда ұзақ уақыт бойы физикалық және химиялық қасиеттердің тұрақтылығы;устойчивостью против окисления;
- құрылымдық материалдармен (металдар, резеңке тығыздағыштар және шлангілер) үйлесімділік, олардың бұзылуына және коррозияға әкелмейді;
- жақсы майлау қасиеттері, өйткені гидравликалық сұйықтық бір уақытта жұмыс істейтін бөлшектерді майлау функциясын орындайды;
- қалыпты жұмыс істеу үшін жеткілікті кең температура диапазоны;
- мүмкіндігінше, тұтқырлықтағы шағын температураның өзгеруімен;
- массасы жоғары серпімділік модулі;
- ылғалдылық пен ауаның төмен сіңуі, көбікке төмен бейімділік;
- жақсы жылу өткізгіштігі және жоғары жылу сыйымдылығы;
- қоршаған ортаға зиянды әсер етпейді, қызмет көрсетуші персонал үшін төмен уыттылығы бар.

Мұнайды осы талаптарға сәйкес келтіру үшін арнайы технологиялар қолданылады. Нәтижесінде, гидротехникалық май көп компонентті құрамы күрделі болады. Мұнайдың бастапқы бөлігі база деп аталады. Арнайы қасиеттерді алу үшін оған қосылатын қоспалар қоспа деп аталады. Қоспалардың саны пайыздық үлесті құрауы мүмкін және жалпы көлемнің 10-15% - ына жетуі мүмкін.

Ең жиі қолданылатын сұйықтық минералды, яғни мұнай негізіндегі болды. Олардың негізі (көлемі 95, 99%-ға дейін) мұнай айдау өнімдері болып табылады. Осы сұйықтықтардың кейбіреулері мен оларды қолданудың техникалық сипаттамалары 2-қосымшада келтірілген.

Гидравликалық майлардың тағы бір түрі синтетикалық

Эмульсиялардың негізгі артықшылықтары олардың төмен құны мен өрт қауіпсіздігі болып табылады. Алайда уақыт өте келе эмульсиялар жойылуға жатады - қоспаның біртектілігі бұзылған. Бұдан басқа, олар теріс температурамен жұмыс істеу үшін жарамсыз. Осы топтың жұмыс сұйықтықтары жиі тау-кен техникасының гидравликалық жетектерінде қолданылады.

Жалпы, жол құрылысы машиналарының гидравликалық жетектеріне арналған гидравликалық сұйықтықтар ауқымы өте кең.

Жұмыс сұйықтықтарының сипаттамалары ГОСТ 17479.3-85 «гидравликалық майларға» сәйкес жүйеленген.

Жіктеу және тағайындау. Осы стандартқа сәйкес, гидротехникалық майлар олардың қасиеттеріне қарай үш топқа бөлінеді: А, В және В және тұтқырлықта ерекшеленетін он сынып.

Шетелдік тәжірибеде ұқсас жүйе ISO3448 халықаралық стандартымен бекітілген. «Сұйық индустриялық майлау материалдары. ИСО бойынша тұтқырлықты жіктеу».

ГОСТ 17479.3-85 бойынша А тобына (ISO3448 бойынша осы топ НН тағайындалады) майсыз гидротехникалық жүйелерде 15 МПа дейін қысымды және 80 ° С-қа дейін максималды қыздыруға арналған қоспаларсыз мұнай негізіндегі гидравликалық майлар болып табылады.

В тобы (топ HLto ISO3448) құрамында антиоксиданттық және коррозияға қарсы қоспалар бар гидравликалық майлар бар. Бұл майлар орташа гидравликалық жүйелерде 25 МПа-ға дейінгі қысыммен және майдың температурасы 90 ° С-қа дейін пайдалануға ұсынылады.

В тобы (HMto ISO 3448 тобы) құрамында 25 МПа және 90 ° С-тан жоғары температураларда жұмыс істейтін гидравликалық дискілерде қолдануға арналған қоспалармен жақсы тазартылған майлар бар. Гидравликалық майлардың тұтқырлық кластары 1.3-кестеде келтірілген.

1.3-кесте

Гидравликалық майлардың тұтқырлық сыныптары

	Кинематикалық		Кинематикалық
--	---------------	--	---------------

Топтар мен сыныптардың стандартты белгілері гидравликалық май брендин белгілеуге енгізіледі. Мысалы, ГОСТ 17479.3-85 сәйкес, 50 ° C температурасында 50 CSt орташа тұтқырлығы бар және 25 МПа дейін қысым үшін қолдануға арналған AMG-10 май MG-15-B (гидравликалық B тобы орташа тұтқырлығы 40 ° C температурада 15 cSt).

Әдетте гидравликалық жетек компоненттерін өндірушілер сұйықтықтың жекелеген түрлерін қолдану бойынша ұсыныстар мен техникалық сипаттамалар береді. Жол-құрылыс машиналарының гидравликалық жетектеріне арналған гидравликалық сұйықтықтарды ауыстыру ережелері осы машиналардың жұмыс тәртібінде көрсетілген.

Сынақ сұрақтары

1. Гидравликалық дискілерде және пневматикалық дискілерде қандай жұмыс орталары пайдаланылады?
2. Гидравликаның негізгі заңы (Паскаль заңы) қандай?
3. Қандай физикалық қондырғыларда сұйық тығыздық, қысым, массалық модуль, динамикалық тұтқырлық коэффициенті және кинематикалық тұтқырлық коэффициенті өлшенеді?
4. Температураның өзгеруімен минералды майлардың кинематикалық тұтқырлығының өзгеруімен қандай тәуелділік сипатталады?
5. Гидродинамикалық кавитация үдерісінің негізгі ерекшеліктері қандай және ол қандай сұйықтық ағынында пайда болады?
6. Гидравликалық жетек жүйелерінің жұмыс сұйықтықтарының негізгі техникалық талаптары қандай?

2 - Т А Р А У

ГИДРОСТАТИКА

2.1. Гидростатикалық қысым

Гидростатика оған қолданылатын күштердің әрекет етуі бойынша қозғалыссыз өтімділіктің тепе-теңдік заңдарын зерттейді.

Гидростатикадағы гидротехникадағы оқу нысаны сұйықтықтың физикалық моделі болып табылады.

Сұйықтықтардың физикалық қасиеттері олардың молекулалық құрылымының ерекшеліктерімен анықталады. Алайда, бұл қасиеттердің гидромеханиканың проблемаларына қатысты тікелей есеп беруі теориялық талдауды қиындатады немесе мүлде мүмкін болмайды. Сондықтан гидравликалық заңдылықтарды зерттеуге бірыңғай әдіснамалық көзқарас әзірленді және негізделді. Бұл тәсілдің мәні, арнайы тапсырмаларды шешудің қажеті жоқ барлық жағдайларда, нақты сұйықтықтарды арнайы сұйықтық моделі немесе керемет сұйықтық ауыстырады.

Мінсіз сұйықтық қарапайым көлемнің қаншалықты кішкентай болса да, қасиеттердің толқындық, тығыздығы және абсолютті біртектілігі бар. Сонымен қатар, мінсіз сұйықтық тұтқырлығы, тығыздығы және көлемнің өзгеруіне тәуелді емес.

Идеал сұйықтық идеясының көмегімен гидравликаның негізгі тұжырымдамалары қарапайым және нақты көрсетіліп, оларды қолдану практикада негізделеді.

Демалыс кезінде сұйықтықтың ішіндегі қысым гидростатикалық деп аталады. Бейбітшілік бір уақытта абсолютті (мысалы, стационарлы ыдыста сұйықтық) немесе салыстырмалы болуы мүмкін (мысалы, кеме өз бұрышында тұрақты бұрыштық жылдамдықта айналады).

- кернеу а, әдеттегідей бетіне қарай әрекет етеді және қысымды. Бұл кернеу модуліне тең гидростатикалық қысым р оң болып саналады. Осылайша сұйықтықта теріс гидростатикалық қысым болмайды;

жалпы қысым

$$P_m = P_{at} + P_g = P_{at} + P_{gz}. \quad (2.1)$$

Егер атмосфералық қысым тұрақты болса, сондай-ақ координаты тұрақты болса, онда P_m қысымы жазықтықтың барлық нүктелерінде тұрақты болады, бұл $zT = \text{const}$:

$$P_{at} + P_{gz} = \text{const}. \quad (2.2)$$

Алынған нәтиже - гидропты негізгі заң. Гравитацияның жеделдеуі тұрақты мәнді сақтауға болатын беті эквипотенциальды бет немесе тең мүмкіндіктердің (ауырлық күші) беті деп аталады.

Егер басқа массалық күштер осы сұйықтық көлемінде әрекет етсе (мысалы, центрифуга немесе сызықтық үдеу), теңдеу (2.2) әлі де жарамды болады. Бұл гидростатикалық заңдылықтың физикалық мәні.

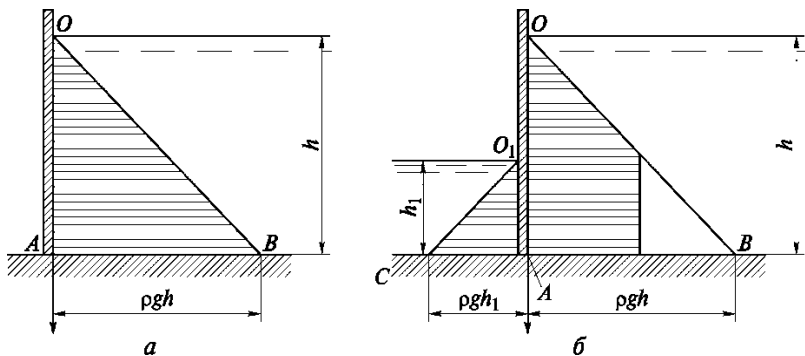
(2.1) формуласы бойынша анықталған сұйықтықтағы қысым абсолютті деп аталады. Абсолюттік қысымның атмосфералық қысымнан асатын сомасы салыстырмалы қысым деп аталады. Кейде бұл галогендік қысым деп аталады. Осылайша, қысым p_g T нүктесінде салыстырмалы гидростатикалық (габариттік қысым) болып табылады

$$p_g = P_m - P_{at}.$$

Оның формуласы (2.2) оның еркін бетіндегі сұйықтық үшін P_{mat} әрекетіндегі атмосфералық қысым үшін, тереңдікке x артық қысым

$$P_{изб} = P_{gh}, \quad (2.3)$$

яғни тұрақты тығыздықтағы сұйықтық үшін қысымның артық қысымы тереңдіктің тереңдігіне қарай тікелей көтеріледі және бірдей тереңдіктегі абсолюттік қысым артық және атмосфералық



2.1-сурет. Тік қабырғаға сұйық қысымның диаграммасы

a - біржақты қысым; b - екі жақты қысым; h - сұйықтың биіктігікемеде; h1 - ыдыстың сыртында сұйықтықтың биіктігі

Кабинаның қабырғасына екі жақты қысымды анықтау үшін (2.1, b - сурет,) үлкен үшбұрыштың OAB аймағынан алу үшін O1AC кішірек үшбұрыштың ауданын алып тастау керек.

2.1. Кемелерді байланыстыру

Кемелер бір-бірімен байланысқан, мысалы, 2.2-суретте көрсетілгендей және сұйықтық толтырылған, кемелермен. Статикалық тепе-теңдік жағдайларын қарастырамыз

оларда сұйықтық бар. Екі кеме жабық деп есептейік. p_{A1} және p_{A2} әртүрлі қысымдары олардың бос беттерінде әрекет етеді. Біз B нүктесін өздерінің құбырларын жалғайтын осьте аламыз 1-1 бөлімде және (2.2) формуланы пайдалана отырып, онда гидростатикалық қысымы p_{A1} қысымымен және содан кейін p_{A2} қысымымен. Біз:

$$p_B = p_{A1} + \rho g h_1 \quad p_B = p_{A2} + \rho g h_2,$$

мұнда h_1 және h_2 - бос нүктенің B0

кемерел

Формулалардың оң жағын теңестіруге болады:

$$P_{A1} - P_{A2} = \rho g h_i, \quad (2.4)$$

а)

немесе

$$P_{A1} - P_{A2} = \rho g h_A, \quad (2.4)$$

б)

Мұнда

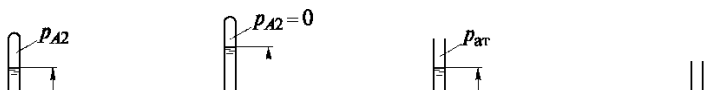
$$h_A = h_2 - h_1.$$

Демек, байланыс арналарында бос бетіндегі қысымның өзгеруі оларға құйылатын өтімділік деңгейлеріндегі айырмашылықтармен теңестіріледі. Егер ыдыстар ашық болса, онда сұйықтың бетіне бірдей қысым атмосфералық қысым ретінде әрекет етеді: $P_{A1} = P_{A2} = P_m$, сондықтан $h_1 = h_2$, яғни ашық сұйықтықтың ашық беткі қабатында бір көлденең деңгейде белгіленеді.

Кемелердің біреуі жоғарғы жағында жабылған өте ұзын тік түтіктің нысанын (2.3, а) суреттейді. Құбырдағы және түтіктегі сұйықтық бетінде әрекет ететін қысымның айырмашылығы құбырдағы және кемедің сұйықтық деңгейінің айырмашылығы (құбырдағы сұйықтықтың көтерілу жылдамдығы) белгілі болса, формула бойынша анықталады. Бұл жағдайда, $p_{A1} > p_{A2}$ кезде, түтіктегі деңгей ыдыстағы сұйықтық деңгейінен жоғары болады. $P_{A2} = 0$ болсын, одан кейін формуладан (2.4б) аламыз:

$$P_{A1} = \rho g h_A. \quad (2.5)$$

Демек, h_A деңгейіндегі айырмашылықты өлшеу арқылы ыдыстағы сұйықтық бетіндегі p_{A1} абсолютті қысымын анықтай аламыз.



2.3-сурет.. Пьезометриялық аспаптар

a - жабық пьезометр; b - барометр; c - ашық пьезометр; g - вакуум-метр; pA1, pA2 - ыдыста және түтіктегі сұйықтықтың еркін беттеріне қысым тиісінше; hA - ыдыста және түтіктегі сұйық деңгейдегі айырмашылық; егеуқұйрық-

ПА1 қысымына сәйкес келетін деңгейдің айырмашылығы абсолютті пьезометриялық биіктік деп аталады:

$$h_A = \frac{P_{A1}}{\rho g}.$$

Аталған принцип бойынша жұмыс істейтін құрылғы абсолютті қысым пьезометрі немесе жабық пьезометр деп аталады.

Мысалы, тұйық түтікке қосылатын кеме (2.3-сурет, б) ашық, ал егеуқұйрықтың атмосфералық қысымы сұйықтық бетіне әсер етеді деп есептейік. Содан кейін, формула бойынша (2.3), егер сұйықтықтың тығыздығы ρ және гравитациялық g -ге байланысты жеделдеу болса, қысымның абсолютті мәні сұйықтықтың деңгейінен анықталуы мүмкін.

Мұндай құралды жасап шығарған кезде, $p_{A2} = 0$ жағдайын дәл орындауға болмайтынын есте ұстау керек, өйткені сұйықтықтың еркін бетінде әрекет ете алатын минималды қысым бұл бу қысымы.

Сонымен қатар, осындай құрылғыдағы сұйықтықтың h_A көтеру биіктігі сұйықтықтың тығыздығына байланысты. Мысалы, қалыпты атмосфералық қысым кезінде, $p_{ppm} = 1,0132 \times 10^5$ Pa, құбырдағы сұйықтық деңгейінің биіктігі су үшін $h_A = 10,132$ м, сынап үшін $h_A = 0,765$ м болады. Сонымен қатар, 20° C судағы будың қысымы 2,34 кПа, ал сынап үшін $1,6 \times 10^{-4}$ кПа. Сондықтан атмосфералық қысымды өлшеуге арналған аспапта сымнан судың орнына сынап пайдалану қажет. Осы принцип бойынша әрекет ететін құрылғы сынап барометрі деп аталады, ол сынаптың миллиметрінде абсолюттік атмосфералық қысымын өлшейді (мм Hg). Алайда, өлшеу техникасының дамуына байланысты, сынапты экологиялық тұрғыдан пайдаланудың

пъезометриялық биіктік деп аталады:

$$h_{\text{Анзб}} = \frac{p_{\text{Анзб}}}{\rho g}.$$

Құр ашық пъезометр деп аталады. ылғы осы жерде қарастырылған принцип бойынша жұмыс істейді,

Бірақ абсолюттік қысым атмосфералық қысымнан аз болуы мүмкін, содан кейін ($p - p_{\text{ат}} < 0$). Бұл айырмашылықтың модулі вакуумдық метрикалық қысым деп аталады және келесідей анықталады:

$$(2.6) \quad p_{\text{шк}} = p_{\text{ат}} - p.$$

Вакуумдық қысым сұйықтықтың белгілі бір нүктесінде атмосфералық қысымнан қаншалықты жоғары қысымды екенін көрсетеді, сонымен қатар ол вакуум деп аталады. Вакуумды өлшеу үшін қисық түтікшені жабық ыдысқа қосыңыз. 2.3, g. Біз сұйықтықтың еркін бетіне абсолютті қысым көрсетеді $p_{\text{А1}}$ ыдысындағы сұйықтықтың үстіндегі қысым егеуқұйрық. Сонда түтікке ыдысқа қосылуға арналған В нүктесіндегі қысым $p_{\text{В}}$ екі қатынасы арқылы көрінуі мүмкін:

$$(2.7) \quad \begin{aligned} p_{\text{В}} &= p_{\text{А}} + \rho g h_{\text{АВ}}; \\ p_{\text{В}} &= p_{\text{ат}} - \rho g h_{\text{Р-В}} \end{aligned}$$

мұндағы $h_{\text{А1}}$ - ыдыстағы сұйықтық деңгейінен В нүктесіне (басқаша айтқанда, В нүктесінің тереңдеуіне) дейінгі қашықтық, $h_{\text{В}}$ - түтіктегі сұйықтық деңгейінен В нүктесіне дейінгі қашықтық.

Осы қатынастарда деңгейлердегі айырмашылықтың, яғни, $h_{\text{А1}}$, егер қысым анықталған нүкте сұйық деңгейден төмен болса, оң болады және $h_{\text{А1}}$ бұл нүкте сұйық деңгейден жоғары болса теріс болады. Оң жақты қатынастарды (2.7) теңестіру үшін $P_{\text{АХ}} - P_{\text{ат}} = -\rho g (h_{\text{А1}} - h_{\text{В}})$ аламыз, яғни, бұл кемеде еркін бетіне артық қысым теріс болып табылады және ол деңгей биіктігіндегі айырмашылық арқылы көрсетіледі. Біз $h_{\text{к}} = -h_{\text{В}}$ арқылы

Құрылғы, осы жерде қарастырылған қағидаға сәйкес жұмыс істейтін, вакуумдық өлшеуіш немесе кері пьезометр деп аталады.

Мұнда қарастырылған пьезометрлер қысым мен вакуумды өлшеуге арналған қарапайым құралдар болып табылады және олар өлшеудің жақсы дәлдігін қамтамасыз етеді. Дегенмен, бұл пьезометрлер зертханалық мақсаттар үшін төмен қысымдарға ғана жарамды. Іс жүзінде басқа гидростатикалық қағидаларға негізделген күрделі, бірақ сенімді және ыңғайлы манометрлер мен вакуумметрлер қолданылады.

Сынақ сұрақтары

1. Қандай қысым гидростатикалық қысым деп аталады және оның қасиеттері қандай?
2. Гидростатиктің негізгі заңының физикалық мәні қандай?
3. Қандай қысым абсолютті деп аталады және қайсысы салыстырмалы (манометрлік) болып табылады?
4. Қандай қысым вакуумды өлшеуіш деп аталады?
5. Какое давление называется вакуумметрическим?

ТЕХНИКАЛЫҚ ГИДРОДИНАМИКА НЕГІЗДЕРІ

3.1. Гидродинамиканың негізгі ұғымдары

Сұйықтық қозғалысы туралы заңдарды зерттейтін гидравликалық секция және стационарлық немесе қозғалатын қатты денелермен өзара әрекеттесуі техникалық гидродинамика деп аталады.

Гидростатикада, гидродинамикада секілді, үздіксіздікпен сұйық ортадағы тұжырымдама қолданылады. үздіксіздік және барлық бағыттардағы қасиеттердің біркелкілігі. Сұйықтық қозғалыстарының сипаттамалары екі модельдің біреуіне негізделеді - сұйықтықтың мінсіз немесе физикалық моделі бойынша.

Мінсіз сұйықтық моделі нақты прототиптің тығыздығына ие, бірақ тұтқырлығы мен тығыздығына (сығымдалмаған сығылмайтын сұйықтық) ие емес минмалды сұйықтық болып табылады.

Сұйықтықтың физикалық моделі тығыздықты, тұтқырлықты және сығымдалуды қамтамасыз ететін саналы сұйықтық болып табылады. Физикалық модельдің әртүрлі нұсқалары инсистентсіз қысылатын сұйықтық үлгісі, тұтқыр, сығылмайтын сұйықтық моделі және басқалары.

Сұйық орта қозғалысы онымен байланысты техникалық проблемаларды шешуді қиындатады, сондықтан техникалық гидродинамика оның ұсынымдарын тексеру және растау үшін эксперименталды әдістерді кеңінен пайдаланады.

Гидродинамиканың негізгі ұғымдары кеңістіктік координаттар, қысымды, жылдамдықты және ағымды жеделдету болып табылады. Сұйықтықтың қозғалысының математикалық сипаттамасы белгілі бір координаттар жүйесін пайдалануды болжайды, мысалы, ең көп тараған Картезиан жүйесінде x , y және z координаттары болады. Оларға уақыт t тәуелсіз айнымалы ретінде қосылады.

Ғарышта мұндай бөлшектердің жылдамдық векторларының таралуы векторлық жылдамдық өрісі деп аталады. Жалпы жағдайда, ағынның жылдамдық векторлары кеңістіктің және уақыттың координатасына байланысты, яғни, $\vec{u} = \vec{u}(x, y, z, t)$, мұндай қозғалыс тұрақсыз деп аталады. Егер жылдамдық уақыт өзгермесе, сұйықтық қозғалысы тұрақты деп аталады. Соңғы жағдайда жылдамдық кеңістіктік координаттардың функциясы болып табылады: $\vec{u} = \vec{u}(x, y, z)$.

Техникалық гидродинамикада нақты сұйықтық ағыны оның идеалданған моделінің ағынымен ауыстырылады. Бұл модель осы ағынның қозғалыс кеңістігінде тұрақты болып табылатын қасиеттері бар біртекті орта болып табылады деп болжанады. Қозғалыс сипаттамасы үшін сұйықтықтың бөлшектерін түсіну - нақты сұйықтықтың тығыздығына ие жалпы ағынның шексіз шағын көлемін енгізу.

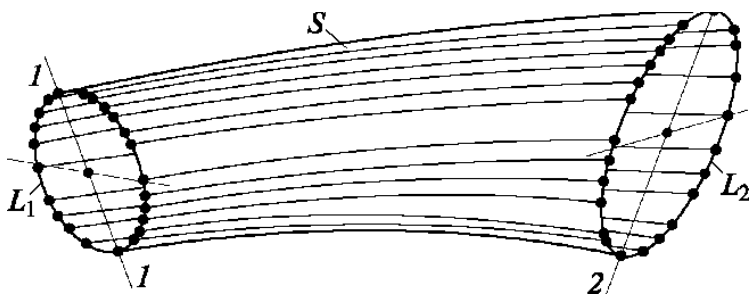
Егер ағынның кез келген бөлігінде бір уақытта, мысалы, құбырда жылжытатын кез келген бөлшектер 1-1, белгілі бір секцияны кесіп өтсе және кейбір қашықтықта 2-2 қиылысын кесіп өтсе, онда осы қашықтықтағы сұйықтық бөлшектердің орташа жылдамдығы $w_{ср} = \frac{Q}{F} = \frac{V}{F \Delta t}$ болады.

Егер біз Δt сияқты қашықтықты азайтсақ, бірақ уақыт аралығы $\Delta t = t_2 - t_1$, бөлшектер үшін көлденең қиманы кесіп өтетін 2-2 төмендейді. Нәтижесінде бізде $w = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{Q}{F \Delta t}$ - лимиттің шегі бар. Бұл шектеу сұйықтықтың жылдамдығын анықтайды *At нүкте, ол вектор болып табылады.*

Енді екі бөлік бір-бірінен соңғы аралықта болсын делік. Бұл интервалды бірнеше шағын аралықтарға бөлеміз. Бұл жылдамдықтардың әрқайсысында әртүрлі болуы мүмкін. Бөлшектер арқылы өтетін нүктелерді жүйелі түрде белгілеп, біз оның ізін бүкіл аралықта аламыз.

Бұл із - бөлшектердің қозғалысының траекториясы. Бірақ ағынның ағынын сипаттайтын бөлшектердің әрқайсысының траекториясын ұстанудың қажеті жоқ. Сіз қарапайым, шексіз бір-біріне жақын нүктелерді, бөлшектердің траекториясы өткен бөлімдерді таңдай аласыз және осы нүктелердегі жылдамдықты белгілі бір уақытта белгілей аласыз.

Бұл жылдамдықтар әртүрлі бөлшектерге жататыны анық. Мұндай нүктелер арқылы өтетін жол ағымдағы жол деп аталады.



3.1-сурет.. Ағымдағы түтік:

L_1 , L_2 - 1-1 және 2-2 учаскелеріндегі ток түтігінің тұйық циклдары. S - ағымдық түтіктің беті

Біз 2-2 секциямен L_2 контурын саламыз. L_1 және L_2 барлық нүктелерінің арқасында, 1-1 және 2-2 бөлімдерінің арасында құбырлы беттерді қалыптастыру үшін бірқатар ретке келтіреміз (3.1-сурет). Мұндай бет ағымдағы түтік деп аталады. Құрылыстың шарттарында ағымдағы түтік ағымдағы түтіктің бетіне асып кете алмайды.

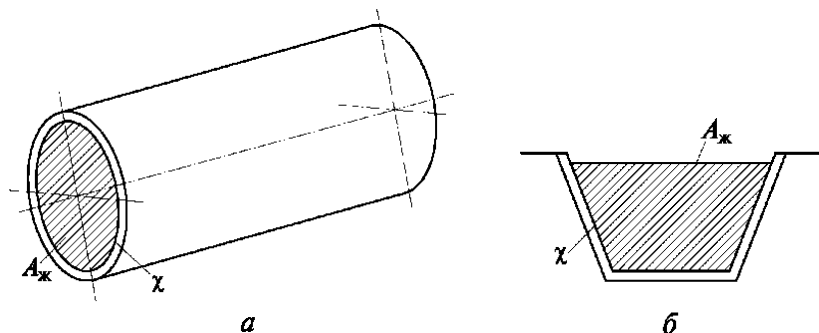
Қарапайым ағын ағымдық түтікті толтыратын қозғалатын сұйықтық деп аталады.

Тұрақты ағынмен қарапайым үшбұрыш үш қасиетке ие:

- қарапайым ағынның көлденең қимасы әдетте жылдамдық векторына бағдарланған қарапайым платформаларды қалыптастырады және оның ішінде жылдамдық пен қысымның біркелкі болуын ескермеуі үшін кішігірім аймақ бар;
- сұйық бөлшектер қарапайым қақпадан ағып кетпейді және оны шектейтін ағымдағы сызықтар қиылыспайды;
- қарапайым салма уақыттың пішінін өзгертпейді.

Қозғалыстағы сұйықтық тұжырымдамасы, қарапайым ағындар жиынтығы ретінде сұйықтық ағынының ағын үлгісін құруға мүмкіндік береді. Іс жүзінде қозғалмалы сұйықтықтағы барлық процестерді зерттеу осы нақты үлгіге негізделеді.

Гидродинамикада сұйықтықтың параллельді реактивті қозғалысы түзетулер параллель түзу сызықтар болған кезде бөлінеді: қозғалыстың біртіндеп өзгеруі, сызықтардың параллель



3.2 -сурет. LJ алаңымен және ағынның ылғалды периметрімен тұратын тірі бөлім: а - бас қозғалысы жағдайында; б - ашық арнадағы қысымды емес қозғалыс үшін

- *қысымның қозғалысы* - сұйықтық қабырғалармен шектеліп, бос беті жоқ. Сонымен, гидравликалық жүйелердің құбырларында сұйықтықты, сумен жабдықтау жүйелеріндегі суды, мұнай құбырларындағы мұнай өнімдерін және т.б. Мұндай қозғалыс қысым ағынын білдіреді;

- *қысымды емес қозғалысы* - сұйық ашық беттерде жылжиды, бос беті бар. Мұндай қозғалыс қысымды емес ағынға сәйкес келеді;

- *ағын ағыны* - сұйықтық ағыны жылдамдықтың үзілу беті арқылы шектеледі. Өрт сөндіру бригадасының ағыны қозғалады, гидромонитордың ағыны. Сұйықтық сұйықтықтың ауаға түсуі кезінде сұйықтық бір немесе басқа сұйықтықтың көлеміне кеңейгенде және су тасқыны ағындары бар.

Параллельді реактивті сұйықтық ағыны немесе қозғалысты біртіндеп өзгертіп көрейік. Біз оны кесіп өтетін барлық ағымдағы желілерге перпендикуляр секциялардың бірінде бетін тартамыз. Ағынның ішіндегі және қалыпты сызықтарға қалыпты беті тірі ағынның көлденең қимасы деп аталады. Параллельді ағынмен тірі бөліктер әрқашан тегіс (3.2 -сурет).

Ағынның тірі бөлігін практикалық қолдану үшін үш маңызды элемент бар:

құбыр үшін суланған периметр

$$\chi = \pi D_r;$$

• гидравликалық радиус R_r - тірі бөліктің ауданын дымқыл периметрге қатынасы:

$$(3.1a) \quad R_r = \frac{A_x}{\chi},$$

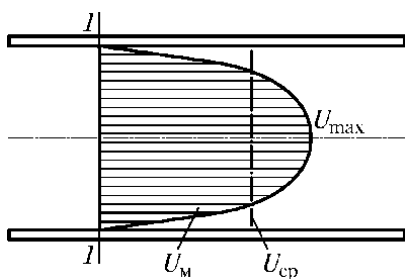
Дөңгелек түтік үшін

$$(3.16) \quad R_r = \frac{\pi D_r^2}{4\pi D_i} = \frac{1}{4} D_r.$$

Сұйықтық ағымының ағымдық уақытша бірлігіне өтуі сұйықтық ағынының жылдамдығы деп аталады. Гидравликалық жүйеде ол әдетте Q әрпімен белгіленеді. Ағынның тірі көлденең қимасы DA аймағы арқылы ағым жылдамдығын және осы аймақ арқылы қарапайым бұрышпен қиылысатын деп есептейік. Бұл жылдамдық жергілікті жылдамдық деп аталады. YES торабынан ағып жатқан DQ қарапайым ағымы $DQ = imDA$ болады. Біз әрқайсысы UM_i арқылы өтетін сұйықтық ағынының жылдамдығымен қарапайым DA_r - қарапайым аумақтардың жиынтығынан тұратын тірі көлденең қиманың барлық аймағын ұсынамыз, содан кейін жалпы ағыны тірі секцияның барлық аймағын қосу арқылы есептеуге болады:

$$(3.2) \quad Q = \sum_{A_i} U_{im} \Delta A_i.$$

Нақты толқын қысымын және ағындар олардың жылдамдықтарын таратқанын көрсетеді Тірі көлденең қимасының ауданы біркелкі емес. Графикалық кескін осындай бөлуді бөлу жылдамдық



Орташа ағын схемасы

сияқты тіктөртбұрыштың нысаны бар

Ол (3.3) суретте көрсетілген., Айта кету керек, бұл Есiрдiң өсуi жалған,

Себебi нақты ағыны жоқ бередi.

Орташа жылдамдық бiлдiредi бүкiл формасы жылдамдық бөлiмi, жылжыту бұл ағын ағымына тең болады ақшалай қаражаттың нақты шығыстары жылдамдықтың санын бөлу Из формулы (3.3) непосредствен-но следует:

3.3-сурет.. Жылдамдық диаграммасы қысымда қысым құбыр: i_{sp} - орташа жылдамдық жылдамдығы; i_m - жергiлiктi жылдамдық; U_{max} - жоғарғы жылдамдық

$$Q = U_{cp} A_{ж} \quad (3.4a)$$

Жүйенің ағынының бірлігі - секундына текше метр ($м^3 / с$) және алынған бірліктер секундына текше сантиметр ($см^3 / с$) және секундына текше дециметр ($дм^3 / с$); Бұдан басқа, жүйелік емес бірліктер пайдаланылады: минутына текше сантиметр ($см^3 / мин$) және минутына литр ($л / мин$).

Сұйықтықтың массалық ағынының тұжырымдамасы анықталған көлеммен салыстырғанда, Q жылдамдығының жылдамдығымен қатар, формула (3.4a) сұйықтықтың тығыздығы ρ көбейтілсе, оңай алуға болады:

(3.4б)

$$Q_m = \rho U_{cp} A_{ж}$$

Онда ол қайда жүреді

$$(3.56) \quad Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n \quad (3.7)$$

Алынған нәтиже, шығыс бөлігіндегі шектеулі ағынның кез-келген тірі бөлігіндегі жалпы ағынның оның кірісінде тірі бөлік арқылы ағынға тең болуы керек дегенді білдіреді.

Арақатынас (3.5b) бүкіл ағынның үздіксіздік жағдайын білдіреді. Алайда, бұл қатынастарда бұл қатынастар ағымның ішінде үзіліссіздік үзілістері болмаған кезде ғана сығылмайтын сұйықтық үшін жарамды екенін ескеру керек. Ағынның үздіксіздігінің салдары - ара қатынасынан алынған орташа жылдамдыққа қатынасы (3.5a)

$$(3.5a) \quad U_{cp1} = U_{cp2} \frac{A_2}{A_1} = U_{cp3} \frac{A_3}{A_1} = \dots = U_{cpn} \frac{A_n}{A_1}.$$

Шексіз ағымдарда жылдамдық тіршілік бөлімдерінің аудандарына кері пропорционалды түрде өзгереді:

5.2. Бернулли теңдеуі мінсіз сұйықтық үшін

Бұдан бұрын демалыс кезінде сұйықтықтағы қысымның әрекетін сипаттайтын теңдеу (2.1) алынған (2.3 бөлімін қараңыз). Когда поток идеальной жидкости находится в движении, к этим давлениям добавляется составляющая силы, зависящая от скорости потока в данной точке. При установившемся движении потока, если Міндетті сұйықтық қозғалысы қозғалыс кезінде қозғалыс жылдамдығына байланысты осы қысымға күш компоненті қосылады. Егер ағын тұрақты болса, ондамассовыми силами являются силы тяжести, учет такой составляющей приводит к следующему уравнению:

$$\frac{\rho U^2}{2} + p + \rho g z = \text{const}, \quad (3.7)$$

ол 1738 жылы Санкт-Петербургте жарық көрген Бернулли теңдеуін

мүмкін (3.4-сурет, а). Пьезометрдегі және қисықтағы деңгейлердегі айырмашылық U^2

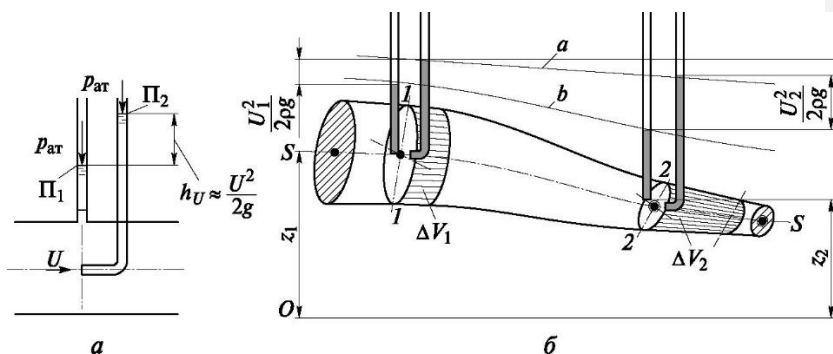
трубке P_2 определяет скоростной $h_U = \frac{U^2}{2g}$ напор .
Соответствующее

ему гидродинамическое давление:

$$P_{га} = \frac{\rho U^2}{2}$$

S-S сызығының айналасындағы қарапайым бұрышты бөліп алайық (Сурет -3.4, б). Біз оны бір-бірінен еркін қашықтықта орналасқан және DA1 және DA2 қарапайым аудандарында орналасқан 1-1 және 2-2 бөлімдерін белгілей аламыз.

Если скорость жидкости в сечении 1—1 равна U_1 то объем жидкости, который пройдет через это сечение



Сурет-3.4. Жылдамдықты өлшеу (а) және графикалық интерпретация Бернулли теңдеуі қарапайым бұрыш (б):

U - сұйықтық ағыны; P_1 P_2 - пьезометрдегі сұйықтық деңгейлері және изобент түтігі; h_U - жоғары жылдамдықты бас; егеуқұйрық - атмосфералық қысым; $S-S$ - ағымдағы желі; U_1 U_2 - 1 - 1 және 2-2 секциялардағы ағынның жылдамдығы бір-біріне жаяу береді; z_1 , z_2 - пьезометрлік басы тиісінше 1 - 1 және 2-2 бөлімдерінде; ΔV_1 ΔV_2 - Dt уақытында 1-1 және 2-2 секциялар арқылы өтетін сұйықтардың

Бұл өрнек қарапайым ағынның қимасы арқылы өтетін сұйықтықтың m массасының кинетикалық энергиясын анықтайды. Сұйықтық массасының кинетикалық энергиясын өлшеу бірлігі - Ньютон метрі ($N \cdot m$). Егер сол секция үшін $p = p_i$, $z = z_i$, онда басқа екі тендеудің тендеуі үшін (3.7) жаза аламыз:

$$(p_i + \rho g z_i) A_i V_i = p_i A_i V_i + m g z_i. \quad (3.9)$$

Тендеудің оң жағындағы бірінші термин сұйық $A_i V_i$ көлемі бойынша сыртқы абсолюттік қысымның әлеуетті энергиясын білдіреді, ал екінші термин - сұйықтық көлемінің $A_i V_i$ биіктік биіктігіне салыстыру жазықтығына көтерілген әлеуетті энергиясы. Формулаларды жинақтау (3.8) және (3.9) тұтастай алғанда 1-1 қимасы үшін аламы

$$\frac{m_1 U_1^2}{2} + p_1 \Delta V_1 + m_1 g z_1 = \text{const.} \quad (3.10)$$

Бұл тендеу сұйық $A_i V_i$ көлеміне ие жалпы механикалық энергияны, мінсіз сұйықтықтағы қарапайым ағынның 1-1 бөлімі арқылы өтеді. Формулаларға (3.8) және (3.9) ұқсас тендеулер, егер индекс (1) индексімен (2) алмастырылса, 2-2 секция үшін алынуы мүмкін:

$$(3.11) \quad \frac{m_2 U_2^2}{2} + p_2 \Delta V_2 + m_2 g z_2 = \text{const.}$$

Алынған нәтиже идеалды сұйықтық үшін Бернулли тендеуінің формаларының бірі болып табылады. Осыдан шығатыны, тендеуге (3.7) енгізілетін шарттардың сомасы бұл- қарапайым ағынның қандай да бір бөлігінен өтетін сұйықтықтың бірлігіне шаққандағы нақты механикалық энергиясы және бұл энергия барлық ағын бойында тұрақты болып қалады (идеалды сұйықтықта).

3.3. Нақты сұйықтық үшін Бернулли теңдеуі

Нақты сұйықтық ағымы үнемі энергия шығындарымен бірге жүреді. Бұл ысыраптар сұйықтықтың бөлшектерімен ішкі сұйықтықтың әсерінен және сұйықтық ағынын шектейтін қабырғалардан үйкеліспен байланысты. Бөлшектердің араласуы неғұрлым қарқынды болса, соғұрлым көп энергия шығыны болады. Барлық жағдайларда үйкеліс күштерінің жұмысы сұйықтықты жылытуға қайтымсыз жұмсалады, ал жылу ғарышқа шығарылады.

Механикалық энергия ағыны, оның қозғалысы кезінде туындайтын және қайтымсыз сипаты бар гидравликалық шығындар деп аталады. Гидравликалық шығындардың белгілі бір түрінің пайда болу себептері гидравликалық кедергі деп аталады. Гидравликалық ысыраптардың екі түрі бар және тиісті гидравликалық кедергі:

- ағынның ұзындығы бойынша таратылатын үйкеліс күштерінің әсерінен шығындар. Бұл ысыраптар қатарлас-нострузияға тән немесе үлкен мөлшердегі ағындарды біртіндеп өзгертеді, олар ағынның ұзындығы бойынша гидравликалық кедергіге сәйкес келеді, олар кейде гидравликалық жолдың кедергісі деп аталады;

- ағынның ұзындығы бойынша таратылатын үйкеліс күштерінің әсерінен шығындар. Бұл ысыраптар қатарлас-нострузияға тән немесе үлкен мөлшердегі ағындарды біртіндеп өзгертеді, олар ағынның ұзындығы бойынша гидравликалық кедергіге сәйкес келеді, олар кейде гидравликалық жолдың кедергісі деп аталады;

Ерекше энергияның жоғалған бөлігін ескере отырып, теңдеудің (3.12) оң жағындағы термин қосылса, қарапайым ағынның ағын сызығымен гидравликалық шығындардың әсері ескеріледі:

$$(3.13) \quad \frac{\rho U_{1cp}^2}{2} + p_1 + \rho g z_1 = \frac{\rho U_{2cp}^2}{2} + p_2 + \rho g z_2 + \Delta p_{12},$$

Сұйықтық ағынын сипаттайтын режимдермен, $a_1 = a_2 = 1$ деп есептей аламыз. Гидравликалық қозғалтқыштарда статикалық қысымдар жиі динамикалық қысымнан гөрі бірнеше шамдан жоғары тәртібіне айналады, өйткені соңғы ескермеуі мүмкін. Содан кейін өрнек (3.14) орнына барамыз

Мұндай қатынас Bernoulli теңдеуі деп аталады, оның шығысы $u_{1cr} = u_{2cr}$ үшін ағындағы қысым ағынын бойлай түседі. Бернулли теңдеуін пайдалана отырып, ағынның сұйықтық ағынының жылдамдығын белгілеудегі индекс «cr» болмайды.

Контрольные вопросы

1. Мінсіз сұйықтық моделі мен физикалық сұйықтық моделі арасындағы айырмашылық неде?

2. Ағынның тұрақсыз ағымы қандай қасиеттермен ерекшеленеді, оның тұрақты ағымнан айырмашылығы қандай?

3. Сұйықтық ағынын геометриялық түрде сипаттайтын қандай конструкциялар ағымдағы сызықтар, ағымдық түтік және қарапайым ағын деп аталады?

4. Қысым басының, қысымның және ағынның ағынының сипаттамалары қандай?

5. Ағымның тірі бөлімі қалай анықталады, оның қасиеттері қандай?

6. Ылғал периметрі мен гидравликалық радиусы қалай анықталады?

7. Сұйық ағынның көлемдік ағыны мен массалық ағынның арасындағы айырмашылық қандай және бұл шығындар қалай өлшенеді?

8. Орташа ағын жылдамдығы қалай анықталады және қандай өлшем бірліктерінде өлшенеді?

9. Ағымның үздіксіздігінің шарты қандай?

10. Бернулли теңдеуінің физикалық мағынасы және оның негізгі қасиеті мінсіз сұйықтық ағымы үшін қандай?

11. Какие особенности имеет уравнение Бернулли для всего потока реальной жидкости?

4-тарау

СИПАТТАМАДАҒЫ ҚЫСЫМНЫҢ МАҢЫЗЫ

4.1. Гидравликалық ағындардың ұқсастығы

Физикалық құбылыстарды немесе процестерді сипаттайтын барлық формулалар мен теңдеулердің сол және оң бөліктерінің бірдей өлшемдерге ие болуы керек екендігін көрсететін өлшемдердің біркелкілігіне ие болады. Бұл принципті бұзу - өрнек қатесінің көрсеткіші. Осыдан физикалық мәнге ие кез келген математикалық белгілеу өлшемсіз факторларға ие кейбір өлшемсіз айнаымалы мәндерде көрінуі мүмкін. Мұндай факторлар бірдей болатын процестер ұқсас процестер деп аталады, ал факторлар өздеріне ұқсастық критерийлері деп аталады.

Гидравлика (жалпы алғанда гидродинамика сияқты) ұқсастықтың үш түрі қолданылады: геометриялық, кинематикалық және динамикалық.

Әрқайсысы бөлшектер немесе тегістеу траекториялары салынған екі өлшемді 1 және 2 ағындары болсын. Ағынның нүктелері 2 (яғни, сыртқы шекара және жылдамдық өрістері) ағынның нүктелерінің әрқайсысын тұрақты коэффициентпен көбейту арқылы алуға болады, егер ағындар геометриялық ұқсас болса. Бұл коэффициент геометриялық ұқсастық немесе ауқымды коэффициенті деп аталады. Мұндай түрлендіру кезінде сәйкес келетін i және j нүктелері ұқсас.

Сол координаттар жүйесіндегі ұқсас ағындық нүктелердің кез келген жұбының координаттары үшін:

$$\frac{x_{i1}}{x_{j1}} = \frac{y_{i1}}{y_{j1}} = \frac{z_{i1}}{z_{j1}} = k_j = \text{const.}$$

Геометриялық масштабтың кт теңдігі екі ағымның барлық

шкаласы.

Жылдамдық өлшемі: $[U] = L / t$, мұндағы L - желілік өлшем үшін жалпы белгілер, мысалы, метр, және t - уақыт өлшемі үшін жалпы белгілер, мысалы секунд.

Содан кейін формула (4.1) келесі түрде ұсынылуы мүмкін:

$$\frac{U_i}{U_j} = \frac{L_i t_j}{L_j t_i} = k_U.$$

Сызықтық өлшемдердің қатынасы тұрақты геометриялық ұқсастықтың міндетті шарты болып табылады. Векторлар үшін геометриялық ұқсастық бұрыштарды бағыттаушылардың теңдігін білдіреді.

Динамикалық ұқсастық ұқсас ағындардағы күштерге қатынасты орнатады. Сұйықтықта әрекет ететін күштер оның қозғалысын тудыратын себептер болып табылады. Демек, екі салыстырмалы ағынмен жүретін процестер динамикалық түрде кинематикалық ұқсастық орындалған жағдайда ұқсас болады және ұқсас күштердің барлық жұптарының қатынасы бірдей болады:

$$\frac{F_i}{F_j} = k_F = \text{const.}$$

Қысқартулардың барлық ұқсас нүктелерінде $k_F = \text{const}$ күштерінің масштабын қанағаттандыру шарты. Берілген үдеріс үшін жеткілікті сандық ұқсастық шарттарына ұқсастық критерийлері деп аталады. Гидравликадағы ең үлкен құндылық үш ұқсастық критерііне ие:

Рейнольдстің критериясы немесе саны

$$(4.2a) \quad \text{Re} = \frac{U_\infty L}{\nu};$$

мұндағы U_0 тән ағынның жылдамдығы; L - тән сызықтық өлшемі (мысалы, құбырдың диаметрі немесе гидравликалық радиусы); v - кинематикалық тұтқырлық коэффициенті; ρ_0 - ағынға тән қысымы; ρ - сұйықтың тығыздығы; g - гравитациялық жеделдету.

Бұл критерийлер сұйықтық қозғалысы ғылымына қомақты үлес қосқан ғалымдарға арналған. Гидродинамиканың шарттары мен ұқсастық критерийлері өте маңызды: олар басшылықтың есептеу формулалары деп айтады $Ravliki$ арнайы талаптар мен шарттарды сақтау арқылы ғана қолданыла алады.

Оның физикалық мағынасы бойынша Рейнольдс критериясы инерция күшін тұтқырлық күштеріне қатынасының өлшемі болып табылады. Егер бұл күштер сұйық қозғалыстың үдерісіне басым әсер етсе, онда ағындардың динамикалық ұқсастығы, егер барлық шарттарға $Re = \text{const}$ шарты қанағаттандырылса, негізінен байқалатын болады.

Эйлер критериясы қысым күштерінің инерция күштеріне қатынасының өлшемі болып табылады. Егер бұл күштер сұйықтық қозғалыстарына басым әсер етсе, ағындардың динамикалық ұқсастығы $Eu = \text{const}$ барлық ұқсас нүктелер үшін қанағаттандырылған жағдайда байқалатын болады.

Froude критерийі инерциялық күштердің гравитациялық күштерге қатынасының шарасы болып табылады және сұйықтықтың қозғалысы осы күштерге тікелей байланысты болған кезде өте маңызды.

4.1. Ағындық режимдер

XIX ғасырдың ортасында арнайы эксперименттердің көмегімен құбырлардағы сұйықтықтың екі негізгі айырмашылығы бар жүргізу режимдері бар екені анықталды. Олардың біреуі сұйық бөлшектерді араластыру іс жүзінде жоқ тегіс токпен сипатталады. Басқа режимде ағыны турбулентті және қарқынды ағынмен араласумен бірге жүреді. Кейінірек, 1883 жылы ағылшынша физик және инженер О. Рейнольдс бір режимнің ағып кету жағдайын басқа жағдайға ауыстырды.

Төмендегіге эксперимент жүргіземіз (4.1,а-сурет). Біз сұйықтықпен 1 ыдысқа ие болдық, оның деңгейі тұрақты деңгейде сақталады.

4.1-сурет.. Сұйық ағын режимдерін визуализациялау:

*a - Reynolds аппараты; b - ламинарлы (реактивті) режимде ағым;
1 - сұйықтықпен сыйымдылық; 2 - резервуары бар контрастын бояу; 3 -
шағын түтік; 4 - үлкен түтік; 5 - қран; 6 - түсті сұйықтық
турбуленттік жұмыс кезінде ағым*

Кемеден біз қарсы түтікшенің 5-жағымен тұрақты диаметрі 4 мөлдір түтікшесін саламыз. Бұл түтікте басқа түтікшені 3 едәуір кішкене диаметрді салыңыз. Біз оған контраст бояумен толтырылған 2-резервуарды қосамыз.

Клапанды 5 ішінара ашыңыз, сонда сұйықтық түтік арқылы әлсіз ұшымен ағып кете бастайды. Алынған ағым бояуды жұқа құбырдан шығарады. Нәтижесінде бүкіл ағынның бойында жұқа, түстік бұрылыс 6 пайда болады (4.1-сурет, б). Көрінетін ағын үлгісін алудың ұқсас әдістері ағынды визуализация деп аталады.

Бір уақытта бірнеше боялған жұқа түтіктер ағынға енгізілсе, бір уақытта бірнеше параллельді араласпайтын ағын байқалуы мүмкін.

Кранның ашылу дәрежесі артып, үлкен түтікке сұйықтық ағымы артады. Төмендегі ағын үлгісі байқалады:

- егер ағымның жылдамдығы U Reynolds сыни деп атаған белгілі бір құндылықтан асып кетпесе, түсті ағындар бүкіл ағым бойында және бүкіл тірі учаскеде олардың пішіні мен бағытын сақтайды;

- $U > ikr$ үшін, ағындар бөлшектердің қарқынды араласуы салдарынан жойылады, барлық ағын біртекті түспен боялады, жеке бөлшектердің траекториясын қадағалайды.

Екінші режимнің ерекшелігі: сұйықтық бөлшектер әртүрлі бағытта жеке жылдамдықпен қозғалады (4.1-сурет, с). Осы тік бағыты соңғы уақыт аралығындағы орташа жылдамдығын ғана сақтайды.

$U < ikr$ үшін орнатылған бірінші режим ламинарлы ағын режимі деп аталады және параллельді реактивті, «қабатты» ағымның сипаттамасымен сипатталады (4.1, b -суретті қараңыз).

$U > ikr$ үшін орнатылатын екінші режим турбулентті ағын режимі деп аталады және көлденең араласатын бөлшектердің кездейсоқ, хаотикалық қозғалысымен сипатталады (4.1-суретті қараңыз). Формула бойынша анықталған критерий

- формуладағы (4.2,a) және (4.26) дөңгелек құбырлар үшін, L өлшемді өлшемі ретінде құбыр диаметрі (кейде құбыр диаметрі) ауыстырылуы тиіс;

- дөңес емес құбырлар мен ашық арналар үшін, L типті өлшемі ретінде, тірі секцияның гидраттық радиусы $A_i = A_j\%$ (алмастыру формуласын қараңыз (3.1,a));

- Кішкентай кемшіліктер үшін 5, L шамасының орнына 25 мәнін ауыстырыңыз;

- U_0 -ның сипаттамалық жылдамдығы ретінде ағынның орташа жылдамдығы пайдаланылады, $p = 0 / A_j$, мұнда Q - шығыс жылдамдығы, ал A_j - тірі бөліктің ауданы.

Формуладағы (4.26) сыни жылдамдық эксперименттік түрде анықталады. Ол гидравликалық анықтамалықтарда жиі кездесетін сыни Reynolds санын Re^* деп есептейді.

Формуладағы (4.26) сыни жылдамдық эксперименттік түрде анықталады. Ол гидравликалық анықтамалықтарда жиі кездесетін сыни Reynolds санын Re^* деп есептейді.

Рейнольдс Re_0 және Re_2 сандарын белгілі бір жағдайларда білу гидротехникалық есептеулер үшін түбегейлі маңызды, өйткені тиісті формулаларды қолданудың дұрыстығына олар тәуелді болады.

4.3. Құбырдың ұзындығы бойынша гидравликалық шығындар

Бұрын айтылғандай, сұйықтық ағыны ұзақ ағындарда біртіндеп өзгереді, жолдың жоғалуы немесе ұзындығы бойынша шығындармен бірге жүреді. Құбырдың жобалық учаскесінде бұл шығындар құбырдың ұзындығы мен диаметріне (гидравликалық радиусы), сұйықтық ағынының жылдамдығына байланысты. Шығындарды анықтау үшін жалпы Darcy-Weisbach формуласы қолданылады (ламинарлы және турбулентті ағындар үшін қарамды):

француз гидравликасының құрметіне).

Коэффициентінің нақты мәні Р-ның санына және құбырдың геометриялық пішініне байланысты таңдалады. Гидравликалық үйкеліс (қарсылық) мәселелері одан әрі талқыланады. Ламинарлы ағын режимі кез келген ұзындықтағы құбыр бөлігіндегі Дрт қысымының гидравликалық ысырабын эксперименттік деректермен келесі формула бойынша жақсы келісу арқылы теориялық түрде анықтауға болады:

$$\Delta p_r = \frac{32\mu l}{d^3} U_{cp}$$

Осы формуладан ламинарлы ағын режимінде гидравликалық шығындар ағынның жылдамдығына тікелей пропорционалды болып табылады.

Формула (4.4) алдымен 1840 жылы француз дәрігері Дж. Паусейилмен алынды, сондықтан оның белгілеген тәуелділігі Пойсев заңы деп аталады.

Бөлгіш пен номиналдың 2 сп-ға көбейтілуін және кинематикалық тұтқырлық коэффициентін $\nu = \rho / \rho$ коэффициентін енгізіп, төмендегідей нысанды (4.4) азайтамыз:

$$(4.5) \quad \Delta p_r = 64\nu \frac{l}{d^3 U_{cp}} \frac{\rho U_{cp}^2}{2}.$$

Рейнольдс нөмірін бөліп алайық: $Re = \frac{U_{cp} d}{\nu}$.

$$(4.6) \quad \Delta p_r = \frac{64}{Re} \frac{l}{d} \frac{\rho U_{cp}^2}{2}.$$

Осы нәтижені формуламен (4.3) салыстыра отырып, ламинарлы ағын режиміне арналған Дарси коэффициенті мына форманы алады:

өйткені сұйықтықтың тұтқырлығы ағынның көлденең қимасы бойынша біркелкі емес: бұл құбыр қабырғаларында жоғары және ағым осінде төмен болады.

4.4. Турбулентті ағын жағдайларында гидравликалық шығындар

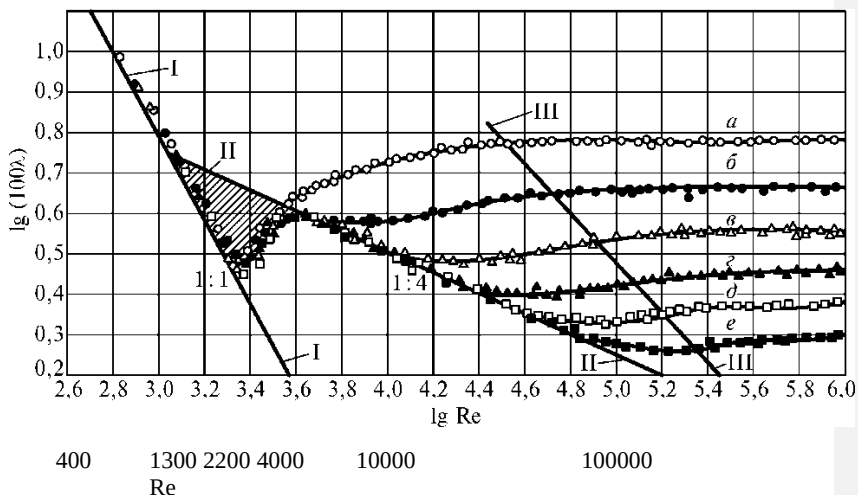
Турбулентті ағындық режимде ағынның күрделі гидродинамикалық құрылымы бар. Жоғарыда айтылғандай, сұйықтық бөлшектердің параллель-нострилдік қозғалысы әртүрлі бағытта жылдамдықтарын иеленетін хаотикалық араластыруымен ауыстырылады, тек орташа жылдамдық белгілі бір уақыт интервалында аудару сипатына ие болады. Бұл жағдайда, ламинарлы режимге келетін болсақ, ағынның қабырғаларына жақын орта жылдамдық нөлге тең және олардан қашықтығы артады. Нәтижесінде, турбулентті режимде ағынның ламинарлық сипаты сақталатын ағымның бір бөлігі болады.

Егер ағынның бұл бөлігі тірі көлденең қиманың маңызды бөлігін алып жүрсе, онда ағынның турбулентті ядросы - жоғары жылдамдықтағы аймақ бар деп айтылады. Бұл ағын режимі уақытша деп аталады. Турбулентті дамыған кезде ламинарлық ағымдар қабырғаларға жақын орналасқан.

Орташа ағын жылдамдығы неғұрлым жоғары болса, ламинарлы қабаты жұқарады. Дегенмен ол гидравликалық төзімділікті қалыптастыруда маңызды рөл атқарады, өйткені қабырғаның жанында гидравликалық үйкелу күштері ең маңызды болып табылады. Бұл жақын қабат қабаты гидроидаларда (және гидродинамикада) шекаралық қабат деп аталады. Нақты гидравликалық құбырлар мен каналдардың қабырғалары олардың өндірісінің технологиялық ерекшеліктеріне немесе бетінің физикалық құрылымына байланысты белгілі бір дәрежеде, кедір-бұдырмен сипатталады. Турбулентті режиммен дамыған бұл бұзылулар гидравликалық шығындарға түбегейлі әсер етеді. Бұл турбулентті режим ламинарлы режимнен ерекшеленеді, онда қабырғалардың қаттылығы ешқандай рөл атқармайды.

1932 жылы Германияда өмір сүрген грузин гидрейшні И. Никурадзе ұзын цилиндрлік құбырлардағы гидравликалық ысыраптарды зерттеу нәтижелерін жариялады, ішкі бетінде

салыстырмалы кедірі есептелді:



4.2-сурет. Никурадзенің кестесі:

о — $r/D = 15$; • — $r/D = 30,6$; Δ — $r/D = 60$; $\blacktriangle$ — $r/D = 126$; $\square$ — $r/D = 252$; $\blacksquare$ — $r/D = 507$

Мұндағы D - түтік бетіндегі жоталардың шығу биіктігі; d - құбырдың диаметрі.

Никурадзенің кейбір графиктері күріш. 4.2. Осы графиктердің маңыздылығы есептелген гидравликалық формулалардың қолданылу саласын анықтайтын факт болып табылады. А-е қисықтары D / r салыстырмалы кедіріне қарама-қайшы келетін мәндер үшін құрастырылған.

Сандар ауқымында 400-ден 1 000 000-ға дейін ағындарда бірнеше сипаттамалық режимдер бөлінуі мүмкін:

- Re 1 300 деңгейінде тұрақты жағдайда ламинарлы режим байқалады, ол жақсы жағдайларда Re 2,200 дейін болуы мүмкін, сондықтан құбырлардың кедірі гидравликалық шығындарға әсер етпейді. Тәуелділік $l = f(Re)$ іс жүзінде формулаға (4.6) сәйкес келеді (I-I диаграммасында, 4.2-сурет);

мүмкін;

• $4\,000 < Re < 100\,000$, II-II диаграммасы (Blasius сызығы деп аталады) шекаралық қабаттың қалыңдығы біркелкі емес жоталардың мөлшерінен асатын ағындық режимдерді сипаттайды.

Бұл гидравликалық тегіс құбырлар. Мұнда 1 коэффициенті келесі формасы бар Blasius формуласымен анықталады:

$$(4.8) \quad \lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Гидравликалық жетекті жүйелерде мұнайдың шығыны, әдетте, 10 м / с-тан аз болғандықтан және құбыр диаметрлері сирек 30 ... 50 мм-ден асады, олар үшін Re -ге тән сандар, әдетте, 4 000-ға жуық $\ll Re < 200\,000$ аралығында болады. Сондықтан коэффициентті анықтау 1, бұл формула, гидродивидте қолданылады

• III-III графиктің оң жағында шаршы кедергі аймағы бар. Бұл тұрақты және дамыған турбуленттік аймақ. Мұнда гидравликалық ысыраптар Re санына тәуелді емес, бірақ кедір-бұдырлыққа байланысты, себебі ламинарлы шекаралық қабаттар соншалықты жұқа, олар өздерінің өрнектерін жасырмайды.

Гидравликалық жүйелерде пайдаланылатын құбырлар біркелкі кедір-бұдыр болып табылады, олардың құны көптеген факторларға байланысты және статистикалық дисперсияға ұшырайды, сондықтан арнайы гидравликалық сынақтардың көмегімен анықталады.

Бұдан алынған орташа мән балама кедір-бұдырмен есептеледі. Әдетте сілтемелерде құбырлардағы гидравликалық ысыраптарды есептеу үшін берілген. Басқа есептік формулалар туралы ақпаратты анықтамалық әдебиетте қажет болған жағдайда табуға болады [3, 8].

4.1. Жергілікті гидравликалық шығындар

Түтікшенің қысқа бөлімінде ағымның тірі бөлігінің немесе

аталады.

Жергілікті гидравликалық ысыраптарды анықтау үшін, Weisbach жалпы формуласы қолданылады, ол қысымды жоғалту үшін келесі формамен:

$$(4.9) \quad \Delta p_f = \zeta_f \frac{\rho U^2}{2}.$$

Бұл формулаға енетін Mg өлшемсіз коэффициенті жергілікті қарсылық коэффициенті деп аталады. $Re > Re^*$ коэффициенті $Zj = const$ болып табылады, яғни, мұндағы жергілікті шығындар саны санына байланысты емес. $Re \ll Re^*$ Индексі бұл коэффициентті геометриялық тұрғыдан ұқсас кедергілер түрінде алу керек екенін көрсетеді.

Орташа ағынның жылдамдығы $U_{ср}$ шығыс бөлігіндегі көлденең қима бойынша анықталады. Егер белгілі бір жергілікті қарсыласу кезінде Δp_f қысымының жоғалуы белгілі болса, онда формуланың (4.9) көмегі арқылы белгілі A_c -қима ауданы үшін осы кедергісі бар құбырдың көлденең қимасы арқылы өтетін сұйықтық ағынының жылдамдығын анықтау мүмкін болады:

$$(4.10) \quad Q = \mu A \sqrt{\frac{2 \Delta p_f}{\rho}}.$$

Осы формулаға енгізілген коэффициент, ағым коэффициенті деп аталады және формула бойынша анықталады

$$(4.11) \quad \mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_f}}.$$

Турбулентті дамыған жергілікті кедергілер коэффициенттері сыни сандардың үстінен іс жүзінде тұрақты болып табылады. Ламинарлы ағынның турбулентті режиміне айналатын сыни нөмірлері Re_c , жергілікті кедергілер үшін тікелей цилиндрлік құбырларға қарағанда. Осылайша, $Re_c < 1000$ қисық құбыр үшін, $Re_c = 550 \dots 700$ клапандары үшін, $Re_c = 20 \dots 100$ клапандары үшін айтарлықтай аз.

ағынның орташа жылдамдығына тікелей пропорционалды екенін қалай дәлелдей алады?

4. Никурадзе диаграммаларындағы төрт тән аймаққа қандай негіздерді бөлуге болады?

5. Қандай гидравликалық шығындар жергілікті деп аталады және жалпы жағдайда қалай есептеледі?

6. Жергілікті гидравликалық кедергі коэффициенті белгілі болғанда, шығыс коэффициентін қалай анықтау керек?

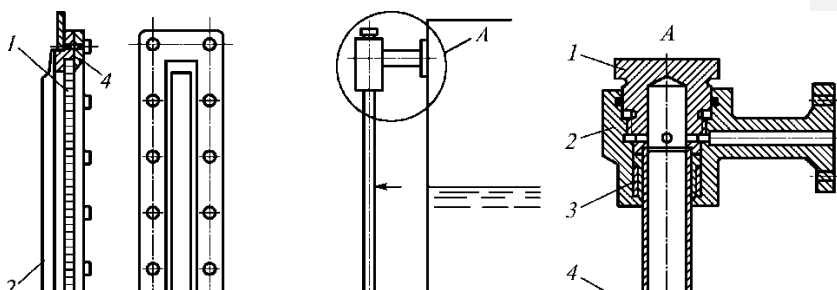
5-тарау

ГИДРОУЛДЫҚ ӨЛШЕУІШ АСПАПТАР

5.1. Сұйықтық деңгейін өлшейтін аспаптаржәне қысым

Түрлі танктердегі сұйықтық деңгейі (цистерналар және т.б.) өлшеуіштер деп аталатын құралдармен өлшенеді. Ең қарапайым деңгейдегі өлшеуіштер деңгейлік өлшеуіштер деп аталады. Сызықтық көрсеткіштердің екі конструкциясы күріш. 5.1. Су деңгейін өлшейтін әйнек цистернаның қабырғасының үстіне орнатылады (5.1-сурет, а). Құрылымдық жағынан, осындай әйнек мөрленген мөлдір қақпағы бар жеке қорап түрінде жасалуы мүмкін. Қажет болса, су бокстарына бөліктер немесе өлшеу сызғыштары қолданылады.

Екінші конструкцияның деңгей көрсеткіші (5.1-сурет, б) бір немесе екі тесік арқылы контейнерге қосылған механикалық зақымдан қорғалған шыны түтік түрінде жасалады. Кеме қатынасы туралы заңға сәйкес, түтіктегі деңгей резервуардағыдай деңгейде орнатылады.

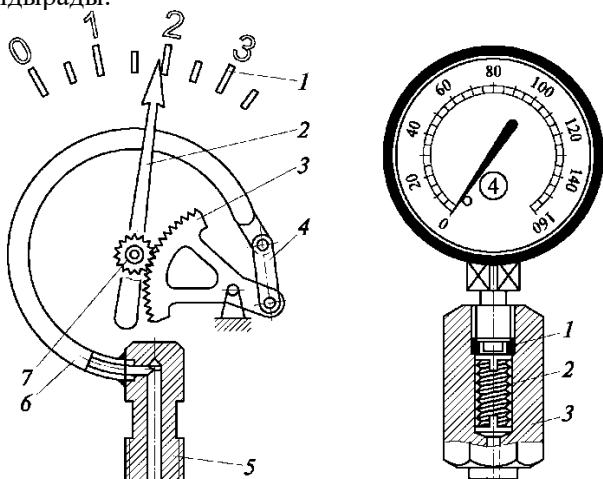


кадрға; b - құбырлы габаритті өлшем: 1 – шыны түтік; 2 - толтыру қорабы бінка; 3 - фланецті басы; 4 – бұрандалы итепсель

Қысымды өлшеуге арналған аспаптар, олардың дизайны мен жұмыс принципі әртүрлі. Жалпы, оларды үш топқа бөлуге болады. Бірінші топқа тікелей өлшеу құралдары - *пьезометрлер және сұйық манометрлер* кіреді (2.4-бөлімін қараңыз).

Бірқатар себептерге байланысты олар іс жүзінде жылжымалы жабдықтардың гидравликалық жүйелерінде пайдаланылмайды. Екінші топқа өлшенген қысым көрсеткіштің қозғалысы (көрсеткілер немесе вернер) түрлендірілген механикалық өлшеуіштер мен вакуумдық өлшеуіштерден тұрады. Үшінші топқа өлшенген қысым электр сигналына түрлендіруге негізделген электромеханикалық қысым өлшеуіштері кіреді.

Ең жиі қолданылатын серпімді өлшеу элементі бар механикалық манометрлер (5.2-сурет) бар. Бұл қысым датчигі 6-дан икемді өлшеу құбыры бар жартылай шеңберге бекітілген корпуста тұрады. Түтіктің бір шеті герметикалық түрде тығыздалған, ал екіншісі 5-ке қосылып, манометр қысым өлшеу объектісіне қосылған. Бұл қысым әсерінен, икемді түтік қисаюын азайтады, ол икемді түрде деформацияланады. Түтіктің бос тетігін тұтқыш жүйесі арқылы жылжытады және тісті беріліс бөлімі 3 бумды айналдырады.



лақап аты: 1 - O-ring; 2 - фитинг; 3 - бұрандалы дроссель

2. Оның айналу бұрышы өлшенген қысымға пропорционалды. Бұл қысымды анықтау үшін қысымды бірлікте цилиндр 1 деп бағаланады.

Егер мұндай манометр қысымды пульсирующим компонент бар объектіге қосылса, өлшемдердің дәлдігін айтарлықтай азайтатын күшті діріл көрсеткілері кейде оларды мүлдем мүмкін емес етеді. Осындай тербелістерді болдырмау үшін манометрді адаптер арқылы жалғау ұсынылады (5.2-сурет, б), бұл жағдайда 3-спиральды шок 3 орнатылып, тербелісті демонстрациялайды. Осындай мақсаттар үшін тербелмелі клапан (диаметрі 0,2 мм) шағын тесікпен (5.2, а-суретті қараңыз) миниатюралық таиба түрінде қолданылады.

Механикалық манометрлердің басқа конструкцияларында серпімді элементтер ретінде диафрагмалар мен сөрелер қолданылады. Қысым (дифференциалдық өлшеуіштер) мен вакуумдық өлшеуіштердегі айырмашылықты өлшеуге арналған механикалық қысым датчигі бар.

Мұндай құрылғылардың сөзсіз артықшылығы - олардың сенімділігі, сыртқы жұмыс жағдайына тәуелділігі.

Барлық манометрлер өлшенген қысымның шекті мәніне, өлшеу дәлдігі мен корпустың диаметріне сәйкес жіктеледі. Ресей стандарттарына сәйкес манометрлерде 6 дәлдік класы бар: 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5 және 4. Бұл жағдайда R_m дәлдігі класы А ең үлкен өлшеу шкаласының қысым өлшемдерінің жоғарғы шегіне қатынасы ретінде белгіленеді: $R: R_m = A / P$. Манометрлер, сонымен қатар, корпустың өлшемі мен дизайны бойынша ерекшеленеді.

Операцияға байланысты, аспаптық кескіннің жоғарылауына байланысты манометрді оқу дәлдігі төмендеуі мүмкін. Сондықтан, қолданыстағы ережелермен белгіленген кезеңдерде құрылғыны тексеру - стандартты дәлдіктің басқа құрылғыны көрсетумен оқу көрсеткіштерін бақылауды тексеру қажет. Бұл жұмыс тек арнайы және лицензияланған метрологиялық қызметтермен жүзеге асырылады.

өлшеуіш танкі пайдаланылады.

Оған жүйеден ағызу құбыры келтіріледі, оны өлшеу керек шығындар. Құбырдың басқарылатын ажыратқыш клапаны бар. Ағым формула бойынша анықталады.

$$Q = \frac{A_0(h_{\max} - h_{\min})}{t_0},$$

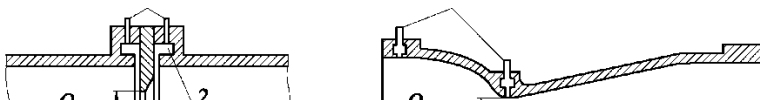
мұндағы J_0 өлшеу цистернасының көлденең қимасы; $h_{\max}$ және $h_{\min}$ - резервуарды толтырған кезде шыны деңгейімен анықталған ең жоғары және ең төменгі деңгейлер; t_0 - цистернаны толтыру уақыты.

Өлшеудің жаппай әдісінде цистерналар шкала бойынша орналастырылады, содан кейін сұйықтық толтырылады. Өлшеу кезінде сұйықтықтың белгілі массасы цистерна кіретін уақыт анықталады. Бұқаралық ағын бұл массаны толтыру уақытына бөлу арқылы анықталады.

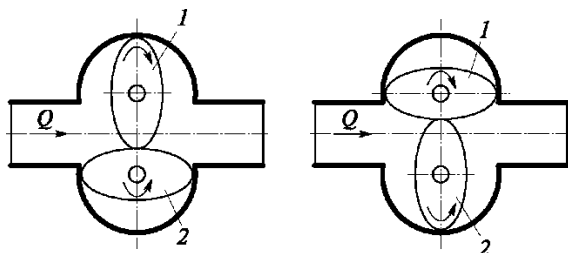
Ағындарды өлшеудің гидродинамикалық әдістері негізінен диафрагмалар мен диффузорлық шығын өлшеуіштерін өлшейтін арнайы өлшеу құрылғыларымен жергілікті қысымды жоғалтуға негізделген (5.3-сурет). Гидродинамикалық шығын өлшегішті дроссель диафрагмасымен (дроссельной шайба) қолдану арқылы (5.3, а) өлшеу диафрагманың 3 қысымының төмендеуі өлшенеді. Дәлірек нәтижеге жету үшін, диафрагма алдында және оның артында, манометрдің қосылу нүктелеріндегі қысымды теңестіретін айналма арна 2 қолданылады. Ағым жылдамдығы формула бойынша анықталады

$$Q = \mu_p \frac{\pi d^3}{4} \sqrt{2pgh_m},$$

Мұнда μ_p - шығыстар коэффициенті калибрлеу тесттерімен немесе арнайы каталогтармен анықталады; d - диафрагма диаметрі; H_m - дифференциалды қысым көрсеткішінің көрсеткіштері. 1 1



арна; 3 - дроссельной диафрагма (дроссельная шайба); b - ағын өлшеуге арналған шүмек; 1 - дифференциалды қысым көрсеткішін қосу үшін қосылыстар; 2 - қысымды теңестіретін сақиналы арналар; Q - тұтыну; Диафрагма диаметрі



5.4-сурет. Гидравликалық шығыс өлшемі.

1, 2 - өзара конвьюленген сопақ тісті доңғалақтар; Q – тұтыну

Көлемді әсердің механикалық шығыс миксерлерінің бірі 5.4-суретте көрсетілген. Бұл шығын өлшегіште бір-бірімен үнемі араласып, екі жабық камераны қалыптастыратын 1 және 2 эллиптикалық тісті дөңгелектер бар.

Құрылғының қуысына кіретін сұйықтың қысымының әсерінен, ротордың әрқайсысы үшін сұйықтың ағымдық арнасына берілген көлеміне рұқсат етіледі. Кезектің саны санақпен есептеледі. Flowmeter арқылы шығыс формула бойынша анықталады

$$V = B_p n,$$

мұнда B_p - шығын өлшеуіштің көлемдік тұрақтысы; n - айналым революциясының саны.

Өлшеу уақытына арналған тісті берілу жылдамдығын бөліп, біз ағым аламыз. Осы типтегі шығын өлшеуіштері автоматты түрде өлшеуді өлшеу уақытында өлшенген, шығыс қондырғыларында калибрленген, жанармай құю станцияларында, жанғыш материалдарды сақтауға арналған қоймаларда кеңінен қолданылады [7].

Сынақ сұрақтары

II БӨЛІМ.

ГИДРОПРИВОД КӨЛЕМІ

6. - тарау.

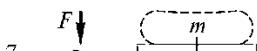
ГИДРОПРОВОД КӨЛЕМІ ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ АҚПАРАТ

6.1. Үш өлшемді гидравликалық жетекті жұмыс принципі

Техникадағы жетегі - бұл негізгі қозғалтқыштан электр жетегіне күш ағыны немесе күш беру үшін арналған құрылғы. Құрылыс және жол машиналарында механикалық, гидравликалық, электрлік және пневматикалық жетектер қолданылады.

Мұндай дискілердің күш бөлігі кейде трансмиссия деп аталады, әсіресе, егер жетектің айналмалы қозғалыс құрылғысы болса. Олардың барлығының өз ерекшеліктері бар және оларды қолдану нақты техникалық міндеттерге, мақсаттарға және жұмыс тиімділігіне байланысты. Бұл бөлімде тек гидравликалық дискілер мен олардың бөліктері қарастырылады.

Гидравликалық диск жетегі - қысымның астында сұйықтық арқылы жетекті немесе механизмді басқаруға арналған техникалық жүйе. Гидравликалық қозғалтқыштың негізгі компоненттері - гидравликалық машиналар (гидравликалық машиналар). Мұндай дискілердің екі түрі бар, атап айтқанда, гидродинамикалық әрекеттің гидромашиндері қолданылатын гидроменді трансмиссиялар және көлемдік гидравликалық дискілер,



6.1-сурет. Гидравликалық ұясы

көлемді (ауыстыру) әрекеттердің гидравликалық машиналары қолданылады.

Үшөлшемді гидравликалық жетекті жұмыс принципін түсіндіру үшін сұйықтық толтырылған 2 және 5 цилиндрлерге орналастырылған 1 және 6 түрлі диаметрлі екі поршеньнен тұратын құрылғыны қарастырамыз (6.1-сурет). Бұл цилиндрлер түтік 3 арқылы байланысады. Мысалы, поршеньдер жеңіл емес, поршеньдер мен қабырғалар арасында үйкеліс күштері жоқ. Содан кейін, байланыс кемелерінің заңына сәйкес екі поршень S-S деңгейінде орнатылады, бұл деңгей жазықтық ретінде қабылданады. F-ның күші 7-тұтқаға қолдана отырып, біз аз поршканы Aз1 қашықтыққа қарай жылжытамыз, содан кейін үлкен поршень Aз2 биіктігіне қарай ауысады, оны біз үздіксіздік жағдайынан табамыз:

$$(6.1) \quad \Delta z_2 = \Delta z_1 \frac{A_{n1}}{A_{n2}},$$

онда An1 және An2 шағын және үлкен поршенділердің көлденең қимасы болып табылады.

Aз2 биіктігі поршеньдердің көлденең қимасының арақатынасына кері пропорционалды. Паскаль заңына сәйкес, кішкене поршень астында, артық қысым болады

$$(6.2) \quad p_{н\delta} = p_0 + \rho g h,$$

Мұнда $h = AZ2 - (-AZ1) = AZ1 + A\varphi$.

Үлкен поршеньдегі артық қысым нөлге тең болады (поршеньдер жеңіл!). Тұтқадағы әсерді алып тастаймыз. Содан кейін поршеньдер, байланыстағы кемелердің заңына сәйкес, бастапқы күйіне (тек қана көлемдік күштердің әрекет етуімен!) оралады.

Біз үлкен массасы бар үлкен поршеньді 1 жүктеп аламыз, бастапқы ұстанымдағы кішкене кеуекті 6 ұстаймыз. Статикалық тепе-теңдік кезінде гравитация кіші поршеньдік реакциямен

F₁ күш F₂ қарағанда төмен болады:

$$(6.4) \quad F_1 = p_m A_{m1}, \quad F_1 = F_2 \frac{A_{m1}}{A_{m2}}.$$

Егер аз поршень Азиеге катадыдан араласса, онда үлкен поршень формуласы (6.1) сәйкес $Az2$ биіктігіне көтеріледі. Содан кейін, төменгі қысымды поршеньдік қысым қысымына (6.2) және (6.3): $p_s = p_u + p_m$ сәйкес келуі керек, бірақ егер массаж m жеткілікті үлкен болса және $Az2_{mal}$ биіктігі буса болса, онда гидростатикалық құбылыстың қысымдары туралы ескертіледі.

Мұндай құрылғының басты ерекшелігі оның сұйықтық көлемін цилиндрдің жолақтарынан ауыстыру негізінде жүзеге асырылады. Бұл құрылғы жүк көтеру үшін қолданылуы мүмкін, бірақ оның үш негізгі кемшілігі бар.

Ең алдымен, күштің айтарлықтай өсуіне қол жеткізу үшін кішкене поршеньнің көлденең қимасы үлкен поршеньнің көлденең қимасынан әлдеқайда аз болуы керек. Бірақ бұл жағдайда формулалардан (6.1) және (6.4) төмендегі кішкене поршеньді үлкен поршеньдегі insult қанша болуы керек, күшіне қанша рет жету керек. Екіншіден, үлкен поршень бастапқы уақытқа аз уақыт кетпестен қайтарылмайды. Үшіншіден, поршеньдердің қабырғалары мен цилиндрлер арасындағы бос жерлер болуы мүмкін, ол арқылы сұйықтық ағып кетуі мүмкін.

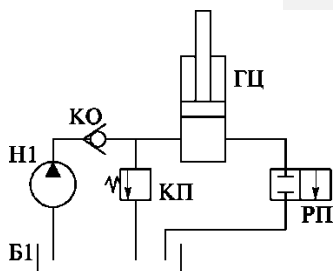
Екі клапанды шағын цилиндрге қосамыз (6.1-суретті қараңыз). Бірінші клапан $K1$ шағын цилиндрден 5 жүк цилиндріне дейін және 2-резервуардан екінші цилиндр 5-тен кішкентай цилиндрге дейін 5 өтетін сұйықтықты (осы клапандардың орналасуы тек бір бағытта ғана ағып кетуі мүмкін) өткізе алады. Жүк цилиндріне 2 қосқышты (ағынды таратушы) RP -ді қосыңыз.

Енді, 7 жұмыс тетігінен кіші поршеньді 6-ның әрбір сәті алты ірі цилиндрге өтімділік белгілі бір көлемін: $AV = A_{u1}Az1$ және артқа жылжу үшін - бірдей көлемді сыйымдылықтан қалпына келтіруге болады. $K1$ және $K2$ клапандары автоматты түрде сұйықтықтың қажетті бағытта қозғалуын қамтамасыз етеді. Кішкене поршеньмен жұмыс жасаған соң, сұйықтық көлемінің үздіксіздігі жағдайына қарай, төмендегі қатынасқа байланысты үлкен поршеньді $Az2$ биіктігіне көтеріңіз:

$$\Delta V_{n1} = A_{u1} \Delta z_1$$

болады. Осы принцип бойынша жұмыс істейтін құрылғы гидравликалық гитара

деп аталады, оған ең қарапайым мысал көлемді гидроэнергия және орнату немесе жөндеу құралдары кеңінен қолданылады. Тері тесіктеріне қолмен емес, 6 шағын цилиндрде, камерам беріліспен және электр қозғалтқышымен телем. Содан кейін біз гидравликалық-эксцентрлік поршень-сорғы, гидравликалық схема ол. 6.2-суретте. Осылайша, әрекет принципі Жоғарыда көрсетілген схема тұрады оған сәйкес, цилиндр 2 пайдалы нәтижесі көзден ауытқып кеткен сұйықтықтың белгілі бір көлемі тұтыну - біздің жағдайда шағын цилиндр 6. Бұл жылжымайтын мүлік – заманауи, олар үш өлшемді гидравликалық диск деп аталды.



Сурет. 6.2. Гидравликалық баспасөз схемасының диаграммасы:

*ГЦ - гидравликалық цилиндр;
РП - Гидравликалық ағынд таратушы;*

6.2. Үшөлшемді гидравликалық дискінің негізгі элементте

Үшөлшемді гидравликалық жетек, әдетте, екі функционалдық міндетке тағайындалады: қуатты беру (қозғалыс немесе күш) және осы функцияны бақылау. Осыған сәйкес, гидравликалық драйв әдетте кем дегенде екі негізгі бөліктен тұрады: гидравликалық жетегі және гидравликалық басқару жүйесі.

Гидравликалық жетегі гидравликалық машиналар көмегімен күш немесе күш беру үшін арналған техникалық құрылғы болып табылады. «Гидротрансмиссия» термині жиі қолданылады.

Гидравликалық басқару жүйесі - қуат жетегін басқарудың қолмен немесе автоматты түрде басқарылуын қамтамасыз ететін құрылғылар жиынтығы.

Қарапайым жағдайларда кем дегенде екі гидравликалық машиналар гидравликалық жетектердің бір бөлігі болуы керек:

сұйықтығының, басқару қондырғыларының, арнайы мақсаттағы гидротехникалық жабдықтардың (гидроаппаратураның) қажетті техникалық жағдайын қамтамасыз ететін кондиционерлер.

Құбырлар жұмыс сұйықтығын жеткізу және шығару үшін қызмет етеді. Гидравликалық дискілерде металл құбырлардан жасалған және резеңке немесе полимерлі илангілер мен металл илангтардан жасалған икемді құбырлар қолданылады.

Гидравликалық сыйымдылықтар жұмыс сұйықтығының минималды қажетті қорын сақтауға және ашық немесе герметикалық цистерналарға қызмет етеді. Гидроэлектрлік қондырғыларға сондай-ақ, гидропневматикалық аккумуляторлар, тығыздалған көлемде газды қысу арқылы гидравликалық жүйенің жұмыс сұйықтығының механикалық энергиясын жинақтауға арналған құрылғылар кіреді.

Әрбір гидравликалық жетегі гидравликалық жабдықпен жабдықталған. Оның бір түрі оның элементтері арасында сұйықтық ағындарын үлестіру және қайта бөлу, олардың параметрлерін өзгерту (реттеу), оларды айналдыру, тоқтату және ауыстырып қосу арқылы гидравликалық жетекті басқаруға арналған құрылғылар болып табылады.

Гидравликалық турбиналарды реттейтін гидравликалық ағындық дистрибьюторлар, гидравликалық дистрибьюторлар және т.б. жиі пайдаланылады, олармен бірге электрлік сигналдарды түрлендіру арқылы ағынның немесе қысымның өзгеруін бақылау жүзеге асырылатын құрылғылар кеңінен қолданылады. Мұндай құрылғылар электр гидравликалық қуат күшейткіштері деп аталады.

Гидравликалық драйвтың маңызды бөлігі - гидравликалық жүйені шамадан тыс жүктемелерден қорғау үшін, ең жоғарғы рұқсат етілген қысымды шектейтін қауіпсіздік клапандары.

Сондай-ақ, сұйықтықтың тек бір бағытта ағып кетуіне мүмкіндік беретін есептегіш клапандар қолданылады; гидравликалық жүйеде тұрақты орнатылған қысым деңгейін ұстап тұруға арналған клапандарды толтыру, қысымды төмендету

аталатын құрылғылар тобын құрайды.

Қысымды өлшеу аспаптары, шығын санауыштары және термометрлер сияқты аспаптық құралдар, дискінің жұмыс сипаттамаларын өлшеу үшін қолданылады. Гидравликалық жетекті арнайы гидравликалық элементтерді қамтуы мүмкін.

6.3. Суреттерге гидравликалық басқарылатын элементтердің рәміздері

Гидравликалық дискілердің бастапқы жобалау құжаттамасын дайындауды жеңілдету үшін іс жүзінде принциптік гидравликалық схемалар кеңінен қолданылады. Бұл сызбалар гидросистеманың құрамын бейнелеудің графикалық әдісін және оның элементтерін дәстүрлі рәміздерді қолдана отырып бір-бірімен байланыстыру сызығын білдіреді.

Осындай белгілердің қысқаша мазмұны ГОСТ 2.781-96 «Жобалау құжаттамасының бірыңғай жүйесі». Гидравликалық және пневматикалық аппараттар, бақылау құрылғылары және бақылау-өлшеу құралдары» 1-қосымшада келтірілген.

Осы стандартқа сәйкес, әрқайсысы әліпбилік символы бар электронды схемалардың бес түрі бар: Е - электрлік; D - гидравликалық; П - пневматикалық; К - кинематикалық және С - аралас. Осы түрлердің әрқайсысы 7 түрге бөлінеді.

Схемалардың осы түрлеріне дәйекті нөмірлер беріледі: 1 - құрылымдық диаграмма; 2 - функционалдық диаграмма; 3 - схемалық диаграмма; 4 - қосылыстардың диаграммасы; 5 - қосылу схемасы; 6 - жалпы схема; 7 - құрылымдық диаграмма. Құрылымдық құжаттаманың парақтарында әріптер мен сандардың комбинациясы келтірілген, мысалы, G6 - жалпы гидравликалық сызба. Схемалар арасында ең үлкен үлестірім құрылымдық принципті схема мен байланыс схемасын алды.

Ережелер, егер бұл визуалды ойлармен туындаса, тізбектердегі құрылғылардың жеңілдетілген түрлерін бейнелеуге мүмкіндік беріледі.

Болашақта бұл ережелер бірнеше рет қолданылатын болады. Еуропада Құрама Штаттар мен Жапония схемаларды бейнелейтін ережелерді басшылыққа алады.

Стандарттау ISOR1219 халықаралық ұйымының ең көп тараған ұсыныстары, ГОСТ 2.781 - 96 талаптарынан аз ерекшеленеді.

Сынақ сұрақтары

1. Гидравликалық жетектің принципі қандай?
2. Гидравликалық жетектің принципі қандай?
3. Гидравликалық қозғалтқышқа қай гидравликалық машиналар мен гидравликалық жабдықтар кіреді?
4. Гидравликалық тізбектердің элементтерінің стандартты шартты бейнесі қандай мақсатта пайдаланылады және осы тізбектерді бейнелеудің негізгі ережелері қандай?

7. - тарау

ГИДРОМАШИНА КӨЛЕМІ ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ АҚПАРАТ

7.1. Гидравликалық машиналардың жобалау және жұмыс істеу принципі.

Гидравликалық машина - бұл жұмыс принципі сұйықтың механикалық энергиясын пайдалануға негізделген техникалық құрылғы. Сыртқы қозғалтқыштың энергиясын сұйық ағынның механикалық энергиясына түрлендіретін гидравликалық құрылғы сорғы деп аталады және сұйықтың ағынының шығыс қондырғысының энергиясына түрлендіретін энергиясы гидравликалық қозғалтқыш (гидравликалық мотор) болып табылады.

Қазіргі заманғы технологияларда сорғылар мен екі типті гидравликалық қозғалтқыштар негізінен пайдаланылады: лобалды немесе гидродинамикалық машиналар, үш өлшемді гидравликалық машиналар немесе қондырғылар.

Гидродинамикалық машиналардың құрылысы олар арқылы өтетін сұйықтың ағыны мен роторлы жүздің жүйесі арасындағы өзара әрекеттесудің физикалық принциптеріне негізделген.

Құрылыс және жол техникасында мұндай пневматикалық сорғылар ішкі жану қозғалтқыштары үшін салқындатқыш жүйеде, суды ағызу үшін және топырақтың гидротехникалық қондырғыларында (сазды қабықшаларда) қолданылады.

Генераторлы гидравликалық қозғалтқыштар, әдетте, гидротурбиналар деп аталады, олар гидроэлектрстанцияларының негізгі гидроэнергетикалық құрылғылары.

Қалақтардың гидравликалық машиналары пайдаланылатын басқа аймақ - гидродинамикалық трансмиссиялар - гидродинамикалық трансформаторлар және гидродинамикалық қондырғылар деп аталады.

машиналар сорғылар мен гидравликалық қозғалтқыштар ретінде қолданылады.

нақты көлемді гидравликалық станциядан және өте күрделі қосымша жабдықтан тұрды.

Көлемді гидравликалық қозғалтқыштардың арасында айналмалы шығу білігі бар конструкциялар бар, олар әдетте гидравликалық қозғалтқыштар деп аталады. Сонымен қатар, гидравликалық қозғалтқыштар да бар, олар реакторлық қозғалысты орындайды, олар гидролиметрлер деп аталады.

Үшөлшемді гидравликалық машинаның жұмыс істеу принципін жүзеге асыру үшін ішкі көлемі жабық болуы қажет, ол көлемін өзгертуге болатын сұйықтықпен толтырылады. Мұндай кеңістіктің көлемі соңғы мәнге ие болғандықтан, толтыру процесі ауыстыру процесі арқылы ауыстырылуы тиіс. Сондықтан гидромашин жұмыс істеп тұрған кезге дейін екі процесті циклдік және үздіксіз орындау керек.

Сұйықтықтың көлемін өзгерту және ауыстыру - арнайы құрылымдық элемент арқылы қамтамасыз етілуі керек. Бұл сұйықтықтың белгілі бір бағытта гидролизге ағуы үшін көлемді гидравликалық қондырғыны жобалау кезінде толтыру және ауыстыру үшін каналдардың тиісті ауысу мүмкіндігі ұсынылады.

• Ақыр аяғында, отын қозғалысын қамтамасыз ету үшін механизм немесе құрылғы қажет. Осылайша, кез келген үш өлшемді гидравликалық құрылғы төрт негізгі құрылымдық элементтермен сипатталады:

• *жұмыс қуаты - гидротехниканың жұмысы кезінде оның көлемі циклді түрде өзгертін жабық ішкі кеңістік;*

• *жұмыс қуысының көлемін өзгертуді қамтамасыз ететін электр қондырғысы;*

• *ағындық дистрибьютор - көлемді гидравликалық құрылғы арқылы сұйықтықтың қозғалысын қамтамасыз ететін құрылғы;*

• *жылжымалы қондырғының қозғалысын қамтамасыз ететін жетек механизмі.*

7.2. Көлемді гидравликалық машиналардың негізгі параметрлері

техникалық сипаттамасын анықтайтын әртүрлі коэффициенттерге енгізілген. Әдетте жұмыс көлемі k әрпі арқылы белгіленеді (кейбір авторлар оны w деп белгілейді). Жұмыс көлемінің анықтамасынан, оның өлшеу бірлігі - біліктің бір революциясымен бөлінетін көлемнің бірлігі. (SI деректері бойынша) Бір революция үшін текше метр ($m^3 / \text{айн}$) немесе айналым үшін текше сантиметр (cm^3 / rev). Іс жүзінде, сондай-ақ айналымға арналған литрдің қосымша жүйелік бірлігі (l / rev) қолданылады.

Жұмыс көлемі мен жұмыс қуысының әртүрлі өлшеу бірліктеріне ие екенін атап өткен жөн; сонымен қатар олардың сандық мәндері сәйкес келмеуі мүмкін.

Айналу жылдамдығы - 1 минутта көлемдік гидравликалық машинаның сыртқы білігінің көмегімен жүзеге асырылатын революцияның саны. Анықтауға сәйкес, өлшеу бірлігі - минутына революция (айн / мин).

Көлемді гидродинамикалық динамикалық процестерді сипаттау кезінде айналу бұрыштық жылдамдығы қолданылады, өлшеу бірлігі секундына радиан болып табылады ($\text{рад} / \text{с}$).

Жұмыс сұйықтығының Q жылдамдығының жылдамдығы - бірлік уақытында машина арқылы өтетін жұмыс сұйықтығының көлемі.

Жоғарыда айтылғандай, шығыс жылдамдығы секундына текше метрде өлшенеді ($m^3 / \text{с}$), алайда техникалық құжаттамада экстрациялық жүйе бірліктері пайдаланылады: минутына текше сантиметр ($cm^3 / \text{мин}$), минутына текше метр ($dm^3 / \text{мин}$) және тіпті минутына литр ($l / \text{мин}$).

Гидромашинаның және нақты тұтынудың геометриялық немесе теориялық айырмашылығы. Жұмыс көлемінің және айналу жылдамдығының анықтамаларынан геометриялық ағынды анықтайтын анық формулалар орындалады.

Минималды геометриялық ағын, $cm^3 / \text{мин}$:

(7.1)

$$Q_0 = qn;$$

айырмашылықтар белгілі бір қолайсыздықтар тудырады. Сондықтан сорғыларға қатысты «тұтыну» термині белгілі жағдайларда, сондай-ақ гидравликалық жүйенің басқа элементтеріне қолданылатын болады. N , w және Q_0 параметрлері жаппай гидравликалық машинаның кинематикалық ерекшеліктерін сипаттайды.

Қуат параметрі - бұл қысым. Және ажырата:
сорғының қысым сызығындағы (гидравликалық қозғалтқышқа кіру кезінде) қысым немесе қысымның (гидравликалық қозғалтқыштың қысымы) $P_{нг}$;

- сорғының сору сызығындағы қысым немесе $p_{вс}$ сору қысымы;

- гидравликалық қозғалтқыштың ағызу желісіне немесе гидравликалық мотордың төгу қысымына қысым жасайды.

Барлық тізімделген мәндер үшін уақыт бойынша орташа мәндер қабылданады.

Кез келген гидравликалық машинаның маңызды сипаттамасы жұмыс қысымы болып табылады.

Сорғының жұмыс қысымы дифференциалды қысым болып табылады:

(7.3)

$$P_{рб.л} = P_{нг} - P_{ж.}$$

Гидравликалық қозғалтқыштың жұмыс қысымы (яғни, гидравликалық мотор немесе гидроцилиндр) қысымның айырмашылығы болып табылады:

(7.4)

$$P_{рб.л} = P_{нг} - P_{ж.}$$

Кейбір жағдайларда, мысалға инерциалды күштердің әрекетімен, бұл $p_{с1} > p_{г}$. Сонда жұмыс қысымының мәні теріс болады. Сондықтан жұмыс қысымының әрдайым екі қысымның шамасы арасындағы алгебралық айырмашылық болып табылатындығын және өзінің белгісі бар екенін есте ұстаған жөн.

Егер MW крутяты сорғы білігіне қолданылса, онда насоспен анықталған NMM механикалық күші формуладан анықталады

(7.5)

$$N_{м.л} = \omega_{л} M_{м.л},$$

онда $\omega_{л}$ - сорғының білігінің айналымының бұрыштық жиілігі.

Егер гидравликалық қозғалтқыштың білігіне сыртқы жүктеме M_{vm} крутящий сәтте пайда болса, онда мотормен әзірленген механикалық

(7.6)

$$N_{м.л} = \omega_{л} M_{м.л},$$

онда $\omega_{л}$ – гидравликалық қозғалтқыш білігінің бұрылу жиілігі.

Гидравликалық қозғалтқыш (гидравликалық цилиндр) үшін

$$N_{г.л} = p_{г.л} Q_{г.л}$$

Бұл қуат сорғымен гидравликалық жүйеге ауысады. Гидравликалық қозғалтқышқа берілген гидравликалық қуат формула бойынша анықталады

$$(7.8) \quad N_{г.м} = p_m Q_m$$

Мұндағы p_m - гидравликалық мотордың жұмыс қысымы; $Q_{г.л}$ - бұл гидравликалық қозғалтқышқа жеткізілетін сұйықтық ағымы.

Қуатты өлшеу бірлігі секундына Ньютон метрі немесе секундына ($N \cdot m / s = Pa \cdot m^3 / s$) формуладағы (7.5), (7.8) формулалардан келеді, бұл ватт (W) - Жүйелік қуат блогы. Әдетте, жетекші қондырғылар киловаттан (kBt) алынған қуат бірлігін, $1 kBt = 1000 Bt$ -ты пайдаланады. Керемет жағдайда, энергия шығыны болмаған кезде гидравликалық және механикалық күш арасындағы келесі теңгерімге қол жеткізілді:

$$(ω M_g = p_{г.л} Q_0)$$

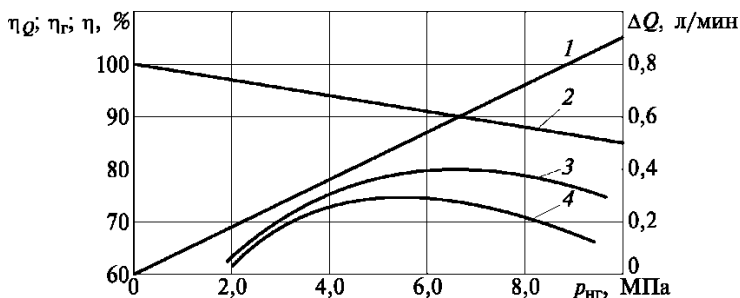
онда сорғының немесе гидравликалық қозғалтқыштың білігінің моторы; $g_{гб}$ - сорғының немесе гидравликалық мотордың жұмыс қысымы. (7.2) өрнегін білдіру арқылы (7.9) өрнектейміз:

$$(7.10) \quad M_g = \frac{Q p_{г.л}}{2\pi}$$

Бұл формула көлемді гидравликалық машинаның гидравликалық моментін анықтайды, ол екі сорғылар мен гидравликалық қозғалтқыштар үшін жарамды. $p_{гб}$ жұмыс қысымының орнына, формулалар (7.3) және (7.4) бойынша анықталған тиісті жұмыс қысымын ауыстыру қажет.

7.3. Көлемді гидравликалық машиналардың тиімділік коэффициенті

Күшейткіш гидравликалық машиналардың жұмыс циклдары қуат шығындарымен бірге жүреді. Шығындардың үш түрі бар:



7.1-сурет. Көлемді шығындардың (ағып кетуден) ΔQ (1) және көлемдік шығын $X \setminus Q$ (2) тәуелділігі, (3), толық h (4) гидравликалық қондырғылардың тиімділігі.

Сорғы қысымына байланысты гидравликалық қозғалтқыштардың жұмыс қуыстарына кіреді. Бірлік уақытына келетін осындай ағып кетулердің жалпы көлемі гидротехниканың көлемдік шығыны деп аталады.

Көлемді шығындардың (ағып кетудің) сорғылардағы немесе гидравликалық қозғалтқыштың қысымының сызығына келетін қысымына тәуелділігі күріш көрсетілген. 7.1 (1-диаграмма), әдетте сызықты пішіні бар. Бұл шағын аралықтардағы сұйықтық ағынының ламинарлық сипатына байланысты. Үздіксіздікті немесе шығыстар балансын: сорғы үшін:

$$Q_n = Q_{on} - \Delta Q^a \quad (7.11)$$

а)

гидромотор үшін:

$$Q_m = Q_{om} - \Delta Q_m, \quad (7.11)$$

б)

Мұнда Q_{0K} , Q_{0yi} - сорғының және гидравликалық қозғалтқыштың мінсіз ағымы; Q_n , Q^a - сорғыдағы және гидравликалық қозғалтқыштың ағып кетуіне байланысты жалпы тұтыну. Көлем шығындарының салыстырмалы шамасы тиімділік

$$\eta_{lQ_M} = \frac{Q_{0M}}{Q_M} = 1 - \frac{\Delta Q_M}{Q_M}.$$

Шығару қысымына көлемдік тиімділіктің тәуелділігі күріш көрсетілген. 7.1 (2-график).

Қазіргі заманғы көлемді гидравликалық машиналар үшін көлемді тиімділіктің жеткілікті жоғары мәндері сипатталады. Сонымен қатар, формула бойынша (7.12), номиналды қуатпен салыстырғанда валудың айналу жиілігінің төмендеуімен, көлемнің тиімділігі айтарлықтай төмендейді, себебі ағып кету қысымға байланысты және нақты сорғы беру азаяды. *Гидравликалық шығындар гидравликалық қондырғылардың гидравликалық кедергісіне байланысты. Бұл шығындар сорғылар мен гидравликалық қозғалтқыштардағы нақты жұмыс қысымын төмендетеді.*

Сорғы болмаған жағдайда, сорғы циклде, $p_{0rбп}$ жұмыс қысымы кезінде (бұл қысымның неғұрлым қатаң тұжырымдамасы индикаторлық жұмыс қысымы арқылы жүзеге асырылатындығын ескере отырып, бұл көлемді гидромашиннің жұмыс процесінің циклдік сипатын үздіксіз процесс арқылы ауыстыруға мүмкіндік беретін тамаша ортада болатынын елестетіп көріңіз). Содан кейін $D_{rнп}$ инъекция циклі үшін де, $s_{ор}$ циклі үшін де гидравликалық ысыраптарды белгілей отырып, жаза аламыз:

$$(7.14) \quad p_{rб,п} = p_{0rб,п} - \Delta p_{г,п}$$

Осыдан бастап сорғының гидравликалық тиімділігін $\eta_{г,п}$ келесі түрде береді:

$$(7.15) \quad \eta_{г,п} = \frac{p_{rб,п}}{p_{0rб,п}} = 1 - \frac{\Delta p_{г,п}}{p_{0rб,п}}$$

Гидравликалық қозғалтқышта ішкі жұмыс қысымы $p_{0rбм}$ гидропогальды шығындардың мөлшерімен сыртқы түйіндеріндегі $p_{rбм}$ қысымы айырмашылығынан анықталған жұмыс қысымынан төмен болады:

$$(7.16) \quad p_{0rб,м} = p_{rб,м} - \Delta p_{г,м}$$

Осыдан гидравликалық қозғалтқыштың гидравликалық тиімділігі

$$(7.17) \quad \eta_{г,м} = \frac{p_{0rб,м}}{p_{rб,м}} = 1 - \frac{\Delta p_{г,м}}{p_{rб,м}}$$

Гидравликалық ысыраптар гидротехникалық арналардағы

механикалық қуатты азайтады.

Гидромотор үшін:

$$N = N_{\text{м}} - \text{ЛН}$$

онда $N_{\text{м}}$ - механикалық үйкеліске шығындар болмаған кезде жұмыс сұйығына ауысуға болатын насостың мінсіз механикалық күші; $N_{\text{м}} - \text{механикалық үйкеліс болмаған кезде гидравликалық қозғалтқыштың білігіне мінсіз механикалық күш.}$

Осы формулалардың әрқайсысын білектің айналдыру жиілігімен бөліп, $\text{ЛМтр} = \text{DN}^{\wedge\wedge} / N_{\text{м}}$ сияқты үйкеліс сәтін белгілеп, біз сорғының және гидравликалық қозғалтқыштың механикалық тиімділігі үшін келесі екі формуланы аламыз:

$$\frac{Q_{\text{м.н}}}{Q_{\text{м.он}}} = \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{он}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{м}}} \quad ;$$

(7.18)

(7.19)

Механикалық шығындар, негізінен, жылжымалы үйкеліс жұптарындағы материалдардың үйкеліс қасиеттеріне байланысты болады, сондықтан көлемді гидравликалық машиналарды жасау мен өндіру кезінде оңтайлы құрылымдық материалдарды және үйкеліс жұптарын дайындау технологиясына ерекше көңіл бөлінеді.

Көлемді гидравликалық машинаның жалпы тиімділігі - сорғы үшін

$$\text{ЛН} = \frac{\text{гидравликалық шығу қуаты}}{\text{механикалық білік күші}} = \frac{Q_{\text{н}} P_{\text{рб}}}{w M_{\text{в}}} \quad (7.20)$$

Гидромотор үшін

$$\text{ЛМ} = \frac{\text{механикалық білік күші}}{\text{гидравликалық кіріс қуаты}} = \frac{w M_{\text{в}}}{0 \text{ мрр}} \quad (7.21)$$

Жалпы тиімділік нақты тиімділік факторларының өнімі арқылы анықталуы мүмкін: сорғы үшін:

Гидравликалық және механикалық тиімділікке қатысты олар $\eta_{гм}$ және $\eta_{мех}$:

$$\eta_{гм} = \frac{L_{гм}}{L_{мех}} \quad (7.23)$$

мұндағы $\eta_{гм}$ - гидромеханикалық тиімділік.

Оның формулаларынан (7.22,а) және (7.22,б) мынадан, бұл $\eta = \eta_{гм} \cdot \eta_{мех}$ (мм).

Бұрын қаралған негізгі параметрлер көлемді гидравликалық машинаның техникалық сипаттамаларын және оның тұтынушылық қасиеттерін анықтайды, олар міндетті түрде техникалық паспортында берілген.

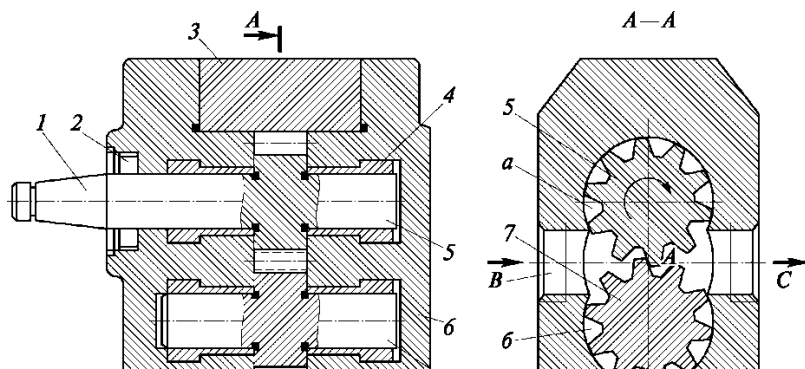
Сынақ сұрақтары

1. Көлемді типті гидравликалық машиналардың жұмыс процесінің ерекшеліктері қандай?
2. Көлемді түрдегі гидравликалық машиналардың анықтамалық сипаттамаларын келтіріңіз.
3. Қандай бірліктерде минуттық және екінші геометриялық шығындар өлшенеді?
4. Көлемді гидравликалық машинаның негізгі параметрлерін және оның тиімділігін көрсетіңіз.

Кесеренді гидромашиндерде көлемді сорғылар

8.1. Трансмиссиялық гидравликалық машиналардың жұмыс істеу принципі

Кесеренді гидромашиндерде көлемді сорғылар мен гидравликалық қозғалтқыштар бар, олар вагондар түріндегі вагондармен бір-бірімен меште орналасқан. Мұндай гидравликалық машиналар қарапайымдылығымен және жұмысында сенімділікпен ерекшеленеді. Ең үлкен үлестірілім гидравликалық станоктармен сыртқы тетіктермен қамтамасыз етіледі. Мұндай машинаның құрылысы 8.1-суретте көрсетілген. Құрылыстың негізі 3 және 5 тісті дөңгелектер 5 нүктесінде және А нүктесінде А қосылудың полюсімен орналасқан 3 корпусы болып табылады. 6 және 8 аралық тетіктердің соңғы беттеріне 5 және 7 тістерінің пинийлері үшін 4 тіректері бар. 8 қақпағы, сонымен қатар, білік 1 тығыздағыш бөлігімен 2 орналастырылған. Ең үлкен үлестірілім гидравликалық станоктармен сыртқы тетіктермен қамтамасыз етілді.



»жұмыс сұйықтығының қозғалысы

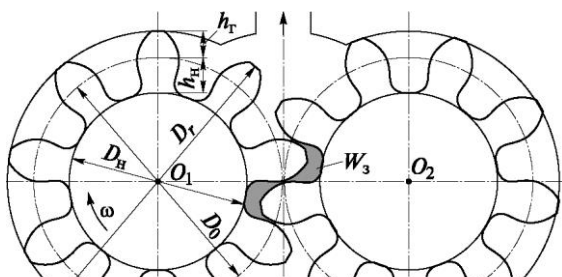
Мұндай гидравликалық машинаның сорғы ретінде жұмыс істеуін қамтамасыз ету үшін, диск жетегі 5, мысалы, сағат тілімен бұрылу керек (8.1-суретті қараңыз). Содан кейін жұмысшы сұйықтық кеңістікті а және b тістер арасында толтырады, сол жақ қуысынан оңға, яғни сору аймағынан инъекция аймағына дейін жылжиды. Жұмысшы қуыста сұйықтықтың қайтару ағыны тістердің контактпен тығыздығына кедергі келтіреді. Білектің айналу бағыты өзгерген жағдайда, инъекция және сору қуысы қалпына келеді.

Осы түрдегі барлық машиналардағы жұмыс сұйықтығын беру, немесе корпустың В арқанындағы тесіктер арқылы (8.1-суретті қараңыз) немесе бүйірлік қақпақтардың бірінде тесіктер арқылы жүзеге асырылады.

Тістің тістері профильді қамтиды. Тістерді кесуге жол бермеу және тіс контактісі аймағында соққының тығыздығын жақсарту үшін оларды түзету жиі орындалады. Трансмиссиялық гидравликалық құрылғы q жұмыс көлемін анықтау үшін үлкен немесе аз дәлдікке ие бірнеше формулалар қолданылады. Ең қарапайымы - әрбір тістің профилінің көлемі тістердің арасындағы әр кеңістіктің көлеміне тең екенін болжайтын болжалды формасы (8.2-сурет):

$$q = \frac{\pi}{4} B(D_r^2 - D_n^2),$$

онда В - беріліс қорабының ені; D «Диаметрі бастардың шеңбері және тістердің негізі».



Кәдімгі түзетілмеген тістерге тартылыстың көмегімен бас биіктігі $h_r = m$, ал аяқтың биіктігі $k_n = 1.25$, мұнда m - байланыс модулі.

Сонда D_0 арқылы бөлу шеңберін диаметрі арқылы белгілей аламыз: $D_r = D_0 + m$; $D = D_0 = 1.25$ м. Осы нәтижелерді (8.1) ауыстыру үшін біз аламыз

$$q = 4 B(D_0^2 + 4D_0m + 4m^2 - D_0^2 + 2,5D_0m - 6,25m^2).$$

$D_0 = mz$, мұндағы z - тістер саны, бұл формула осы түпкілікті формаға дейін төмендетілуі мүмкін:

$$q = Bm^2(9z - 2,25) \quad (8.2)$$

Бұл формула жұмыс көлемінің 5 ... 7% мәнімен шектеледі. Тістің көбеюімен дәлдік азаяды.

Формуланы (8.2) пайдалана отырып, орташа геометриялық шығыс жылдамдығын (ағыны) аламыз:

$$Q_0 = 1 Bm^2 (9z - 2,25). \quad (8.3)$$

Осы формуладан гидравликалық машинаның жалпы мөлшерін азайту үшін тістердің санын азайту (тістердің саны аз болса, формулаға (8.3) енгізілетін сәйкес келетін модульдің шамасы неғұрлым аз) деген қорытынды жасауға болады.

Тісті беріліс гидравлика станциясының жұмысын қамтамасыз ету процесін егжей-тегжейлі қарастыру, лездік ағынның біркелкі емес екендігін көрсетеді - бұл тіс саны көп болған жиілікте пульсирленген. Бұл пульсация тіс саны артуымен азаяды. Дегенмен, сол уақытта бөлгіш шеңбердің диаметрі және гидравликалық машинаның жалпы өлшемдері артады. Сондықтан нақты тісті бергіштің сорғылары мен гидравликалық қозғалтқыштары кемінде 9 тісті және көп дегенде 15-18 тісті құрайды.

Сұйықтықтың қысымы пирсинг қуысында әр тістердің тістеріне әсер етеді. Олардың ішінде төрт тіс бар, олар бойынша мұндай әрекет теңгерілмеген (8.2-сурет). Мұндай тістің дененің бұрғылауынан шыққан екі тіс екені анық, екеуі де пышақталған.

Екі сорғыда да, қозғалтқыш режимінде де жұмыс істейтін гидравликалық машиналар қайтарылатын деп аталады. Дегенмен, гидромашиннің жұмыс схемасының қалпына келуіне қарамастан, осындай сорғылар мен гидравликалық қозғалтқыштардың нақты конструкцияларында кейбір ішкі айырмашылықтар бар, соның арқасында әрбір сорғы гидравликалық қозғалтқыш ретінде жұмыс істей алмайды. Айналып тұрған механизмдер сорғы қозғалтқыштары деп аталады.

Трансмиссиялық сорғының геометриялық берілімі корпустық камерада орналасқан тістердің бастарының ұштары мен тісті берілістердің бүйірлік беттерінің бойымен өтетін радиалды тесіктер арқылы өтетін ағып кету салдарынан азаяды. Екінші түрі ағып кетуі мүмкін, сондықтан жоғары қысыммен жұмыс істеуге арналған барлық гидравликалық машиналарда оларды өтеу үшін арнайы құрылымдық шаралар қабылданады. Жиі-жиі осы мақсатта гидравликалық машинаның корпусында қалқымалы бүйірлік қақпақтар немесе кірістірулер орнатылған. Бүйірлік бос орындардың өтемақысы гидравликалық механизмнің көлемдік тиімділігін айтарлықтай арттырады.

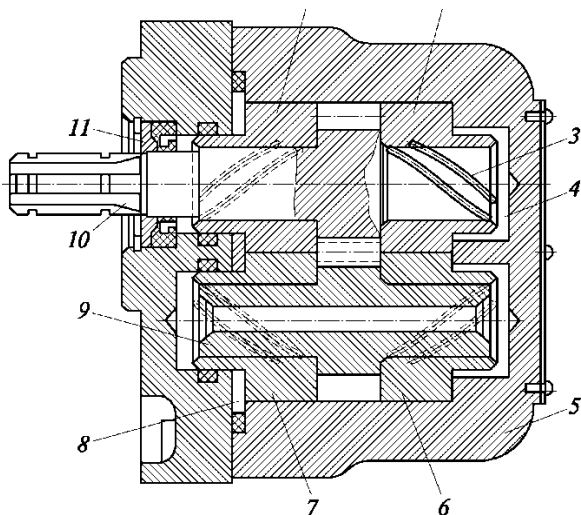
Гидравликалық станцияның тетіктері айналған кезде, тек қана шұңқырдың желісіндегі жұмыс нүктесінде ғана емес, кем дегенде бір көрші нүктеге де тигізуге болады. Мұндай жағдайларда жабық кеңістікте сұйықтықтың белгілі бір көлемі пайда болады. Бұл қысқыш көлемі W3 8.2- суретте стратифицирленген аймақ ретінде көрсетілген.

Жабық кеңістіктің көлемі тістің салыстырмалы қозғалысымен өзгергендіктен, оның азаюы сұйықтықтың қысылуына (сығылуына), ал өсу - кавитациямен бірге сирек кездесетініне әкеледі.

Тығыздау тетіктердің мойынтіректеріндегі пульсирленген жүктемелердің айтарлықтай артуына, ал кавитация - тістің жұмыс беттерінің эрозия тозуы. Сонымен қатар, қысылған көлем машина көлемінің тиімділігін төмендетеді. Барлық осы факторлар гидравликалық механизмдердің жұмысын нашарлатқандықтан,

ауқымын 500-ден 6000 айн / мин-ға дейін қоса алады. Көлемдік тиімділігі 95% жетеді, ал жалпы тиімділігі 80 ... 85% құрайды.

Ресей өнеркәсібінің құрылыс гидравликалық жүйелерінде пайдалану үшін шығаратын тісті трансформаторлық сорғылар,



8.3-сурет. NS түрі түріндегі бүйірлік тазартуды өтейтін сорғы:

1, 2 - қозғалтқыш білігінің қалқымалы ұштары; 3 - бүйірлік бос жерлерді өздігінен өтеу камераларына сұйықтықты жеткізудің шұңқырлары; 4, 8 - артқы және алдыңғы бүйірлік тазарту үшін камералар; 5 - тұрғын үй; 6, 7 - жетекші берілістердің осьтері; 9 - басқарылатын беріліс; 10 - білікпен жетекші тісті доңғалақ; 11 - ерін тығыздығы камераларына сұйықтықты жеткізудің шұңқырлары;

жол машиналары мен көлік жабдықтары, ГОСТ 14057-68 «Тісті сорғыларға» сәйкес жұмыс көлемінің стандартты мәндеріне ие. Серияға сәйкес келетін негізгі параметрлері сериясы, см³ / rev: 6.3; 8; 10; 14; 16; 25; 32; 40; 50; 71; 100; 140; 250 және 400. Белгілеу насос түрін, оның жұмыс көлемін және орындау ерекшеліктерін көрсетеді.

Мысалы, жұмыс көлемі 32 см³ / айн., 4 нұсқасы бар және 20 МПа дейін қысымда жұмыс істеуге арналған тетік сорғы келесі белгілерге ие: NSh-32D-4. Реверсивті сорғы қозғалтқыштарының атауы: NMSH-32D.

Жол-құрылыс техникасы мен ауылшаруашылық техникасының гидравликалық жүйелерінде пайдалануға арналған

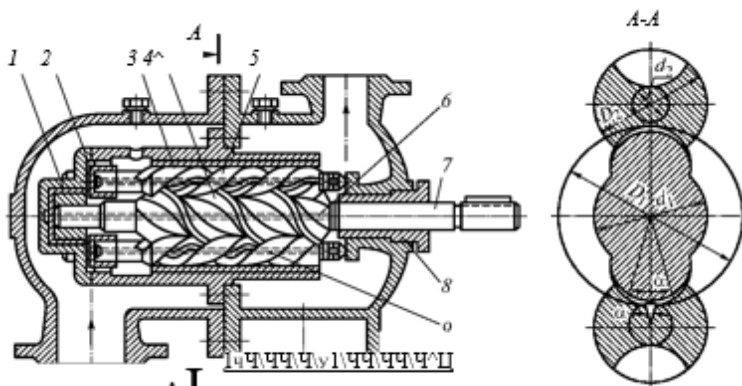
екі жұп тетіктер жеке қуыстарға орналастырылады және жалпы білікке жылжымалы болады.

Мұндай сорғылардың мысалы: NSh-10-10, егер олардың көлемі әрқайсысы 10 см^3 / регистрлі екі бөлік болса және тиісінше 40 және 14 см^3 / вольттық секциялармен NSh-40-14 болады.

Секциялық сорғылар гидравликалық жүйелерді бөлу және бір сатыдағы механизмдерді кезеңдік басқару үшін екі сұйықтық ағынын бөлек жеткізу үшін қолданылады. Бұл жағдайда сұйық ағындарды біріктіруге немесе бөлек беруге болады. Тісті сорғылар жиі майлау жүйесінде және ішкі жану қозғалтқыштарының салқындату жүйесінде қолданылады. Мұнда олар $3 \text{ кгс} / \text{см}^2$ ($0,3 \text{ МПа}$) кем қысымда жұмыс істейді, сондықтан қарапайым дизайнға ие.

8.1. Бұрандалы гидравликалық машиналар

Гидравликалық қондырғылар ауыстыру механизмдері ретінде әртүрлі бұрандалар қолданылады. Құрылыс және жол машиналарында негізінен үш бұрандалы сорғылар мен гидравликалық қозғалтқыштар қолданылады. Осы гидравликалық машиналардың бірі 8.4-суретте көрсетілген. Оның корпусында торға үш коаксиалды бұрандасы бар 3 торы бар. Орталық бұранда 4 - бұл қорғасын, ол



бұрандалардың сыртқы және ішкі диаметрлері; a - спираль бұрышы; Q - сұйықтық қозғалысы бағыты

екі бұрандалы жіп және білікке 7 интегралды болып табылады. Екі спутниктік бұранда 5 және 9 гидравликалық машинаның қуыстарындағы жұмыс сұйықтығының қысымымен қамтамасыз етіледі және барлық үш бұранданың бұрандалы кесектерінің шұңқырларына салынған жұмыс көлемдерінің тығыздығын қамтамасыз етеді. Білік корпус қақпағындағы 8 тығыздауышынан шығады.

Айналу осі бойынша қалыпты бөлікте жетекші бұранданы 4 кесу сыртқы $D1$ және ішкі ішкі диаметрлер шеңберлерінің шыңдары арқылы белгіленеді (8.4-суретті қараңыз). Спутниктік бұрандаларда сыртқы $D2$ доғасы мен ішкі $d2$ диаметрлері арқылы бөлінген екі кесілген жіп бар. Бұрандалардың жіптері ұзындығы кем дегенде бір жіп тегістеуі тиіс барлық контакт сызығының бойымен созылады. Бұл инъекция мен сору қуысын бір-бірінен ажыратуды қамтамасыз етеді. Спиральды сызықтың көтерілу бұрышы ілеспе бұрыштан (әдетте $47^\circ 12'20''$) қарағанда аз болады, бұл спутниктік бұрандалардың қосымша қозғалтқышсыз тәуелсіз айналуын қамтамасыз етеді.

Осы түрдегі сорғыларда босату саңылауы білік жағында орналасқан және сору құбыры қарсы жағында орналасқан. Гидравликалық құрылғы бойлық ось бойымен әрекет ететін айтарлықтай гидравликалық күштерді шығарғандықтан, құрылымда гидростатикалық разряд беріледі. Осы мақсатта артқы қақпақ 1-де артқы қысымды камерасы 1 сорып жатқан сұйықтықтың бүйіріндегі бұрандаларда жұмыс істейтін гидравликалық осьтік күшін теңестіреді (8.4-суретті қараңыз). Бұл камераның қысымы бұрандалардағы 6 осьтік тесігі арқылы қысымның қуысынан жіберіледі.

Жоғары қысымды гидравликалық машиналарда жабық көлемдерді тығыздауды жақсарту үшін, келісу сызығында бірнеше рет қайталануы қажет. Нәтижесінде жоғары қысымдарға арналған гидравликалық машиналар дененің ұзындығын арттырады. Үш бұранда гидравликалық машинаның жұмыс көлемі мынадай формула бойынша есептеледі:

Q_{AV4} ,

мұнда AV - сұйықтық толтырылған кеңістіктің диаметрлі көлденең қимасының ауданы (8.4-суреттегі AA-дағы $As1$, $As2$, $As3$ бөліктерінің қосындысы). $AV = As1 + As2 + As3 \cdot ts$ - бұл ағынның қаламы

Бір томды жабу үшін бұрандалардың ұзындығы формула бойынша анықталады:

$$L_{\min} = (1,2 \dots 1,5) \phi$$

Спиральды сызықтардың төбелерінің саны есептелген жұмыс қысымына байланысты және формула бойынша есептеледі:

$$z_s = \frac{p_w}{p_{y\pi}},$$

мұнда рудалар - спираль сызықтың бір-бірінің үстіне сәйкес келетін нақты қысым.

Тәжірибелік ұсыныстарды ескере отырып, руда = 2 МПа.

Бұрандалы гидравликалық машиналардың артықшылықтары жоғары тиімділік, тамақ пульсациясының жетіспеушілігі және крутяще, акустикалық шудың төмен деңгейі. Бұрандалы гидравликалық машиналар көлденең гидравликалық станоктардың радиалды өлшемдерінің басқа түрлерінен ең кішкентай және соның салдарынан ең аз бастапқы сәттерге ие.

Сынақ сұрақтары

1. Тісті беріліс гидравликалық аппаратының негізгі ерекшелігі қандай?
2. Шейкер гидромашинінің жұмыс көлемі тісті берілу модуліне және тістердің санына байланысты ма?
3. Сұйықтықты қысу деген қандай феномен деп аталады және оның нәтижесі қандай?
4. Қандай конструкция ерекшеліктері бұрандалы сорғылар және гидравликалық қозғалтқыштар?
5. Бұрандалы гидравликалық машинаның жұмыс көлемі қалай анықталды?

9-тарау

РАДИАЛДЫ-ПОРШЕНДІ СОРҒЫ

9.1. Сыртқы статорлы роторлы радиалды поршенді сорғының жұмыс принципі

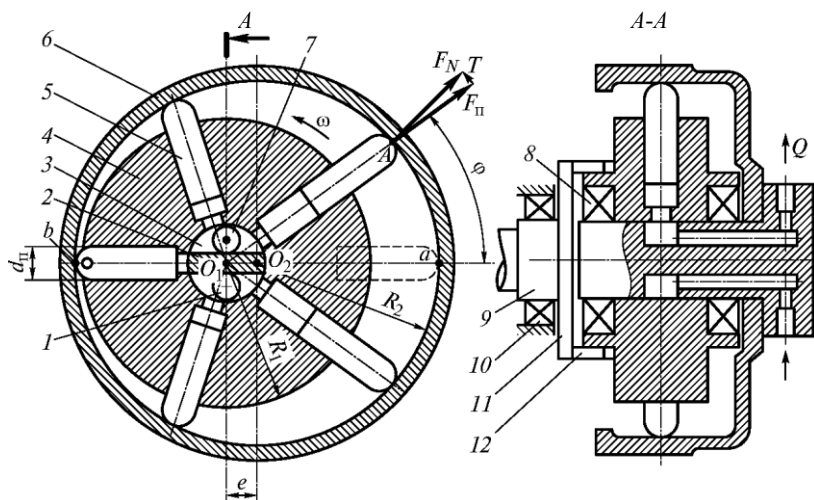
Бұл типті гидравликалық станоктар кері айналмалы гидравликалық машиналардың өте кең тараған тобына жатады. Олардың конструкциясының негізгі айырмашылығы - бұл білікке қатысты радиалды орналасқан поршеньдер түріндегі протондар.

Поршеньдер айналмалы қондырғының ішіне орналастырылған дифференциалды айналмалы радиалды поршенді гидравликалық машиналар және поршеньдер стационарлық корпуста болатын айналмалы емес машиналар. Ең кең таралған - айналмалы радиалды поршенді сорғылар және төмен жылдамдықты (жоғары крутящий) радиалды-поршенді гидравликалық бір ретті әрекет радиалды-поршенді сорғының схемасы 9.1-диаграммада көрсетілген. Бұл сорғыда ротор 4 бар, оның ішінде радиалды реттелген поршеньдер 5 (бұл схемада бесеуі бар), сыртқы статордың 6 дөңгелек дистрибуциясына қарсы қозғалтқыштар үнемі басылады.

Қысқыш пружиннің көмегімен немесе сору каналындағы артық қысыммен немесе орталықтан күштердің әрекеті арқылы жасалады. Ротор О және стационар О2 орталықтары эксцентричности аралықпен бөлінеді е ротордың орталығы Окс орталығына қатысты айналған кезде поршеньдер кері қозғалыстарды орындайды. Сұйықтықты жеткізу және алу үшін, таратушы жең 3-де жасалған, 1 және 7 осьтік каналдар қызмет етеді.

Кірістірудің және қуыстардың тартылыстары цилиндрлік тесіктердің түбіндегі тесіктердің диаметріне жақын көпірмен 2 бөлінеді. 9 сорғының білікшесі бүйірлік қақпақтардың бірі (суретте көрсетілмеген) арқылы сыртқа шығып, онда біліктің 10 тірегі орнатылған, білікке дейін ротордың айналуына жүргізуші 11 жүргізеді, оның 12 саусақтары арнайы жүргізіледі ротордың ойықтары.

Осындай гидравликалық машинаны пайдалану кезінде 5 поршенді сорғы ретінде радиалды бағытта жылжытылады, оның цилиндрлі тесіктеріндегі кеңістіктің көлемі өзгереді. Нәтижесінде біліктің революциясының жартысы үшін сұйықтық поршеньге түседі,



9.1-сурет. Бір реттік радиалды поршенді сорғының сызбасы.

1 - сұйықтықты жеткізу үшін осьтік арна; 2 - секіргіш; 3 - таратушы штепсель; 4 - ротор; 5 - поршеньдер; 6 - сыртқы статор; 7 - осьтік ағындық арна; 8 - роторлы мойынтіректер; 9 - білік; 10 білік мойынтіректері; 11 - тасымалдаушы; 12 - жетекші саусақтар; p -поршеннің бұрыштық координаты; w - ротордың жылдамдығы; a , b - сыртқы және ішкі «өлі» нүктелер, поршеннің диаметрі; R_2 - бұл ротордың және статордың радиусы; F - поршеньдегі сұйықтық қысымының күші; F_N , T - поршендік қысым күші Фука реакциясының екі компоненті.

$A = 2p / z$ тең тең бұрыштық роторда орналасқан бірнеше поршеньдер болған кезде, ауыстырылған сұйықтықтың көлемі поршеньдердің санына көбейтіледі, сондықтан осы типтегі сорғыларда поршенді екі, үш және төрт қатарлы орналасу жиі пайдаланылады пистондар 7-ден 17-ге дейін және одан да көп. Радиалды-поршенді сорғының жұмыс көлемі формула бойынша анықталады

$$q = \frac{\pi d_n^2}{2} e z, \quad (9.1)$$

онда d_n - поршень диаметрі; $e = O_1O_2$ -эксцентрил; z - сорғыдағы

Ротордың айналуы кезінде әрбір поршеньдік реакция салыстырмалы екенін түсіну қиын емес цилиндрлер блогы үшін (9.1-суретті қараңыз). Поршеньнің бұрыштық координатын анықтаңыз. $J = 0$ кезінде поршень сыртқы өлшеу орталығында (НМТ) салыстырмалы қозғалыста тоқтайды, содан кейін айналу кезінде салыстырмалы жылдамдық жоғарылайды және $j = n$ кезінде ішкі өлі орталықта (TDC) тоқтайды.

Содан кейін шошқа жылдамдығын арттырады, бірақ ол кері бағытта қозғалады. НМИ-ге жеткеннен кейін бүкіл процесс қайталанады. Мұндай поршенді механизмнің кинематикалық талдауы порттың қозғалыс жылдамдығының белгілі бір жақындағанына тәуелділігі гармоникалық заңмен сипатталады [4, 9]:

$u_n = ew \sin j$. Тәуелділіктің кестесі $u_n = f(j)$ 9.2, а-суретте көрсетілген.

Поршеньдік жылдамдығын оның ауданымен көбейтіп, бір поршеньмен жылжытылған сұйықтықтың лездік ағынына не боламыз:

$$Q_a = \frac{\pi d_n^2}{4} e \omega, \quad (9.2)$$

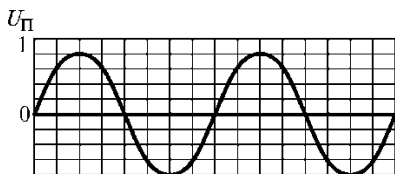
онда d_n - поршенді диаметрі.

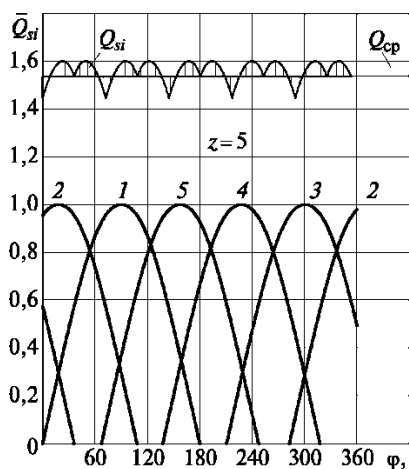
Бірақ ағым - $0 < j < n$ бұрышында үздіксіз болатын функция, өйткені $n < j < 2n$ үшін поршеньдік қуыста сіңіру пайда болады. Осылайша, бір поршеньмен жылжытылған сұйықтықтың лездік ағынының кестесі, 9.2, б-суретте берілген. $\wedge$

$$nd^2$$

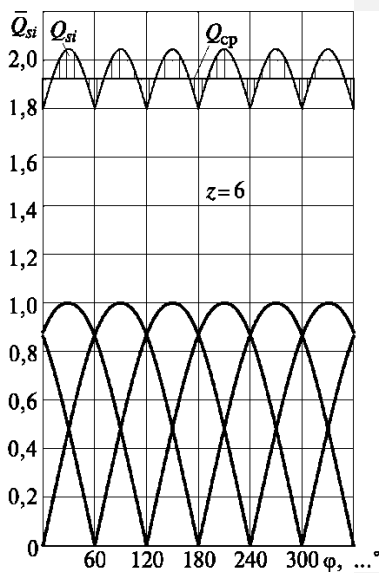
Максималды шығыс жылдамдығын $Q_{\max} = -ew$, орнына орнықтырыңыз

$$Q_{i1} = Q_{\max} \sin j.$$





a



9.3-сурет. Қайта жіберілмейтін сорғыдағы лездік шығындардың жиынтығы, тіпті (а) және (б) цилиндрлер саны 1-5 - инъекцияға қатысатын поршеньдердің сериялық нөмірі; Цзю- жылдам ағым; 2ср - орташа жедел тұтыну; j - бұрыштық координат поршені; z - сорғыдағы поршеньдердің саны.

Барлық поршеньдер бірлесе жұмыс істегенде, оларға жұмсалған ағым қосылады. Ротор блогындағы поршеньдердің біркелкі орналасуымен цилиндрдің позициясының бұрыштық сатысы деп аталатын олардың арасындағы бұрыш $= 2\pi / z$ болады. Поршеньдердің әрқайсысы сұйықтықтың лездік ағымын ауыстырады, оның кестесі фазада алдыңғы поршенің ағынының графигіне қатысты бұрышпен ауысады.

Инъекцияға арналған поршеньдердің саны бірдей болған сайын, барлық поршеньдердің жартысы бір мезгілде қатысады. Инъекция аймағындағы тақ сандармен $z_{\max} = (z + 1) / 2$ немесе $z_{\min} = (z - 1) / 2$ кезек-кезек пайда болады. Мұндай процестердің графиктері күріш. 9.3. Олардан көруге болады, бұл жалпы тұтыну біркелкі емес. Біртектілік дәрежесі

Поршеньдегі жұмыс сұйықтығының қысымы поршенді бастың байланыс нүктесіне А статоромымен (9.1-суретті қараңыз) қозғалыс сызығы бойымен берілетін F_n күші жасайды:

$$F_n = \frac{\pi d_n^2}{4} p_n.$$

Шамамен, А нүктесі поршеньдік осьте екенін болжай аламыз. Бұл күштің $F = -F_n$ реакциясы орталыққа бағытталған және ол екі компонентте ыдырауға болады. Олардың біреуі, Т күші әдетте ротордың орталығынан контакті нүктесіне дейін тартылған радиусы ОКА-ға бағытталады. Бұл күш орталықтың ортасына қатысты крутяты жасайды. Екінші компонент, F_N күші, контактылық кернеулерді тудыратын, ОхА желісі бойынша статор жұмысының бетінде қалыпты жұмыс істейді. Поршеньдердің санын көбейту арқылы азықтың біркелкі еместігі төмендейді. Айта кету керек, бұл поршеньдердің саны бірдей, бұл азаюы тиімдірек, сондықтан бір реттік радиалды поршенді сорғыларда бір жолда тақ сандар поршеньдер пайдаланылады.

Күштердің кеңеюінен келесі дәлелді дәл $T = F \cdot k \sin \alpha$ алуға болады, мұнда k - ротордың салыстырмалы эксцентрисы, $k = e / R_2$. Бір поршенді білікке жинақталатын сәттен кейінгі крутяще шамамен [4, 9]

$$M = F_j \cdot e \sin \alpha.$$

Осы формуладан бұл крутящий сәтте ағымдық ағыммен бірдей заңға сәйкес пульсирленген. Әдетте қалыпты жұмыс кезінде бұл сәтте инъекция аймағында ең үлкен мәндер болады, сорғыш аймағында бұл сәттің мәні әлдеқайда аз.

М моментінің қосындысы сорғы білігіне толық жүктемені жасайды, оны қозғалтқыш моторымен еңсеру керек. Бұл жүктеме әрбір поршеньде әрекет ететін қысымға және оның бұрыштық координатасына байланысты. Бұл жағдайда, әрине, негізгі мағынасы - инъекция аймағындағы поршеньдер. Жалпы крутящий ротордың айналуымен бірдей заңға сәйкес өзгереді, оған сәйкес жалпы ағынның жылдамдығы өзгереді және олардың біркелкі емес коэффициенттері сәйкес келеді.

Егер сорғы өзін-өзі құрғатумен жұмыс жасаса, яғни вакууммен сору желісінде, сору аймағындағы поршеньдермен жасалған крутяция инъекция аймағында поршеньдермен жасалған крутящий кездейсоқ белгіге ие болады. Көптеген жағдайларда, поршенді статормен байланыстыруды

9.2. Жұмыс көлемін түзету

Сыртқы бағыттағы радиалды поршенді сорғының дизайны айналмалы ротормен жұмыс көлемін бақылауға мүмкіндік береді. Бұл қасиет - бұл осы типтегі гидротехникалық машиналардың өте құнды сапасы, олар көбінесе олардың техникалық қолдануына әсер етеді. Осындай бақылаудың мүмкіндіктері жұмыс көлеміне 9.1-формула бойынша сәйкес келеді, бұл көрсеткендей, егер сорғының конструкциясы эксцентриктің өзгеруіне мүмкіндік беретін болса, онда жұмыс көлемі де өзгереді, демек, сорғы қондырғы тұрақты түрде реттеледі білігінің айналу жиілігі. Бастапқы режимде $p_{rb} = 0$ үшін алынған графикалық тәуелділік $q = f(e)$ немесе $Q = f(e)$ сорғының басқару сипаттамасы деп аталады. Жалпы алғанда, сорғының ағынын (жеткізуді) төмендеу эксцентрге тәуелділігі, реттеу параметрі деп аталады (9.4-сурет): p

$e_{\max}$

мұнда $e_{\max}$ - берілген сорғының максималды эксцентрисы, $e_{\max} =$

$= \text{const}$. Идеалды сорғының сипаттамасы 1-жолдың формасына ие

көлемді шығындар пайда болады және бірнеше сипаттамалары пайда болады

өзгерістер, өзара қарым-қатынас нысанын алу 2.

түзету сипаттамалары бар машиналардың бірі,

көрсетілген. 9.5. Бұл сорғы жылжымалы ішкі болады

., бағыттаушылардың бойында 2 болады

ағына қарай жылжытыңыз

рапта,

рналастырылған.

және роторлы поршенді. Боко-

мойынтіректерді бөлу

ігіне

етте көрсетілген).

идікті бақылау

лыста тета

ұрандасы қолданылады

ың айналуы

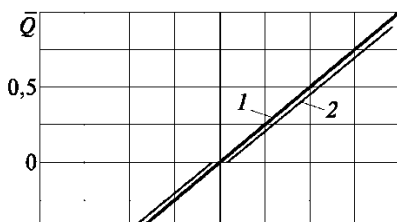
і ауыстыруына әкеледі

есі. Эксцентричность

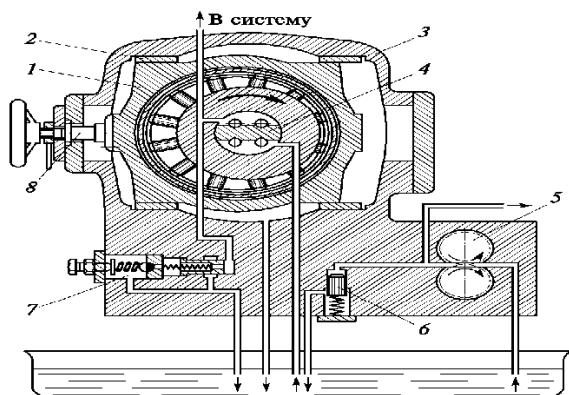
дын ала

х, яғни сорғы а

қайтарылмайды. Бұл жағдайда



Көлемді гидравликалық қондырғылардың бұл түрі төменгі бұрылыс тетіктерінің тікелей (редукторы жоқ) қозғалысына арналған гидравликалық қозғалтқыштарды қамтиды. Басқа гидромоторлармен салыстырғанда олар



жоғары крутящий қозғалтқыштарды дамытады.

9.5-урет. Қолмен беруді басқаратын PNP сериясының сорғы құрылғысы:
1 - қолмен беруді басқаратын механизм; 2 - бағыттаушылар; 3 - сыртқы оқиға; 4 - тарату

көмекші сорғы; 6 - толып кету

беріліс сорғы клапаны; 7 - қауіпсіздік клапаны; 8 - беруді басқару бұрандасы.

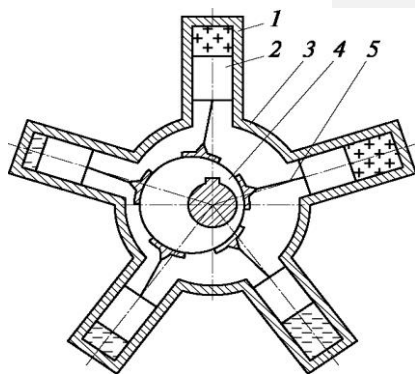
Қорғаныш клапаны 7 және тетік түрінің алдын ала белсендірілген сорғы 5 интегралданған, ол жалпы білікпен редукция арқылы тасымалданады. 6-клапан бұл сорғының шығыс сызығында тұрақты қысымды ұстап тұрады. Көлемді тиімділігі 96%-ға дейін, 87% ... 92% болатын радиалды поршенді сорғылар 20,32 МПа дейін қысымда жұмыс істеуге арналған, бірақ осы сорғылар үшін 100 МПа және одан жоғары қысымда жұмыс істеуге арналған конструкциялар бар. Бұл гидравликалық машиналардың жетіспеушілігі металды тұтынудың жоғарылауы болып табылады, сондықтан олар мобильді машиналардың жетектерінде сирек пайдаланылады.

олардың жаңа атауы — жоғары айналады. Олардың ішінде роторлы емес, Ротор мен ротордың екеуі де олар қолданылатын гидроторус.

с қондырғының схемалық орналасуы, шсыз гидромоторлық көрсетілген. 9.6. Цилиндрлер 1 ді жұлдыз бар, органда йтару

і жүйенің аркасында поршеньдер дұрыс сәттерде қысым басына немесе дренаждық арналар. Осы типтегі сериялы радиалды-поршенді гидромоторлар, әдетте, бір немесе екі қатардан тұратын жолақта бірдей қатарда бес немесе жеті поршенді болады. Бұл гидравликалық қозғалтқыштар жол-құрылыс техникасында кеңінен қолданылады. Осы гидравликалық қозғалтқыштардың бірі. ЭО-4321-А экскаваторының бұрылыс платформасының гидравликалық қозғалтқышында «Қызыл экскаватор» (Украина) зауыты шығарған (9.7-сурет). Бұл қозғалтқыш 6 эксцентрикпен, білік қақпағымен 5, пистондар 3 бар бес цилиндрге ие 6 білікке ие. Айналмалы құсбелгі дистрибьюторы білікке қосылады, ал айналдыра отырып, әрбір цилиндрге гидравликалық сұйықтық жеткізуді шығару каналынан 2 бұру арқылы қамтамасыз етеді және оның ағызу арнасына жұмыс процесінің тиісті фазаларына шығарылады. Бір жолды гидравликалық қозғалтқыштардың жұмыс көлемі формула бойынша анықталады

Бұл қозғалтқыш 6 эксцентрикі бар білікке, білікке арналған қақпаққа 5, поршені 3 бар бес цилиндрге ие. 3. Айналмалы бұтақ таратушы дистрибьютор 1 валом, при его вращении обеспечивается подвод рабочей жидкости к каждому из цилиндров через патрубки 2 от канала нагнетания и ее выпуск в сливной канал в соответствующие фазы



9.6-сурет. Сызбалық құрылғы- жоғары қысымды гидро- бір жақты қозғалтқыш: 1 - цилиндр; 2 - поршень; 3 - корпус ісіну; 4 - эксцентриялық білік; 5 - шарлы

шөгү клапаны

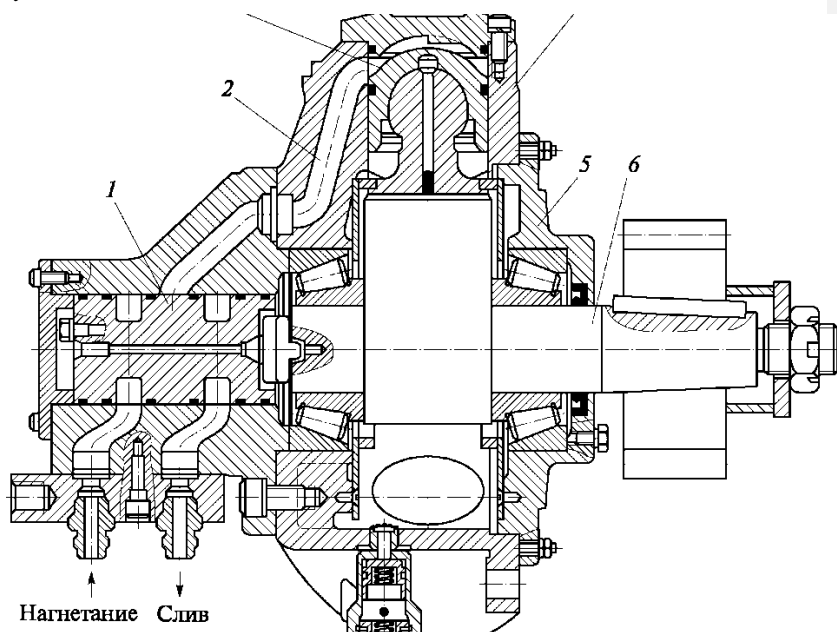
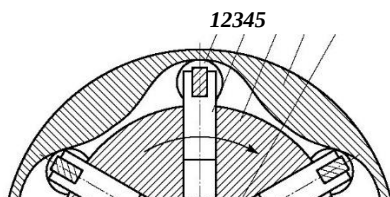


Рис. 9.7. Пятицилиндровый одноходовой гидромотор завода «Красный экскаватор»:

1 — вращающийся втулочный распределитель; 2 — подводящий канал; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — крышка вала с подшипником; 6 — вал

Роликтер 1 аркылы күштер сұйықтык кысымынан статорға ауыстырылады. Планшеттің арнайы пішіні арқасында поршеньдер.



көп қайтарылған-
радиалды қозғалысы
бағыт. Тарату
Мұнда сұйықтык бар
көптеген мульти-
арна тіреуін бөлу

Б. 9.8. урет. Сұйықтык қырымен

Жоғарыда келтірілген сызбадан тікелей осы машиналардың жұмыс көлемдері формула бойынша анықталады

$p d^2$,

$$q = \frac{h}{2\pi} \frac{d^2}{dx^2}$$

мұнда h - поршеньдік инсульт; dx - біліктің бір революциясындағы поршеньдік соққылар саны.

Бұл қозғалтқыштардағы поршенді қозғалысы сол кездегі статор гидінің осы бөлігінің геометриялық пішінімен анықталады. Сондай-ақ жұмыс істемесі, білікке арналған крутящий сәтте, рөл ойнатқыш профилінен оның қуысына қарай сырғыған кезде пайда болады. Жалпы сәтте біркелкі емес. Бұл біркелкілік коэффициентпен сипатталады:

$M-M_{\min}$

$$M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} + \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \cos \theta$$

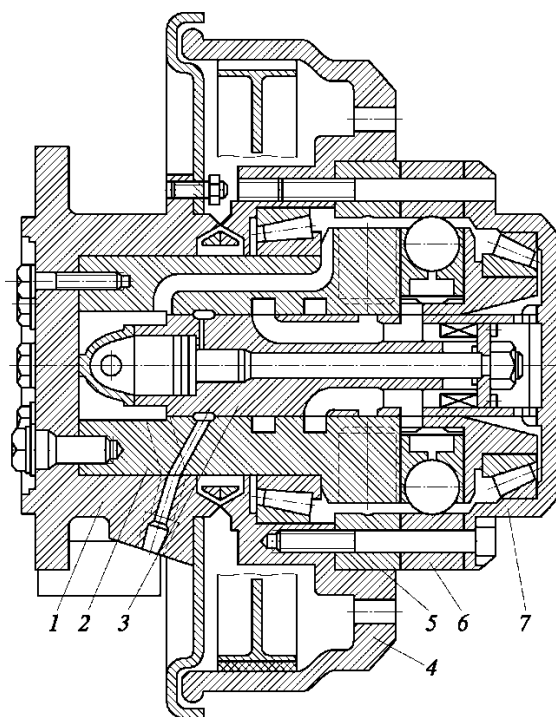
онда $M_{\max}$ және $M_{\min}$ - тиісінше максималды және минималды жалпы сәттер; $M_{\text{ср}}$ - орташа жалпы сәт.

ДМ коэффициентін төмендетудің тиімді жолдары поршеньдердің саны мен соққылар саны мен статорды құрайтын қисықтардың ең жақсы пішінін таңдау арасындағы оңтайлы ара-қатынасты таңдау болып табылады.

Көп сатылы гидравликалық қозғалтқыштардың ең табысты жобаларында практикада - $DM = 0$ коэффициенті қол жеткізілді.

Поршеньдік топ профильдің белсенді бөлімі арқылы өтетін кезде тиісті гидравликалық цилиндр ағызу каналымен және ағынды сулар бөлігімен - ағызу гидролизімен байланысуы керек. Поршень циклінің бір фазасынан екінші жылжытылған кезде, қуыс деректерін сенімді ажырату керек. Бұл міндеттер көбінесе мульти гидравликалық қозғалтқыштарда, көбінесе втулка түріндегі дистрибьюторлар арқылы жүзеге асырылады.

Тарату гильзасы гидравликалық моторды магистральдық құбырларға жалғауға арналған қосылыс қақпақшасына орнатылады. Қазіргі заманға сай жоғары қысымды радиалды-поршенді гидравликалық қозғалтқыштар жоғары техникалық параметрлерге ие: олардың жұмыс қысымы 20 МПа немесе одан да көп, жалпы тиімділігі 90 ... 95%. Белгіленген конструкцияға байланысты біліктердің айналу жиілігі 75 ... 350 айн / мин. Арнайы төмен жылдамдықты гидро қозғалтқыштар 10.12 айн / мин. Айналмалы жоғары



9.9-сурет. Көліктің дөңгелегіне салынған NEL гидравликалық қозғалтқышы

1 - мұқаба; 2 - поршеньдердің екі қатарлы орналасуы бар цилиндрлер блогы; 3 бес бағытты бейіндегі бұрылыс бағыттағыштары; 7 - артқы қақпақ.

9.9-суретте көлік құралының дөңгелегіне салынған NEL әзірлеген гидравликалық моторды көрсетеді. Мұнда цилиндрлердің 2 блогы бекітіліп, көлік құралының қозғалыс бөлігінің суспензиясына тікелей бекітілген аралық бөлікке (қақпақ) қосылатын кері схема қолданылады.

Ротордағы цилиндрлер екі қатарда орналасады және сұйықтықтың қысымын дөңгелек қабына 4 жалғастырылған бағыттағыш сакиналарға 5 және 6 бағыттайтын поршеньдер бар, корпус дөңгелекті дискке қосылып, артқы қақпақпен бірге айналады. Гидравликалық қозғалтқыш жұмыс істейтін сұйықтықтың (3) басқарушы арнасын және инжекциялық және

жұмыс профилімен байланыста болады. Осылайша, қозғалтқыш freewheel режиміне өтеді. Мұндай гидравликалық қозғалтқыштар трассаның белсенді дөңгелектеріне салынуы мүмкін, бұл жолды поезд қозғалысының көлемін ұлғайтады.

Сынақ сұрақтары

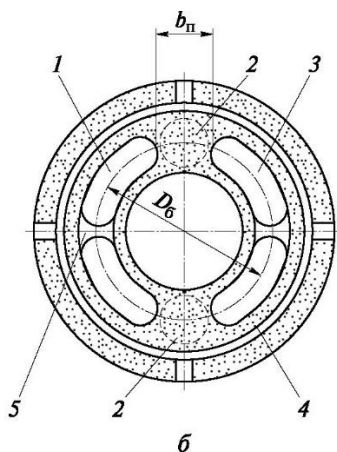
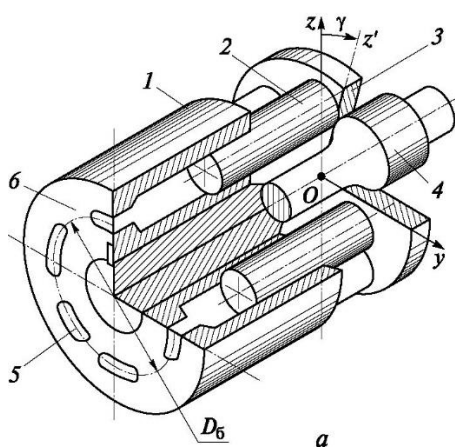
1. Бір реттік радиалды поршенді сорғы құрылғысының ерекшеліктері қандай?
2. Бір реттік радиалды поршенді сорғының жұмыс көлемі қалай анықталады және осы сорғыны жеткізуді реттеу қағидасы қандай?
3. Насостың жалпы ағынының біркелкі емес болуы және оны түзудің негізгі құралы деген не?
4. Жалғыз әрекетті радиалды поршенді гидравликалық қозғалтқыш құрылғыларының және көптеген әрекеттердің радиалды поршеньдік гидравликалық қозғалтқыштарының ерекшелігі қандай?

ОСЬТІК-ПОРШЕНЬДІ МАШИНА

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ

10.1. Жұмыс принципі және жұмыс көлемі

Осьтік поршеньді гидравликалық машиналардың айрықша ерекшелігі цилиндрлер блогының құрылысы болып табылады: онда поршеньдер білікке параллель орыналасады. Екі түрге бөлінетін цилиндрлердің айналмалы блогы бар ең көп таралған машиналар. Бір типтегі гидротарабтарда көлбеу дискі бар механизм, екіншісінде көлбеу цилиндрлер блогы бар механизм қолданылады. Қисық дискімен ауыстыру механизмінің схемалық құрылымы кұріш. 10.1. Поршеньдер 2 бар цилиндрлер блогынан тұратын 1 роторы білікпен бірге айналады. Поршеньдер сұйықтың қысымы немесе арнайы серіппелер арқылы машинаның корпусына бекітілген, білік сызығына бейімделген 3 тартқыш дискінің жазықтығына үнемі басылады. Ротор айналғанда, поршеньдер осьтік түрде жылжиды,



бірақ жұмысшы сұйықтықты кіріс терезелері арқылы сорғызып алу керек. Жұмыс сұйығының дистрибьюторы 6 цилиндрлер блогының айнасына ұқсайды (10.1-сурет, а). Суретте оның позициясы еркін түрде 90° -қа бұрылады.

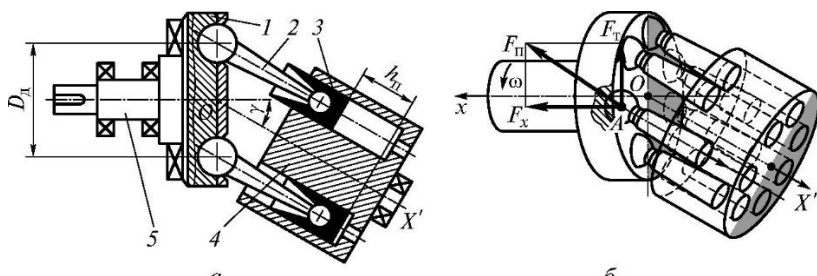
Цилиндр блогының айна жағынан дистрибьютордың көрінісі күріш. 10.1, б. Дистрибьютор - екі секциялы С-тәрізді терезелер 1 және 3 секіргішпен бөлінген диск. 2. Терезелер құбырды беру және төгу құбырларына қосылады.

Секіргіштің ені цилиндр түбіне кіргенде, инъекция мен төгінділердің сенімді бөлімі қамтамасыз етіледі. Ішкі секіргіш 5 қосалқы рөлді орындайды - ол дискінің қатандығын арттыратын жағы ретінде қызмет етеді. 4 канавкасы цилиндрлер блогы негізінде өтімділік қысым күштерін гидростатикалық түсіру үшін орындалады.

Бұл гидравликалық машинаның тізбегі түбегейлі түрде қалпына келеді. Ол сорғы мен гидравликалық қозғалтқыш үшін де қолданылады.

Бұрыштық цилиндрлер блогымен осьтік-поршенді гидравликалық машинаның схемалық орналасуы көрсетілген. 10.2. 4 цилиндрлер блогы өз осіне қатысты айналады, ол біліктің 5 бұрышында айналу осіне перпендикуляр. Поршеньдік 3 поршенді шарикті қосылыстарға және «1-stop» дискісіне бекітілген 2 байланыстырушы штангаға ие. Бұл диск білікпен бірдей айналады. 4 және цилиндрлер блогы өз мойынтіректеріне ие. Сұйықтықтың таралуын дискілі дисктегі машиналарда көрсетілгендей дисктердің дистрибьюторы қамтамасыз етеді.

10.2-суретте көлбеу цилиндрлер блогымен осьтік-поршенді гидравликалық машинаның схемасы берілген:



Гидравликалық машинаның көлбеу дискімен жұмыс көлемін анықтау үшін поршенді 2 (10.1, b-суреттерін қараңыз) НМТ-ге жеткенін елестетіп көрейік. Цилиндр блогы 180° айналымды аяқтағанда, бұл жолы, көлбеу дискпен 3 үнемі байланыста болған кезде, ТДК-ға көшеді. Дискімен поршенді байланыстыру нүктелері цилиндрдің осьтері дискінің жазықтығымен қиылысында жатыр (10.1, a-суретті қараңыз). Дискінің жұмыс жазықтығы 3 О нүктесінде білік осімен қиылысуы керек. Содан кейін жоғарыда көрсетілген диаграммадан революцияның жартысына тең поршенді толық ауыстыру керек. Оның қозғалысы:

= At_{gg} болады.

Онда D_6 - блокта цилиндрлерге арналған тесіктердің орталықтары орналасқан бөлгіш шеңбердің диаметрі; g - көлденең оське жазықтықтан өлшенетін тартылатын дискінің көлбеу бұрышы, көлбеу дискінің жұмыс бетіне дейін болады. Демек, цилиндрден бір поршень толығымен жылжытылған сұйықтықтың көлемі толықтай ауыстырылады:

pdn_{ml} .

$W_n = \frac{1}{2} \rho g t g$.

Роторы бар гидравликалық құрылғы үшін жұмыс көлемі мына формула бойынша анықталады: $q = A^2 z t g g$, (10.1)

мұнда A - поршеннің көлденең қимасы.

Бұрыштық цилиндрлі блокты гидравликалық машинаның жұмыс көлемінің формуласы ұқсас жолмен алынуы мүмкін pd^3

$$q = \frac{1}{2} D_a Z n \sin g, \quad (10.2)$$

мұнда D_d - штанганың буындарының орталықтары орналасқан тоқтау дискінің бетіндегі бөлгіш шеңбердің диаметрі.

10.1. Кинематикалық тәуелділіктер мен айналу бұрышы

Пистондардың жылжуын, жылдамдығын байланыстыратын кинематикалық тәуелділіктер білік айналу бұрышымен, осы

Гидравликалық машинаның гидравликалық поршенді көлбеу дискімен қозғалыс жылдамдығы формула бойынша анықталады (шығыссыз беріледі)

$$U_n = wR \operatorname{tg} g \sin j,$$

Р6 - цилиндрлер блогының шекті шеңберінің радиусы.

Демек, $0 < j < 2\pi$ үшін бір поршень шығаратын лездік ағым болады $Q_{ni} = wR \operatorname{tg} g \sin j$,

мұнда j - поршеньдің бұрыштық координаты.

$N < j < 2\pi$ кезде, ауыстыру жылдамдығы $Q_t = 0$, өйткені бұл сорғы режимінде осы интервалда орын алады.

Құрылғыдағы 3 поршендері бар осьтік-поршенді сорғының жалпы лездік жеткізілуі радиалды поршенді сорғы үшін есептелген (9.2-бөлімін қараңыз) Осыдан шығатыны, поршеньдердің саны осы типтегі гидравликалы машиналардың тегіс болмауына әсер етуі бірдей коэффициенттермен сипатталады.

Бір поршенді білікшедегі момент $M = F_n R \operatorname{tg} g \sin j$,

мұнда F_u - поршеньдегі сұйықтық қысымының күші.

Мұнда қабылданған белгілердің ережесіне сәйкес, бұл сәтте сорғыдағы сұйықтықты ауыстыру циклын орындайтын поршень жасаған кезде бұл оң болады. Поршеньді сору үшін инсульттің қалыптасу сәті цилиндрдегі қысымға байланысты. Егер ол сыртқа қарағанда үлкен болса (мысалы, сорғы күшейген кезде), сол сәтте белгі теріс болады. Сол формулалар да гидравликалық қозғалтқыштар үшін жарамды, бірақ қарсы белгілер бар. Айналмалы цилиндрлі блогы бар осьтік-поршеньдік гидравликалық машиналардың жұмысында кейбір ерекшеліктер бар. Негізгі ерекшелігі - цилиндрлер блогының жетегі тек белгілі бір жағдайларда оның синхронды айналуы білікпен қамтамасыз етеді. Айналмалы цилиндрлі блогы бар осьтік-поршеньдік гидравликалық машиналардың жұмысында кейбір ерекшеліктер бар. Негізгі ерекшелігі - цилиндрлер блогының жетегі тек белгілі бір жағдайларда оның синхронды айналуы білікпен қамтамасыз етеді

Көптеген режимдерде айналдырудың бұрыштық асинхрониясы бар, біліктің білігінің айналу жылдамдығы кезінде блоктың айналу бұрыштық жылдамдығы юб орташа мәніне қатысты белгілі бір шағын шектеулерде мезгіл-мезгіл тербеледі. Нәтижесінде, поршеньнің салыстырмалы қозғалысының жылдамдығы заңға сәйкес өзгереді $u = wR \operatorname{tg} g \sin j$ - ди, бұл

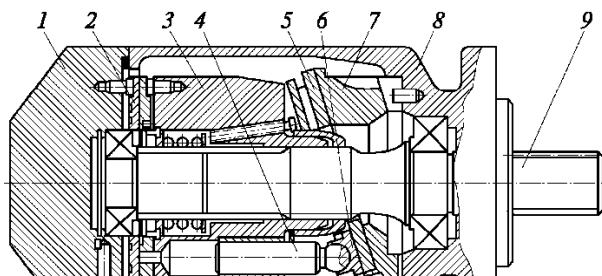
Дисктің диаметрі мен блокты дұрыс тандай отырып, қосылыс шыбықтардың ұзындығы мен блоктың бұрышын жеке жағдайда жекелеген жағдайларда қосымша жылдамдық нөлге тең болады және поршеньнің қозғалысы таза гармоникаға айналады. Бұл функция жалпы тұтынуға және моментіне әсер етеді.

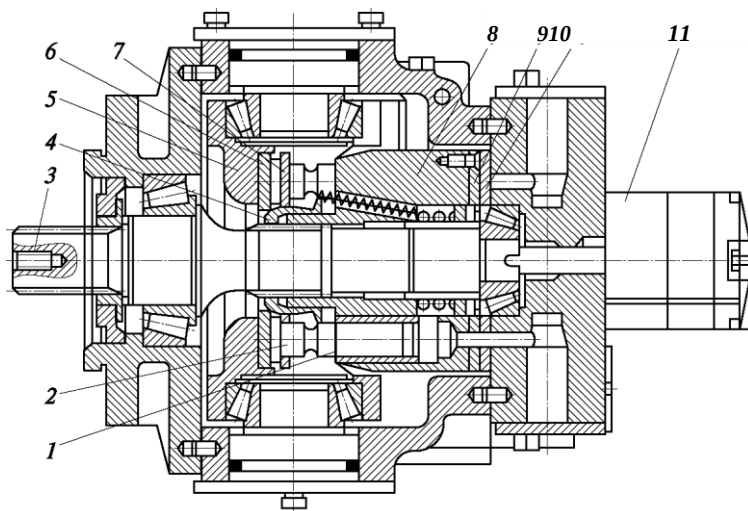
Осы түрдегі гидравликалық машиналардың тағы бір ерекшелігі, жұмыс сұйықтығының фазалық бөлінуін жақсарту үшін олардың ішіндегі тарату дисктің білікті айналу бағыты бойынша белгілі бір бұрышқа жылжытады (түзетіледі). Нәтижесінде мұндай гидромашиналар біліктің бір жақты айналуына ғана ие болады. Оларды пайдалану кезінде назар аудару қажет.

До
ау

10.1. Осьтік поршенді гидравликалық машиналардың конструкциялары

Қазіргі заманғы осьтік-поршеньдік гидравликалық машиналардың жоғары техникалық сипаттамалары бар. Дизайн мен нақты өндірушілерге байланысты, олар 25 ... 35 МПа дейін және кейбір жағдайларда 50 МПа дейін жұмыс істей алады. Көптеген өндірушілер осындай сорғылардың жалпы тиімділігін 93%-ға дейін қамтамасыз етеді. Машина жасаудың орташа қуатының сорғылары 3,000 айн / мин жылдамдықпен есептелген. Гидравликалық қозғалтқыштардың массасы бірдей қуаттың электр қозғалтқыштарымен және айналу жылдамдығымен салыстырғанда шамамен 15-20 есе аз. Сонымен қатар, сорғылар мен гидравликалық қозғалтқыштар үшін көптеген нұсқалар бар, олардың жұмыс көлемдері реттеледі. Рахмет



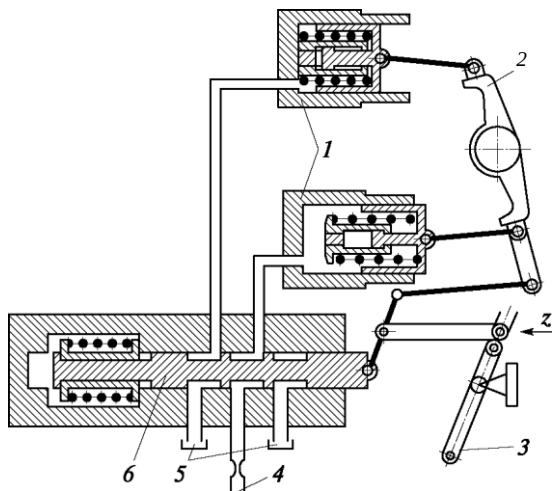


10.4-сурет. Осьтік-поршеньді басқарылатын сорғы:

1 - поршень; 2 - тірек аяқ киім; 3 - білік; 4 - сфералық тартқыш; 5 - себет; 6 - көлбеу диск бейімді бұрышпен; 7 - ұстаушы; 8 - цилиндрлер блогы; 9, 10 - тарату дискісінің бөліктері; 11 - қосалқы сорғы.

гидравликалық осьтік-поршеньді типті индикаторлар құрылыстың және жол машинасының гидравликалық жетектерінде кеңінен қолданылады.

10.3-суретте көлденең дискімен гидравликалық моторды көрсетеді. Блок цилиндрлерінде 3 көлденең топсаның 6 қалқаны бар, оның бір бөлігі 5 роторлы мойынтіректермен және қозғалмайтын тірек тірегі бар 5 айналмалы бөліктен тұратын 9 поршеньді құрайды. Жұмыс сұйықтығы блоктың цилиндрлеріне 2 дистрибутив арқылы кіреді. Крутящий цилиндрлік блок арқылы берілетін білікке 9, корпустың 8 тіректері және артқы қақпағы 1.18-суретте көлбеу дискімен реттелетін ағын сорғы көрсетілген. 10.4. Бұл сорғы поршеньді 1, аяқ киім 2 және цилиндрлердің 8 ілгек блогы бар. 10.3. Дегенмен, көлденең диск 6 қорапта 5 себетте орналасады, оның себетіне айналдыруға болатын радиалды-тартқыш мойынтіректері бар екі жұпталы бар.



10.5-сурет. Сорғы басқару жүйесі: 1 - гидравликалық цилиндрлер; 2 - кері механикалық байланыс тұтқасы; 3 - сілтемені басқару; 4 - тамақтану арнасы; 5 - дренаждық арналар; 6 - басқару панелі

Қосалқы сорғы поршенді гидравликалық бекітуге арналған, сорғының сору қабілеттілігін жақсартады және тамақтандыруды басқару жүйесін тамақтандыруға арналған.

Бұл сорғыны беруді басқару жүйесі схемалық түрде көрсетілген. 10.5. Тамақтандыруды басқару жүйесі екі басқару гидравликалық цилиндрлерден тұрады, 2 көлбеуі - көлбеу дискінің бесігі 6, басқарушы білік 6 және басқару байланыс 3.

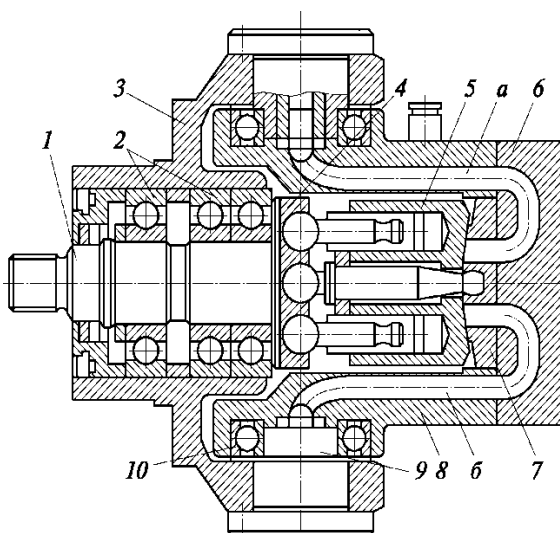
Байланыстың 3-әрекетінен бастап, 3-схемада 6-шы спутник жылжытылады, осылайша басқару желісі 4 төменгі гидравликалық цилиндр қуысына дейін жеткізіледі. Нәтижесінде, 2 тұтқасы сорғының көлбеу сорғыны айналдырады. Жоғарғы гидравликалық цилиндр сұйықтығы біріктіріледі. Басқару реакциясының керісінше белгісі бар сұйықтық төңкерісті жоғарғы гидравликалық цилиндр қуысына түседі, ал төменгі бөлігі біріктіріледі. Басқару сақинасын спуламен байланыстыратын тұтқыштар жүйесі көлбеу дискінің орнын басқару үшін қажетті кері байланысты қамтамасыз етеді.

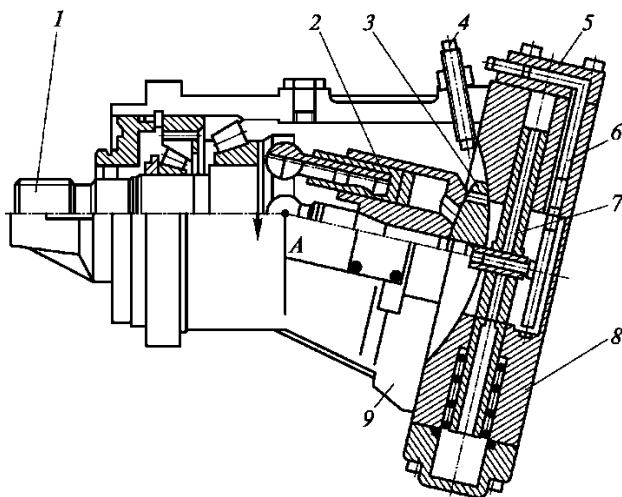
Осы өнеркәсібі жол құрылыс машиналарының жетектерінде

мойынтіректері бар тіректер 10. Осы себебінен себет бейімдіктің бұрышын өзгертетін блокпен бірге айнала алады. 4 қысқышы бар интегралдың білікшесі 1 қаптамада бекітілген 2 мойынтіректеріне орнатылады. 3. Сорғыларда орнатылған жабық айналмалы буындар (соққылар) 9 сорғыны гидравликалық жүйе құбырына қосуды қамтамасыз етеді.

10.7-суретте ресейлік «Pnevmostroymashina» кәсіпорнында жол-құрылыс машиналарының гидравликалық жүйелері үшін шығарылатын көлбеу цилиндрлер блогымен реттелетін осьтік поршенді сорғылардың бірін көрсетеді.

1 қысқышы бар білік 9 корпусындағы радиалды тартқыш мойынтіректерге орнатылады, цилиндрлер блогы 2 жалғастырушы штангамен жабдықталған. Дизайн ерекшелігі - цилиндрлер блогының 2 клондарының бұрышын өзгертетін дискі бар жұмыс сұйықтығын бөлу механизмі. Тарту дисктері алдыңғы нұсқасындағылар сияқты көздің көмегімен қаңылтырларға қосылады (10.6-суретін қараңыз, бұл бөліктер осы проекцияда көрінбейді) және себет жоқ сияқты. Дискілік 3 блоктың жағында сфералық пішінді және қарама-қарсы жақта цилиндрлік пішінді. Цилиндрлік беттің орталығы А нүктесінде орналасқан.





10.6-сурет.. Цилиндрлер блогының жалғастырғыш шыбықпен реттелетін осьтік поршеньді сорғы: 1 - білік; 2 - цилиндрлер блогы; 3 - тарату себеті себетпен; 4 - шектеу; 5 - басқару блогының қақпағы; 6 - су беру каналы; 7 - дифференциалдық әрекет гидравликалық цилиндр; 8 - басқару блогының жағдайы; 9 - сорғы корпусы

0° -ден $g_{\max}$ диапазонында айналу бұрышын басқару гидро реттегішпен орындалады, оның корпусы 8 сорғының артқы қақпағы бар интегралды.

Корпус ішіндегі себетпен байланыстырылған гидравликалық цилиндр 7 дифференциалды әрекеті бар, гидравликалық бақылау бақылайтын қозғалтқыш арқылы 6 арна арқылы жүзеге асырылады (диаграммада көрсетілмеген).

Мұндай сорғылар, сондай-ақ реттелмейтін және реттелетін гидравликалық қозғалтқыштар 22-1.020-100-95 стандарттары бойынша дайындалған және арнайы белгілер жүйесі бар.

Мысалы: сорғы 313.3.112.501.403, мұндағы 313 - сорғы реттеледі (гидравликалық қозғалтқыш - 303 санымен белгіленеді); 3 - роликті конустық мойынтіректері бар модель; 112 - жұмыс көлемі, см³; 5 - қуатты реттегішпен; 0 - жұмыс көлемінің шегі жоқ; 1 - оң гидравликалық басқару

Сынақ сұрақтары:

1. Қатты дискісі бар аксиальді-поршенді гидротораптық құрылғылардың ерекшеліктері және олардың жұмыс көлемі қалай есептеледі?

2. Айналмалы цилиндрлер блогы бар осьтік-поршенді гидравликалық қондырғылардың ерекшеліктері және олардың жұмыс көлемі қалай есептеледі?

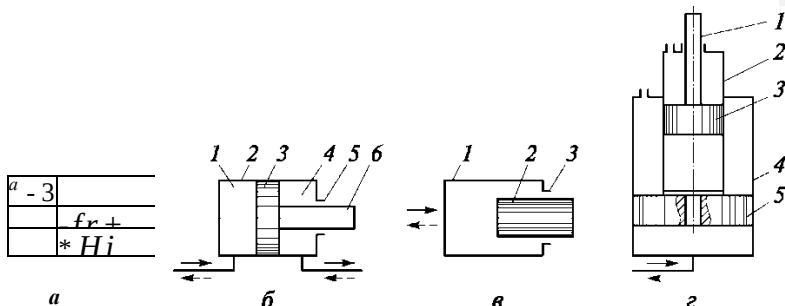
3. Осьтік-поршенді гидравликалық машиналардың жұмыс көлемін реттеу қандай принциптерге негізделген?

ГИДРОЦИЛИНДРЛЕР

11.1. Жұмыс принципі және негізгі қатынастар

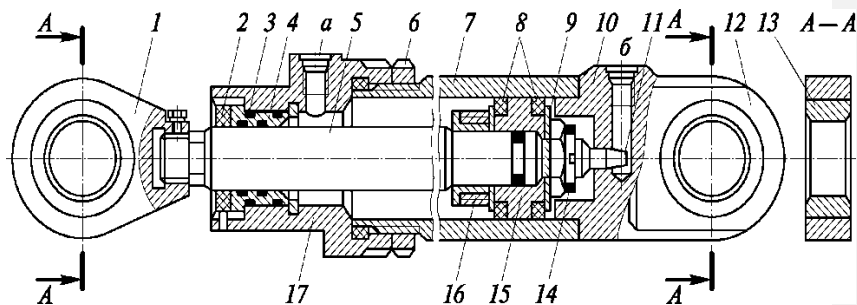
Гидравликалық цилиндрлер (гидравликалық цилиндрлер) реактивтік қозғалыстағы гидравликалық қозғалтқыштар деп аталады. Көптеген жағдайларда машина атқарушы органдарының сызықтық ауыстыруды қажетсіз құрылғылары болып табылады.

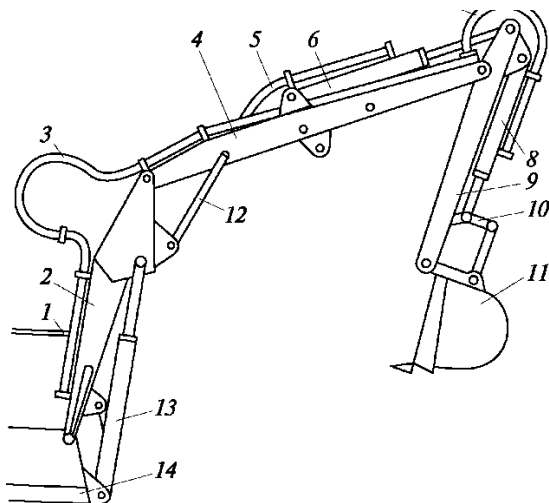
Жол құрылысы машиналарында бір жақты гидравликалық цилиндрлер қолданылады (11.1-сурет, а), екі жақты әрекет (11.1-сурет, б), пневматикалық гидравликалық цилиндрлер (11.1-сурет, в) және телескопиялық гидравликалық цилиндрлер (11.1-сурет, г). Гидравликалық цилиндрлердің алғашқы екі түрі - поршень, цилиндр (түтік), штангалар. Сонымен қатар, қосарланған гидравликалық цилиндрде герметикалық тығыздағышпен 5 шыбық қақпағы бар. Поршеньдік гидравликалық цилиндрде 2 штангаға арналған тығыздағышпен қақпақ бар және поршень жоқ. Телескопиялық гидравликалық цилиндрде жылжымалы емес цилиндрдің 4 жылжымалы қабаты жұмыс істейтін екі және жылжымалы 2 сатысы бар.



Жалпы техникалық мақсаттағы гидравликалық цилиндрлер ГОСТ 16514-96 сәйкес дайындалған «Гидравликалық қозғалтқыштар көлемді болып табылады. Гидравликалық цилиндрлер. Жалпы техникалық талаптары», олардың негізгі өлшемдері - поршеньдік диаметрі, диаметрі мен штрихты - ГОСТ 6540-68 «Гидравликалық цилиндрлер мен пневматикалық цилиндрлерге сәйкес болуы тиіс. Негізгі параметрлердің сериясы. «Гидравликалық цилиндрлердің номиналды қысымдары ГОСТ 12445-80 «Гидравликалық көлемдік жетектер, пневматикалық жетектер және майлау жүйелеріне сәйкес болуы керек. Номиналды қысым «Ең жиі қолданылатын 16 МПа номиналды қысым. Бірыңғай шелек экскаваторлар үшін гидравликалық цилиндрлер 32 МПа қысыммен шығарылады. Цилиндрлердің төрт түрі бар: мойынтіректерінде сырғанау (I түрі), тірек мойынтіректері (I типті), білікшелерге (II типті) бекітілген және люкте бекітуге арналған (IV типті) тірекке арналған тіреуіш пен жең бар.

Олардың әрқайсысында екі нұсқасы мүмкін: бірінші, онда поршеньдік алаңның рельстік алаңға қатынасы 1,33, екінші нұсқасы салыстырмалы ауданы 1,65 құрайды. Гидравликалық цилиндрлер үшін дизайн ерекшеліктері шифрланған болатын белгілер жүйесі қолданылады. Мысалы: гидравликалық цилиндр 2.2-100 x 250, мұндағы бірінші сурет II типті; 2-нұсқа - поршеньдің салыстырмалы ауданы 1.64, үшінші сан - цилиндрдің ішкі диаметрі (100 мм); төртінші сан - бұл поршенді 250. 11.2-суретте гидравликалық цилиндр, 16 МПа қысымы үшін есептелген, экскаватордың гидравликалық жетегі үшін жұмыс істейтін және шөмішті 0,65 м3 дейін. Поршеньдік және шұңқырлы қуыстарда жұмыс сұйықтығын жеткізу үшін а және б тармақтары табылады. Арқылы





11.3-сурет. Гидравликалық цилиндрлерді полигонның жетек механизмінде қолдану схемасы.

Білезік экскаваторы: 1 - жүргізуші кабина; 2 - көрсеткіш; 3 - гидравликалық шлангілерді жинау; 4 - бумды ұзарту; 5 - тұтқаның гидравликалық цилиндрінің шлангісі; 6 - қолмен цилиндр; 7 - шелек гидравликалық цилиндрдің шлангалары; 8 - шелек гидравликалық цилиндр; 9 - тұтқасы; 10 - шелектің тұтқалары; 11 - шелек; 12 - жоба; 13 - гидравликалық цилиндрлер; 14 - бұрылатын платформа

Гидравликалық цилиндрдің осы екі сорабы гидро-жүйеге қосылды. Құрылыстың айрықша ерекшелігі - поршень 11 каналда, ол поршень толық артқы инсультті аяқтаған кезде арна а арнасының апертурасында кішігірім аралыққа енеді және оны жабады. Осындай құрылғы таяқша қақпағындағы қол жетімді. Мұнда арна поршень толық алға соғуды аяқтаған кезде, амортизатордың 16 корпусымен жабылады.

Гидравликалық цилиндрлердің гидравликалық экскаватордың қазандығы бар қазу механизмін басқару үшін орналасу мысалда көрсетілген. 11.3. Мұнда гидравликалық жетекті гидравликалық дистрибьюторлармен басқарылады (12.7-суретті қараңыз).

Немесе

$$F_n = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d_n^2) p_{ш.п.}$$

онда D_n - поршень диаметрі; $p_{ш.п.}$ - поршенді қуыста қысым; d_n - диаметрі диаметрі; $d_{ш.п.}$ - родиның салыстырмалы диаметрі, $u_{ш.п.} = d_n / D_n$; $r_{ш.п.}$ - шұңқыр қуысында қысым. Егер қазіргі уақытта штанғаға қолданылатын күштердің сомасы Финнен азырақ болса, поршень оңға қарай жылжиды. Поршень жылдамдығы пучок қуысына кіретін шығыс жылдамдығымен үздіксіздік теңдеуіне сәйкес анықталады:

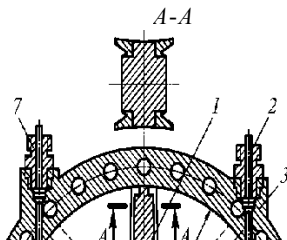
$$U = \frac{Q_{п.п.}}{F_n}$$

Поршеньнің жұмыс соққысы, оны ауыстыру X_h гидравликалық цилиндрдің толық жұмыс ұзындығына тең болғанда аяқталады. Қайта оралту үшін сұйықтықтан штанғаға жеткізуді ауыстырып, поршенді қуысты ағызу желісіне ауыстырыңыз. Қарама-қарсы бағытта қозғалыс кезінде, поршень жылдамдығы өзгереді, егер шығыс жылдамдығы бірдей болса:

$$U_1 = \frac{Q_{п.п.}}{F_n} \quad \text{А-А}$$

Алға және кері жылдамдықтардың теңдігін қамтамасыз ету үшін тұрақты диаметрлі үздіксіз шыбықпен гидравликалық цилиндрлер қолданылады. Гидравликалық цилиндрдің ұзындығы поршеньнің қажетті инсультымен анықталады

оны қолдану шарттарына сәйкес, бірақ
Әдетте көп қабылданбайды
10DN, себебі басқаша
бойлық тұрақтылыққа байланысты
мәселелер
Техникалық
құрылғылардың,
-шектеулі қозғалысы
1. Гидравликалық цилиндр
2. 7. қосарға орнату



шектеулерді, атқарушы гидравликалық қозғалтқыштарды есікке қарсы қолдануға болады. Қанат түрінің гидравликалық цилиндрлері деп аталатын осындай құрылғылардың мысалы келтірілген. 11.4. Оларда біліктің 5 айналмалы қозғалысы сұйық қысымның айналмалы қанаттың әсерінен жүзеге асады. Мұндай айналмалы гидравликалық цилиндрдің жұмыс көлемі формула бойынша есептеледі [10]

$$q = \frac{\pi B}{2} \left(R_{\text{в.п}}^2 - \frac{d^2}{4} \right),$$

мұндағы В - пышақ ені (осьтік қанаттың өлшемі); Радиусы ың ішкі беті; d- біліктің сыртқы диаметрі (11.4 -суретті қараңыз).

11.1. Гидравликалық цилиндр конструкцияларының элементтері

Цилиндрдің гильзасы болат құбырлардан жасалған, шойын және болат құю, алюминий қорытпалары. Ішкі Жеңдер беті, әдетте, роликті-тазалықтың жоғары деңгейін алу. Сонымен қатар, Хром беттері хромидалған. Алюминий қорытпасынан жасалған жеңдер үшін -

Хром жабыны қалыңдығы кемінде 35 мкм болуы керек.

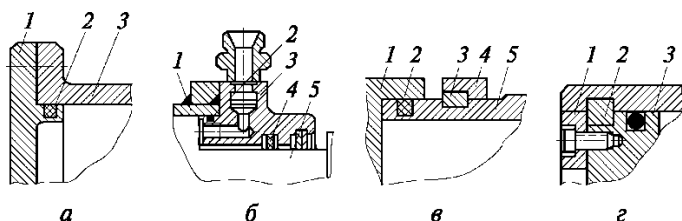
Жабынды кейін, беті жылтыратылады. Рука 5 қабырғаларының қалыңдығы шарт негізінде есептеледі. Берілген дизайны қысымындағы беріктік: рр.

$$5_{\text{ст}}/\Pi_{\text{п}} < 0,1$$

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{p_p D_{\text{п}}}{2\delta_{\text{л}}},$$

$$5_{\text{ст}}/\Pi_{\text{п}} > 0,3$$

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{D_{\text{п}}}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p_p(1 - 2\mu)}{[\sigma] - p_p(1 + 2\mu)}} - 1 \right),$$



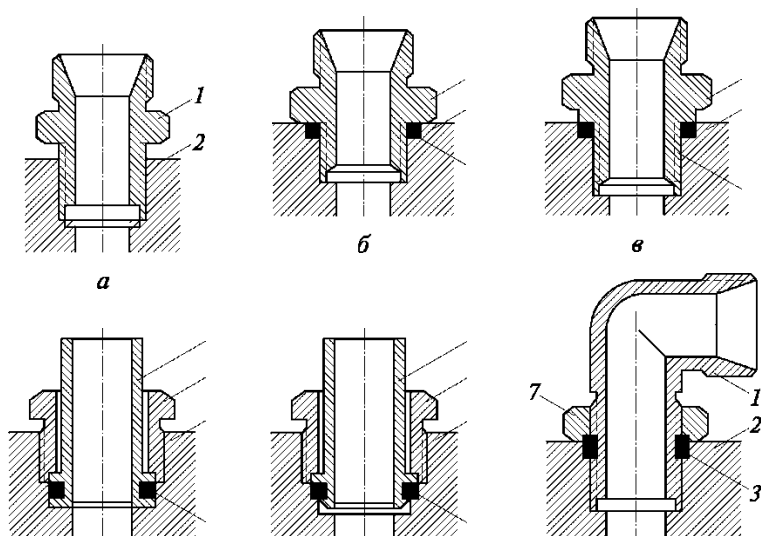
11.5-сурет. Цилиндр гайкаларын қақпақтармен жалғауға арналған опциялар: а - болттардағы бір фланецті жалғау: 1 - қақпақ; 2 - икемді тығыздау сақинасы; 3 - жеңдер; б - дәнекерлеу фланеці арқылы болттарға қосу: 1 - жең; 2 - тығыздау сақинасы; 3 - мұқаба; 4 - герметикалық мөр; 5 - сабақтар; в - сыртқы бөлінген жарты сақиналармен байланыс: 1 - қақпақ; 2 - тығыздау сақинасы; 3 - бөлінген жартылай сақина; 4 - кәсіптік фланец; 5 - оқиға, д - қосылу Ішкі бөлінген жартылай сақиналар: 1 - фланец; 2 - бөлінген семирлер; 3— қақпағы

Бұл формулаларда жеңнің дизайны диаметрі поршень диаметріне тең деп есептеледі - $D_g = D_u$, ал дизельдік қысым p_r қалыпты жұмыс жағдайында болатын ең жоғарғы қысымға тең. Сонымен қатар, жүктеменің түріне қарай 1,25-ден 4,0-ке дейінгі диапазонда тандалған қауіпсіздік коэффициентіне максималды қысым көбейтіледі. Цилиндр гайкасы қақпақтарға қосылған. Ең қарапайым - болттардағы интегралдық фланецтермен (11.5, а) немесе дәнекерленген фланецпен түйістер (11.5, б). Бұрандалар поршень қақпағындағы осьтік жүктеменің әсерінен беріктігі бойынша тандалады. Болттар саны 4-тен 8-ге дейінгі ауқымда беріледі. Радиалды өлшемдерді азайту үшін, қақпақ қосылыстары сыртқы жағынан (11.5 -сурет, с) немесе ішкі жағынан тесілген арқандарға салынған арнайы саңылауға салынған жарылған жарты сақиналарға қолданылады (11.5-сурет, d).

Барлық бекітілген буындарда, дәнекерлеуден басқа, пломбалар орнатылады. Мөрдің ең көп таралған түрі - бекітетін ойыққа салынған резеңке тығыздау сақиналары. Сақиналар арнайы майға төзімді резеңкеден жасалады және ГОСТ 9833-73 «Гидравликалық және пневматикалық құрылғыларға арналған дөңгелек және дөңгелек секцияларға арналған резеңке сақиналарға сәйкес сыртқы немесе ішкі диаметрі мен сымның көлденең қимасының диаметріне сәйкес келеді. Дизайн және өлшемде. «Поршеньдер бір пішінде немесе таяқпен байланыстырылатын бөлік

Ол үшін герметиктер серпімді, сондай-ақ күшейтілген, резеңке немесе полимерлі материалдардан жасалған, серпімді металл сақинамен тығыздалған және тығыздалмаған. Ерін тығыздағыштарының әсері ішкі қысымды манжеттердің манжеттеріне бағыттайтын және оларды жең бар бетіне басатын өздігінен тығыздау әсеріне негізделген. Жабысқақ құрылғылардың манжалары ГОСТ 14896-84 «Гидравликалық құрылғыларға арналған резеңке манжеттер».

Дөңгелектер тұрақты диаметрлі шыбықтар түрінде, оның бір жағы поршеньнің астына және оның бекітілуіне орналастырылады, ал екінші жағында пішінді жетектерге қосуға арналған құрылғы. Стикерлер сыртқы диаметрмен тығыздалады және олардың тығыздағыш бөліктері цилиндрдің шатырына орналастырылады. Цилиндрдің басындағы тығыздағыштан басқа, тығыздағыш материалын абразивті тозудан қорғайтын шыны сақина орнатылған. Егер пайдалану шарттары рұқсат етілсе,



шыбықтардың шығырлары гофрленген қақпақтармен сыртқы ластанудан қорғай алады.

Гидравликалық цилиндрдің қуысында гидравликалық сұйықтықты жеткізу жеңге бекітілген арнайы шнурлардың қақпағындағы тесіктер арқылы жүзеге асырылады. Тесіктерде жіптер гидравликалық құбырларды қатаң металл құбырлар немесе икемді резеңке (әдетте күшейтілген) шлангілер түрінде гидравликалық цилиндрге жалғауға мүмкіндік беретін шүмек қосылымдарын бекітеді. Мұндай байланыстардың әртүрлі нұсқалары күріш. 11.6. Байланыстардың негізгі түрлері стандарттарға немесе салалық стандарттарға сәйкес келеді.

Қажет жағдайда гидравликалық цилиндрлер поршеньді инсульт соңында тежеуді қамтамасыз етеді, поршень құлыптары мен гидравликалық құлыптар. Гидравликалық демпферлік құрылғылардың әрекеті поршень цилиндрдің басына жақын болған кезде жылжытылған ағынға қосымша гидравликалық төзімділікке негізделген (11.2-суретті қараңыз).

Құбырдың ағып кетуіне жол бермеу үшін мұнайдың ағып кетуін болдырмау үшін, мысалы, оның жарылуы, гидротехникалық құлыптар қолданылады.

Сынақ сұрақтары

1. Жол-құрылыс техникасында қандай гидравликалық цилиндрлер қолданылады?
2. Егер олардың жұмыс қысымы белгілі болса, бір әсерлі және қосарлы цилиндрлердің штангасындағы күшті қалай анықтауға болады?
3. Белгіленген дизайн қысымына есептелген цилиндр қабырғаларының қалыңдығы қалай анықталады?
4. Гидролимерлерде демпферлік құрылғылардың мақсаты қандай?

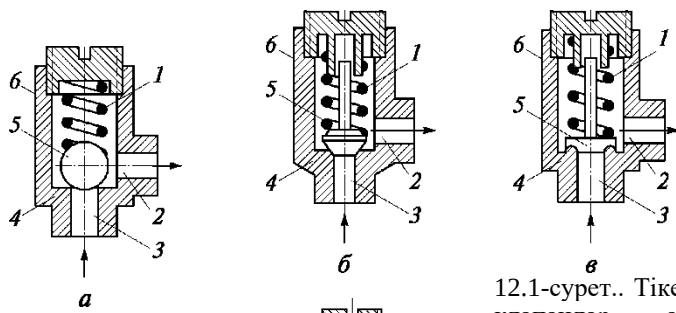
ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ АППАРАТУРА

12.1. Қауіпсіздік және шамадан тыс клапандар

«Гидравликалық жабдық» термині гидравликалық жүйелерде пайдаланылатын әртүрлі гидравликалық құрылғылардың олардың жұмыс істеу қабілеттілігін, олардың жұмысының қарапайымдылығын және олардың функцияларын сапалы орындауын қамтамасыз ету үшін түсініледі. Қауіпсіздік және клапан клапандары, бақылау клапандары, гидравликалық ағындар дистрибьюторлары және т.б. сияқты өнімдер гидраппаратураға тиесілі.

Гидравликалық және гидравликалық клапандар гидравликалық жабдық болып табылады, автоматты түрде басқарылатын қысыммен жүйеде жұмыс істейді және осы қысымның белгілі бір шектерде сақталуына арналған.

Қауіпсіздік клапандары гидроторапты қысым жүктемесінен қорғау үшін әзірленген, олар көлемді гидравликалық жетектердің және гидравликалық жүйелердің барлық түрлерінің маңызды бөлігі болып табылады және жиі сорғы қондырғыларына біріктіріледі.



12.1-сурет.. Тікелей әрекет ететін клапандар а - шарлар

Артық клапандар ағынның бір бөлігін толтыру арқылы жүйелерде тұрақты қысым ұстап тұруға арналған. Көптеген жағдайларда артық клапандарды қауіпсіздік клапаны ретінде пайдалануға болады.

Қысымды реттеу принципі бойынша барлық клапандар екі топқа бөлінеді: тікелей әрекет ететін клапандар және серво-әрекетпен клапандар, немесе басқарылатын клапандар. Тікелей жұмыс істейтін клапандардан айырмашылығы, оларда клапанның жұмысын және қысымын қамтамасыз ету процесін автоматты түрде басқаруға арналған қосымша гидравликалық құрылғы бар.

Тікелей әрекет ететін клапандардың негізгі түрлері күріш. 12.1. Бекіту элементі 5 жабық деп аталады, орындық 4 орындық, ол жиі 6 корпусына басылған бөлек бөлік ретінде орындалады. Арна 1 клапанның ашылуына жол бермеу үшін болтты басады. Садлеттің өткір қырлары болуы мүмкін (12.1-сурет, а), конустық жиектер (12.1-сурет, б) немесе сақиналы тірек жиектері болуы мүмкін (12.1-сурет, с). 3 каналда сұйықтық клапанға жеткізіледі, ал 2 арна бойымен ағызу желісіне жіберіледі.

Егер орындықтағы сұйықтық қысымы серіпшелердің күшінен асып кетсе, клапан ашылады және сұйықтық ағызу жүйесіне кіреді. Реттелетін клапандарда реттеу бұрандалары бар (12.1-суретте көрсетілмеген), оның көмегімен клапанның іске қосу қысымын орнатуға болады.

• Ресейдегі және шетелдегі мамандандырылған кәсіпорындар ұлттық және салалық (фирмалық) стандарттар негізінде клапандарды жасайды. Мәселен, құрылыс және жол машиналарында пайдалану үшін «Пневмостроимашина» АҚ 22-1.020.102-95 ТУ негізінде клапандар мен басқа да жабдықтар шығарады. Гидравликалық жүйелерге арналған осындай клапандар таңдалған параметрлер:

• Гидравликалық жүйеде минималды қысымға сәйкес келетін номиналды қысым;

- максималды және ең төменгі реттелетін қысым;
- клапанның есептік ағынының сыйымдылығы;
- клапандарды құбырға немесе гидравликалық қондырғыға жалғау үшін қосылыстардың түрі мен жіптің мөлшері.

Көптеген клапан өндірушілері осы сипаттамаларды өнімнің әріптік-сандық белгілеуінде шифрлайды. Номиналды қысым деңгейінде төмен (2 МПа дейін), орта (6 ... 10 МПа дейін) және жоғары (10 МПа) қысымдар клапандары бөлінеді. Бұл бөлу олардың құрылыстарындағы белгілі бір айырмашылықтармен байланысты.

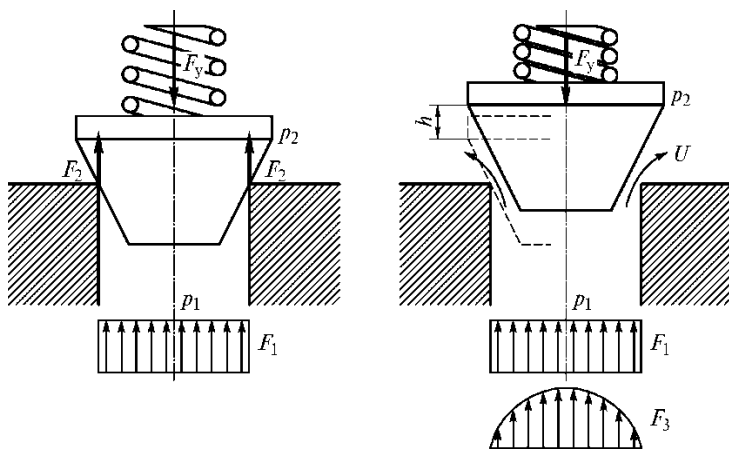
гидравликалық цилиндр немесе гидравликалық блок. Сондай-ақ, өнімде тікелей орнатылған вентильдер қолданылады.

Гидравликалық диаграммалардың принципі бойынша, гидроприводты қорғау және толып кету клапандары әдеттегі нышандармен көрсетіледі (1-қосымшаны қараңыз).

Тікелей әрекет клапандарының белгілі бір жетіспеушілігі төмен қысымдар кезінде пайда болатын өздігінен тербелістердің үрдісі (клапандардың өздігінен ауытқуы деп аталатын). Доп пен конустық клапандар ең өздігінен тербеледі. Автоматты тербелістердің клапандары салыстырмалы түрде сирек кездеседі.

Өзін-өзі тербелуге қарсы тұру үшін ағынды бөліктің ерекше, сәтті формаларын дамытады, құрылыстың демпфирлік қасиеттерін арттырады. Барлық жағдайда клапандарды паспорт сипаттамасында көрсетілген қысымдарға қарағанда пайдалану ұсынылмайды.

Клапан жабылған кезде (12.2-сурет, а), оның ысырмасы жабдықтау каналындағы сұйықтық қысымы күшімен әрекет етеді (дәлірек айтқанда, қуат беру және түсіру қуыстарындағы қысым күштерінің айырмашылығы). Біз оның бойлық осіне А2 арқылы проектісін білдіреміз, содан кейін икемділік күші де әрекет етеді.



көктемгі F_y қонақтарына және F_2 байланыс жанындағы реакцияға байланыс желісі бойынша бөлінді. Оңнан жоғары бағытта бола отырып, бойлық осьте проекциядағы жабық клапанның статикалық тепе-теңдік теңдеуін келесі түрде жазамыз:

$$F_i - F_y + F_z = 0.$$

Егер арнадағы қысым күшейсе, F_2 орындық реакциясы төмендейді. Клапанды ашу алдындағы сыни жағдай $F_2 = 0$ жағдайына сәйкес келеді немесе

$F_i = F_y$, яғни, сұйықтықтың қысымды күштері болтқа серпімділікпен теңестіріледі. Шеттерін анық деп есептей отырып, $A_{ef} = \pi d^2 / 4$ сұйықтық қысым күші әрекетінің тиімді аймағын енгіземіз және клапан серіппесінің C_s қаттылық коэффициентіне және оның бастапқы жүктемесі x_0 -ға статикалық тепе-теңдік күйі мына түрде ұсынылады:

$$C_s x_0 = A_{ef} (p_1 - p_2),$$

онда p_1 және p_2 - қысым және разрядтау желілеріндегі қысым.

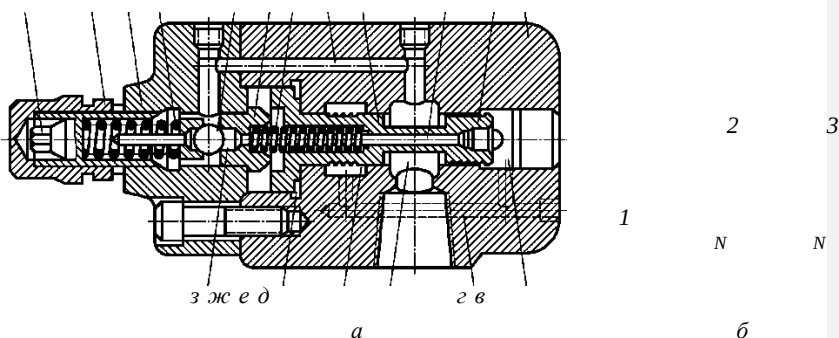
клапанды ашу қысымы немесе қысым әйтпесе ол нақты $p_{max} = C_{sx0} / A_{ef}$. Есілі анықталады желісі $(p_1 - p_2) > p_{max}$ қысымның көрінеді, клапан ашылады және сұйықтық отыруға және қақпа арасындағы қалыптасқан саңылау арқылы өтуге басталады. орта және әдетте $p_2 \ll p_1$, клапан орнату жағдайы жиі PX ретінде анықталады, сондықтан $p_2 = p_{1max}$, p_x - қысым клапаны жоғары қысым клапандар үшін; p_{1max} - қалыпты жұмыс істеу үшін клапанның алдында қысым сызығындағы ең жоғарғы рұқсат етілген қысым. Қауіпсіздік клапандары үшін p_{1max} қысымы әдетте жүйеде номиналды қысымнан 5 ... 15% жоғары болады.

Бұрандалы седладан жоғары көтерілгенде, сұйықтық клапан арқылы өтеді және күштердің бұрандадағы әсерінің көрінісі өзгереді. F_2 күші жоғалады, F_y күші көктемді қысу арқылы көбейтіледі және тағы екі күш пайда болады: F_3 - сорғының артындағы гидродинамикалық қысымның төмендеуімен туындаған $P_{У2} / 2$ пропорционалды гидродинамикалық қысымның күші және F_4 күші. Сызбалық түрде, тік осьтегі проекциядағы осы күштер күріш. 12.2, б. Ашық клапанның тепе-теңдік күйі әр түрлі

ренталық клапан. Егер клапан максималды шығыс жылдамдығын $Q_{\max}$ деп есептесе, онда ол қысым сызығындағы қысымның $p_{\max}$ деңгейіне ұлғаюына сәйкес болады.

50 л / мин-дан асатын, сондай-ақ жоғары қуатты жүйелерді шамадан жүктеуден қорғау үшін тұрақты қысымның болуын қамтамасыз ету үшін сервоприводты клапандарды немесе жанама клапандарды пайдалану тиімдірек болады. Олардың құрылғының ерекшелігі оларда жұмыс ағыны өтетін немесе жабатын негізгі гидравликалық құрылғы ғана емес, сонымен қатар осы гидравликалық құрылғыны басқаратын қосымша клапан бар. Соңғысы ретінде, міндетті түрде ашық клапандар немесе спулдар қолданылады.

Басқарылатын клапандардың бірі 12.3, а-суретте көрсетілген.. Клапанның ішіне 10 корпусы бар, оның ішінде құлыптау білігі 8, пресс-клапанның сервопропильдісі 5, қысымды 4 серіппелі және 6 отырғызу орны бар. Ұшақтың оң жақ шетіндегі жабық күйде с ішкі камерада қосылатын сұйықтықтың қысымы бар қысым қысымы желісіне қосылатын қысым қуысы е бар. Саңырауқұлақ нысаны бар қаптың сол жағы камерада е және бұрыштық жағынан - қуыстың z-нің қысымымен байланыстырылған камера g қысымымен жүктеледі. Бұл қуыста қысым қуысты ішкі арна бойымен b бұралған, бұрғыланған қаптамада. Серво клапаны жабылған кезде, 1 2 3 4 5 6 7 а 8 6 9 10



в г, д, е, г, бірдей және спой гидравликалық теңдестіріледі. Осы сәтте қысым пружинасы оны өте дұрыс қалыпта ұстап тұрады және сервопронды клапан жабылады.

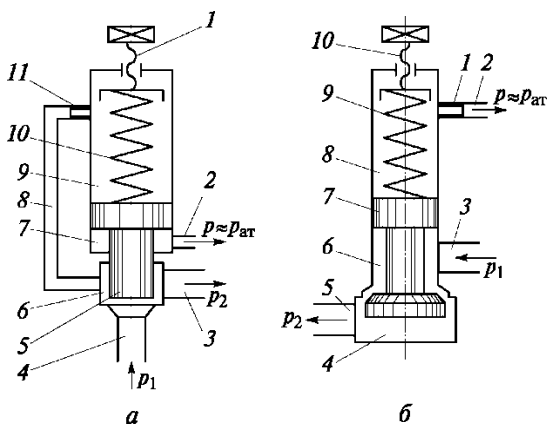
Егер қысым сызығындағы қысым жоғарыласа, камерада 3 қысымы да артады (сұйықтық спулға 6 арна арқылы жіберіледі). Нәтижесінде, шарлар клапанына қолданылатын гидравликалық күш серіппе 4 түзету күшінен асып кеткен кезде сервоприльный клапан ашылады. Бұрғылау арқылы өтетін сұйықтық ағызу гидролизінің сызығына қосылған ағызылатын қуысына кіреді. Арнадағы сұйықтық ағынының салдарынан туындайтын гидравликалық шығындар камерада 3 қысымды камераларда қысымның төмен болуына әкеледі. Доңғалақтың ұштарында әрекет ететін гидравликалық күштердің тепе-теңдігі бұзылып, доңғалақ солға қарай жылжиды. Нәтижесінде қысым қуысы е ағызу қуысына қосылады. Серво бақылайтын клапан ашылғаннан кейін, ол арқылы шығыс жылдамдығына тәуелсіз, қысым сызығындағы қысымды іс жүзінде тұрақты деңгейде ұстайды. Осы қасиетінің арқасында мұндай клапандар жиі қысым сызығындағы тұрақты қысыммен гидравликалық жүйелердегі асып кету клапандарының сапасында қолданылады.

12.1. Редукционные и обратные клапаны

Қысқыш клапандар негізгі гидролиз сызығында жұмыс істейтін қысымнан гидравликалық жүйеде үздіксіз төмен қысымды сақтауға арналған (белгілі бір шектерде). Бұл клапандар қысымды қысымы бар гидравликалық құрылғылардың жеткізілуін реттеуге немесе түрлі қысымдарда жұмыс істейтін бірнеше құрылғылардың бір гидролизденуін реттеуге қолданылады. Қысымды төмендету клапандарының жұмыс принципі негізгі магистральды құбырдың қысымына негізделген (12.4-бөлімін қараңыз).

12.4-суретте жоғары қысымды тамшыларда жұмыс істейтін дифференциалдық каптамасы бар қалпына келтіру клапанының схемалық сызбасы көрсетілген. 4 каналдан 4 гидростатикалық қысымы бар камераға 6 ағып, сұйықтық 5-ден төменгі шетіне тиіп кетеді, соның салдарынан шығыс каналындағы 3 р2 қысымы төмендейді.

Сол қысым 8 аралық арқылы камераға 9 жіберіледі және дөңгелектің үлкен диаметрінің соңында әрекет етеді 5. Бұл қысымдағы және 10 серіппені біріктірілген әрекеті белгілі бір тесікшенің ортасында ұстауды камтамасыз етеді. Егер арна 3 қысымы төмендеген болса, онда үстіңгі



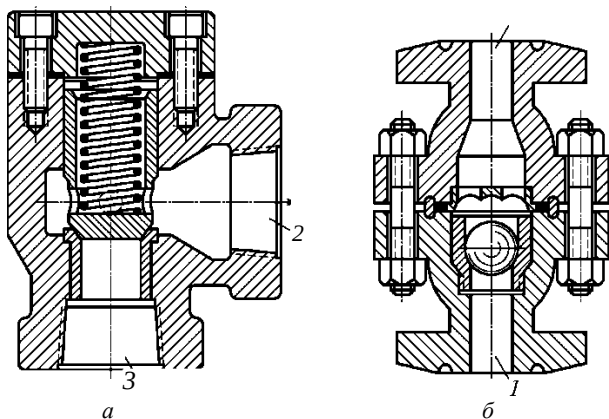
Сурет- 12.4. Қысымды төмендету клапандарының схемалық орналасуы:

а - дифференциалдық каптамамен: 1 - реттеу бұрандасы; 2 - дренажды канал; 3 - шығу арнасы; 4 - жеткізу арнасы; 5 - слайдты клапан; 6 - кіру камерасы; 7 - дренаждық қуыс; 8 - басқару каналы; 9 - жоғарғы камера; 10 - көктемгі; 11 - дроссель; б - конустық тоқтау элементімен: 1 - дроссель; 2 - дренажды канал; 3 - жеткізу арнасы; 4 - ағызу қуысы; 5 - ағызатын арна; 6 - қысым қуысы; 7 - слайдты клапан; 8 - дренажды камера; 9 - көктем; 10 - реттеу бұрандасы

бұл ашылу аймағын ұлғайтады, шығынды азайтады және алдыңғы қуат теңгерімін қалпына келтіреді. Бұранда 1 қысылған қысымды реттейді, ал дроссель 11 - автоматты тербелістерді нашарлатады. 7-бөлімде су ағып кетеді, содан кейін қысым $p \sim p$ кезінде дренаждық каналға ауысады.

Қысқартқыш клапанның конустық құлыптау элементімен жұмыс істеу принципі (сурет-12.4, б) ақ ағынды бүрку принципіне негізделген. Бұл жерде арна 3-ке жоғары қысым p_1 қолданылады, ал төменгі қысым p_2 арнадан 5 алынып тасталады. Тоқтату элементі - 7-нің конусы саңылауы және 4-саңылау қуысының шеті. 9-серіппелі және реттеу бұрандасы қысымның төмендеуін реттейді. Су ағызу камерасынан 8 дроссель 1 арнадан 2-ге дейін төмендеген қысым $p = p$ арқылы ауытқиды.

Сорып алу клапандары сұйықтықты бір бағытта өткізуге қызмет етеді. Құбырдағы ағым бағыты қандай да бір себеппен өзгерсе, бұл клапан арнаны құлыптайды. Кері қайтармайтын клапан доптың, конустың немесе дөңгелек түрінде ұстағышы бар (12.5-сурет).



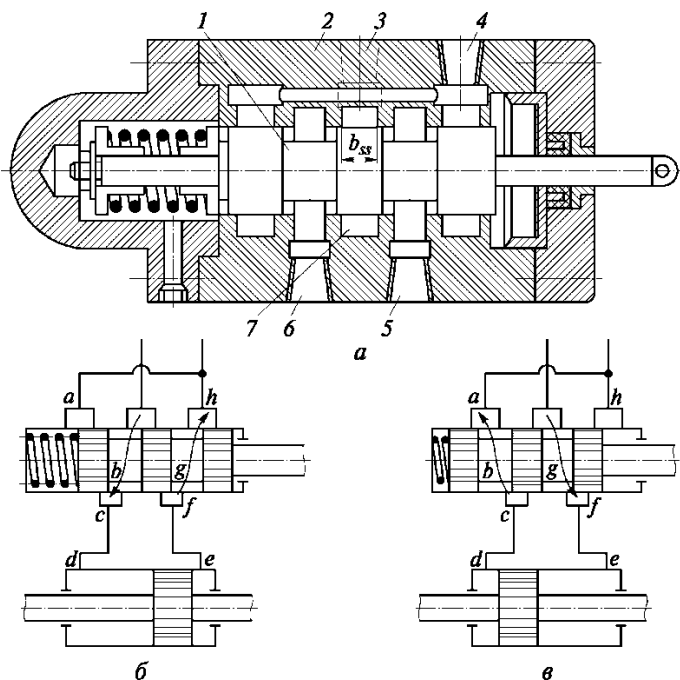
Сурет-12.5. Тікелей әрекет ететін клапандар: *a* - конустық ысырмамен; *b* - шар клапанымен; 1, 2 – гидролизиндер

12.2. Гидравликалық ағынды таратушылар

Гидравликалық ағынның дистрибьюторлары гидравликалық жүйеде гидравликалық сұйықтың ағынын ауыстыруға арналған гидравликалық муфталар деп аталады. Гидравликалық қозғалтқыштарда клапанның үш түрі қолданылады: клапан клапандары және айналмалы бұталар. Гидравликалық агрегаттарға - гидравликалық қозғалтқыштарға және гидравликалық цилиндрге жеткізілетін гидравликалық сұйықтың ағынын басқару үшін ағындарды таратқыштар қолданылады.

Ағындық дистрибьюторларды белгілеу үшін спамның жұмыс позицияларына сәйкес квадраттардан тұратын схемалық диаграммаларда белгі белгіленеді. Бұл квадраттардың әрқайсысында сұйықтың ағыны мен оның бағытын көрсететін көрсеткілер көрсетіледі. Осындай суреттердің мысалдары 1-қосымшада келтірілген.

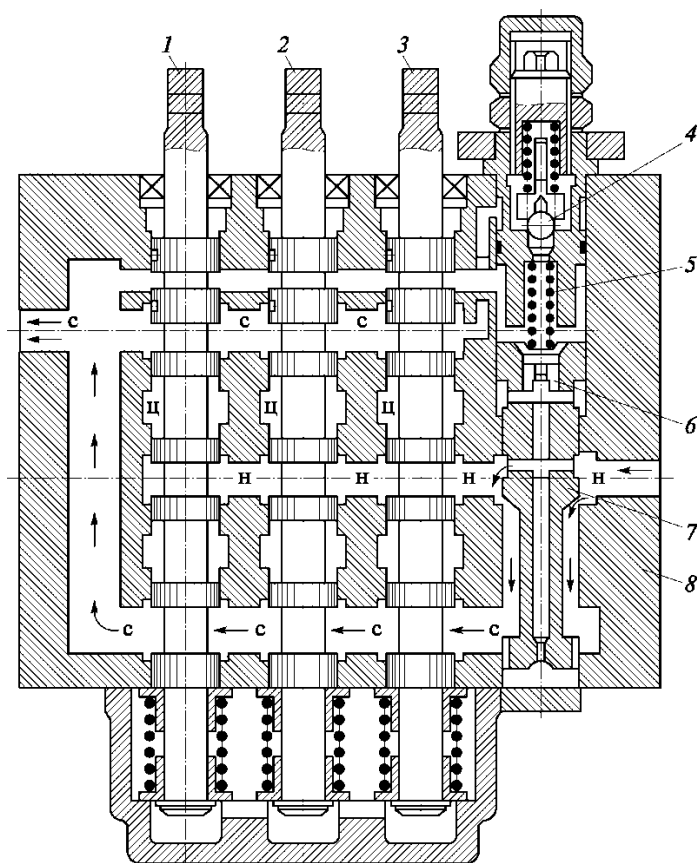
Алтын түрінің дистрибьюторлары кеңінен қолданылады. Олардың біреуі құрылғы суретте көрсетілген. 12.6, а және гидравликалық цилиндрлерді басқару диаграммалары көрсетілген. 12.6. Дистрибьютордың үш белбеуі бар цилиндрлік нысаны бар 1 жылжымалы бөлімі бар -



12.6-сурет.. Гидравликалық клапан ағыны: *a* - дистрибьютордың сызбалық құрылғысы: 1 - слайдты клапан; 2 - тұрғын үй; 3 - кіріс арна; 4 - шығу арнасы; 5, 6 - гидравликалық қозғалтқышқа сұйықтық беру арналары; 7 - қысымды терезе; *b* - шығыс солға жылжытылған кезде ағын схемасы; *c* - ағын схемасы, егер спол оң жаққа жылжиды: *a* - *d*, *e* - *h* - сұйықтықтың қозғалысы

Егер дөңгелегі оңға қарай бұрылса (12.6, *b*-суретті қараңыз) және кіріс және шығыс порттарының біреуі толығымен ашылған болса, онда жүйеде *a*-*b*-*c*-*d* бағытындағы және *e*-*fg*- су ағызу желісі. Кескіш сол жаққа сол қашықтыққа (12.6, *c*-суретті қараңыз) сұйықтық ағыны жүйеге және ағызу бағытына қарама-қарсы өзгереді, яғни. сұйықтық ағызу желісінен *h*-*g*-*f*-*e* бағыты бойымен, содан кейін жүйеге *d*-*c*-*b*-*a* бағыты бойымен қозғалады. Осы типтегі дистрибьюторлар үшін диск режимінде жұмыс істеу тән.

Терезенің ашылуының нөлден толық ашылуына қосымша өзгерістер. Бұл дистрибьютор үш сатыдан тұрады. Айта кетейік, бұл жағдайда төтенше жағдай орынды болуы керек. Сондай-ақ, екі жақты дистрибьюторларды қолданыңыз, онда ортақ жағдайда арналар бір-бірімен араласпайды, бірақ бір-бірімен ерекше түрде байланысады. Бұл ұстаным жиі «ашық бейтараптық» деп аталады.



Екі немесе одан көп бірлескен гидроцилиндрлерді басқару үшін гидравликалық дистрибьюторлардың блоктық конструкциялары қолданылады. 12.7-суретте ЕО-2621В экскаваторының гидравликалық жүйесінде қолданылатын үш клапан клапанының схемалық орналасуын көрсетеді.

1, 2 және 3 дистрибьюторлардың әрқайсысы терезелер арқылы гидравликалық цилиндрге қосылған. Денедегі пролондардан басқа, серіппелі клапан 4 және серіппелі клапан 7 бар, көктемде ұсталып 5. Өзін-өзі тербелуді орнату үшін дроссельдің зақымдалуы көзделеді 6. Сұйықтық қысым каналдары арқылы беріледі. Арна с-с ағынды желісіне қосылады.

Тікелей әрекетімен қолмен басқару жүйі автоматтандырылған төмен деңгейдегі экскаваторларға, тиегіштерге және басқа да машиналарға арналған гидравликалық басқару жүйелерінде қолданылады.

Номиналды өткізу қабілеттілігін жоғарылату арқылы дистрибьютордың өлшемдері және доңғалақты ауыстыру күші артып келеді. Мұндай жағдайларда әдетте екі сатылы бақылау қолданылады, онда негізгі дистрибьютор гидравликалық бақыланады. ***Сығымдалған ауа энергиясын пайдаланатын жүйелерде пневматикалық басқарылатын клапандарды тиімді пайдалану мүмкін. Мұндай бақылау принципі гидравликалық ұқсас, бірақ ауа қысымды бақылау камераларына жеткізіледі.***

12.2. Гидравликалық торлар

Гидравликалық дроссель - сызықты гидравликалық кедергі жасау үшін жасалған гидравликалық құрылғы. Гидравликалық жүйелерде және гидротехникалық қондырғыларда екі типтегі штуцерлер қолданылады: реттелмейтін немесе тұрақты және басқарылатын.

Тұрақты шөгінділердің ең көп таралған түрлерінің бірі - дроссельді жуғыштар, яғни орталықта кішкентай диаметрлі саңылауы бар диск, ол ағынды байланыстары бар денеге салынған. Тесігі өткір жиектер болуы

Дегенмен, сонымен бірге оның бітелу қаупі артады және сұйықтық сүзудің сапасына қойылатын талаптар артады. Демек, дроссель шайбасындағы тесік диаметрі әдетте кемінде 0,2 мм болуы керек. Егер бір жуу машинасындағы қысым айырмасы жеткіліксіз болса, сол корпуста сериялы жалғастырылған бірнеше жуғыштар пайдаланылады. Бұл жинақ шайбалар пакеті деп аталады.

Реттелетін түтіктер белгілі бір шектеулерде Δp тесік аймағын өзгертуге мүмкіндік береді. Бірнеше типтегі реттелетін торлар бар, олар терезені ашу жолымен ерекшеленеді. Суретте. 12.8 төмен қысымды жүйелерде қолданылатын инелер шоқының схемалық құрылғысын көрсетеді.

Дроссель 6 корпусынан, конустық игледен 5, калибрленген тесікшемен 4 бұрылыс және реттелетін микрометрдің бұрандасы 1 тұрады. Жоғары қысымды желісі каналға 2 қосылса, 3-арна соққы береді. Ағынның шығыс ағыны арқылы шығатын ағынның Q_p нүктесінен шығатын ағынның тәуелділігі, бұл жағдайда келесідей көрінетін формула (4.10) арқылы оңай анықталуы мүмкін:

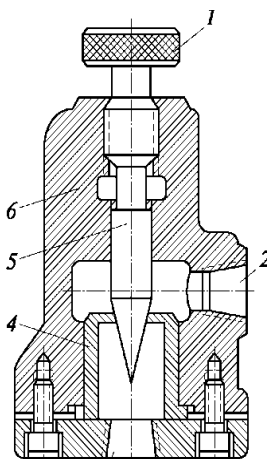
$$Q_{др} = \mu_{др} A_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

- ағын коэффициенті
; Δp - дифференциалды қысым
дің үстінде (яғни,
алады
дерді өткізу қабілеті
ті қарсылық ретінде);

$\Delta p(x)$ - бұл ашылу саласы
лы қозғалысты реттеу
функциясы.

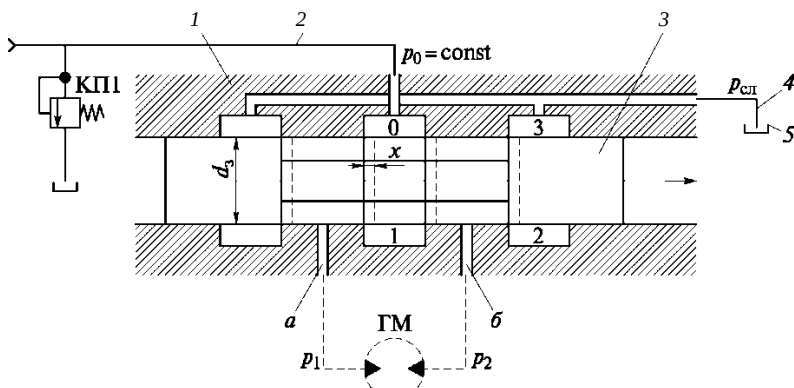
Бұл теңдеу мүмкіндік береді
Кестені құру үшін $Q_w = f(x)$
кезде $\Delta p = \text{const}$ деп аталады
реттеу сипаттамасы.

дроссельдің таяқшасы. Өйткені
Ықтималдығы $\Delta p(x)$ сызықты



Спойлық типті гидравликалық дистрибьюторлар ең кең тараған. Олардың бірінің схемалық орналасуы күріш. 12.10. Бұл бөлу үш корпустаң тұрады, онда үш белдеуі бар клапан бар. Ортаңғы бөлік сорап станциясынан электрмен жабдықталатын кіріс терезесін қамтиды. Бұл каналдағы қысымды сорғының ағынының бір бөлігін айналып өтетін КРІ тұрақты клапаны сақтайды. КРІ клапаны толқын клапаны деп аталады. Екі соңғы каналға су төгетін желілер қосылған, резервуардағы жұмыс сұйықтығын ағызу. Басқарушы гидравликалық қозғалтқышты қосу үшін а және б тағы екі арнасы қызмет етеді. Шығару терезелері әдетте дистрибьютордың денесінде біріктіріледі, сондықтан дистрибьютордың «төрт соққысы бар» деп айтылады.

Егер бакылау әрекетіндегі слайд клапаны, мысалы, оңға қарай, кіріс терезесіндегі ағын арнаға кіреді. Бұл дұрыс шығыс терезесін ашады, сұйықтық гидравликалық қозғалтқыштан в каналына кіреді. Тікұшақ солға қарай жылжитқанда, гидравликалық қозғалтқыштың қозғалыс бағыты мен қозғалысы кері болады. Осылайша, дистрибьютор жұмыс істеп тұрған кезде, төрт тоқтау шегі қолданылады.



Таратудың негізгі техникалық қасиеттері - статикалық сипаттамалармен сипатталады. Теңдеуді аламыз олардың құрылысы үшін. Осы мақсатта паванның ағын схемасын қарастырыңыз дистрибьюторда (12.10-суретті қараңыз)

гидравликалық қозғалтқыш. Біз мынадай болжамдарды қабылдаймыз: жабу нөлге тең деп есептеледі; Арналардан гидравликалық шығындар, қоспағанда шектеу кемістігі ескерілмеуі мүмкін; қысым p_0 in ортаңғы терезеге берілетін қуат желісі қолданылады.

KP1 асты клапанының көмегімен тұрақты; қысым келісі 4 (pcl) да тұрақты сақталады. Дөңгелектің диаметрі d_3 арқылы белгіленеді, алғашқы орын үшін белдіктердің шеттері олар жабатын терезелердің жиектерімен сәйкес болғанда өз орнын аламыз. Мысалы, сыртқы басқару әрекеті нәтижесінде, спул ұпайдан оңға қарай бастапқы орыннан оңға қарай алынады, бұл оң деп санаймыз. Содан кейін кіріс терезесінен 0-1

nd-x (12.10-суретті қараңыз), гидравликалық қозғалтқыш Q3 шығыс жылдамдығы бар жұмыс сұйықтығын алады.

қысымның жоғалуы D_{r12} . Белгілі гидравликалық формулаларды қолдану, PQ2

$$\text{жазайық : } D_{p_{01}} = Z_3$$

2A-

, мұндағы Z - гидравликалық коэффициент

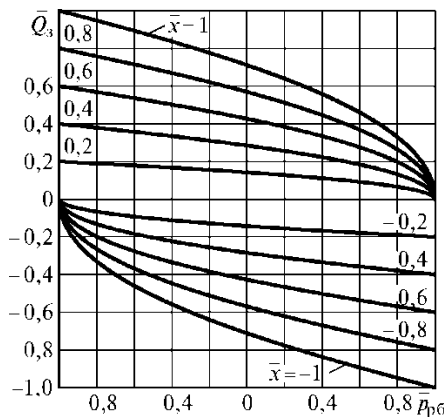
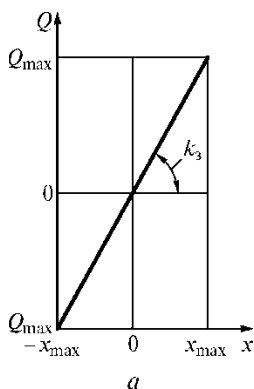
x дөңес орын ауыстыру арқылы қалыптасқан шамадан тыс аралықтың кедергісі. Сонда, белгілі $WZT = m_3$ қатынасы негізінде, ағын коэффициентін енгізе алатынымызды ескере отырып, бізде $Q_3 = (12.9) p d_3 x_{cj} r D P o i$.

Құмыс қысымының белгілерін енгіземіз: $p_{rb} = p_1 - p_2$.

ейін, D_{02C} - шығыс терезесінің шетіндегі қысымның жоғалуы 2 - 3. Сондықтан, $A_{p01} = P_0 - P_1 = P_0 - P_{rb} - P_2$, бірақ $p_2 = DF23 + P_c$.

$DP_{01} = P_0 - P_{P6} - P_{CL} - DP_{23}$.

Дистрибьютордың шетінен шығатын шеті гидравликалық симметриялы және кіріс терезесінің шетіндегі шығыстар шығыс терезесінің шетіндегі шығындарға тең деп есептеледі, яғни. $DP_{01} = DP_{23}$. Содан кейін



Сурет-12.11. Гидро-бөлгіш: а - басқару сипаттамалары (x_3 спулының қаптамасы арқылы x ағынының қатынасы тәуелділігі): $Q_{\max}$, $x_{\max}$ - сәйкесінше максималды ағын және максималды ашу; k_3 - пайда; б - осы пішіндегі сыртқы сипаттамалар (азайтылған ағынның Q_3 -нің артуы арқылы жұмыс қысымы p_{p6} -ға төмендеуіне тәуелділігі): X - алтынның ашылуын төмендету

Екіншіден, «-» белгісі анықтамаға сәйкес бейтарап позициядан алынған сәйкес келеді.

Енді теңдеуге негізделген (12.2) біз екі статикалық сипаттаманы құрдық. Алғашқысын салу үшін, дистрибьюторға жүктеме жоқ, ал $p_{p6} = 0$ деп есептейік. Содан кейін шығыңқы массадан шығып кететін қаптың $Q_3 = f(x)$ қаптамасында $q_3 = \text{const}$ (12.11, а) орналасуына тәуелділігі (сурет-12.11, а) бастапқыдан өтетін тікелей сызық түрін координаттары. Бұл тәуелділік идеалды дросселді клапанның түзету сипаттамасы деп аталады.

Сыртқы деп аталатын екінші сипаттаманы құру үшін және гидравликалық қозғалтқыштағы $Q_3 = f(p_{p6})$ гидравликалық қозғалтқыштағы жұмыс қысымы бойынша алтынның ағынынан тәуелділігі $x = \text{const}$. Содан кейін оң және теріс саңылауларда оң және теріс жұмыс қысымы үшін парабодалардың отбасын аламыз (12.11, б). Дискретті нүктелерін ағындық дистрибьюторлардан айырмашылығы, доғару

аналогты басқару. Ол үшін негізінен басқарудың үш түрі қолданылады:

- микрометрлік бұрандалармен, эксцентрикалармен және сыртқы басқару әрекетін спутниктің шағын ауыстыруына түрлендіретін басқа механизмдер арқылы қолмен басқару;

- пропорциональды электромагниттік түрлендіргіштер арқылы басқару блогын ауыстыруды қамтамасыз ететін басқару тетігіне жеткізілетін токпен пропорционалды;

- гилоглокты басқару, онда дөңгелектің жылжуы дөңгелектің ұштарына қолданылатын қысымның айырмашылығына пропорционалды.

Электромагниттік басқарумен айналысатын дистрибьюторлар көбінесе бір сатылы электрогидравликалық күшейткіштер деп аталады.

Сынақ сұрақтары

1. Қауіпсіздік пен толып кету клапандары қандай? Олар алдын ала белгіленген қысымға қалай қарай алады?
2. Жабық клапанның тепе-теңдік күйі қандай?
3. Серво бақылауымен клапанның принципі қандай?
4. Қысқыш клапандар қандай мақсаттарға арналған?
5. Есік клапандары қандай?
6. Ағынның дистрибьюторы шиыршықтың қозғалыс бағытын басқару үшін қосарланған гидравликалық цилиндрге қалай қосылуға тиіс?
7. Капоте клапандарын басқарудың қандай тәсілдері бар?
8. Тұрақты шоктардың құрылысы дегеніміз не?
9. Механикалық гидравликалық шоктар қалай реттеледі және онымен ағынды реттеу принципі қандай?
10. Теңдеулері бар дистрибьютордың статикалық түзетуі және сыртқы сипаттамалары қандай теңдеу және қандай жорамалдар негізінде құрылуы мүмкін?
11. Үш еселік дөңгелектерді дистрибьютордың схемалық орналасу ерекшеліктері қандай?

Гидравликалық жүйені толтыратын гидравликалық сұйықтық

13.2. Гидравликалық жүйелердегі гидравликалық сұйықтықтардың ластану көздері

Гидравликалық жүйені толтыратын гидравликалық сұйықтық, әдетте, ластаушы заттар деп аталатын шетелдік қоспаларды қамтуы мүмкін. Олар негізінен металдың, чиптің, шаңның шағын бөлшектерінен тұрады, белгілі бір үлес - өсімдіктер мен жануарлардан алынатын талшықтар.

Ластану көздері атмосфералық ауа болып табылады, ол түрлі шаң бөлшектерін қамтиды; гидравликалық жүйенің элементтерінің өнімдері; гидравликалық жетекті жинау, орнату немесе жөндеу салдары; ол жұмыс істеп тұрған сұйықтықта жұмыс істемейтін сұйықтықтарды қоспағанда, толтырған кезде гидравликалық жүйеге кіреді.

Атмосфералық ауаның ластануы сұйықтықты танкерде және басқа контейнерлерде бос бет арқылы өтеді. Олар көп дәрежеде ашық, ағып тұрған жүйелерге ұшырайды; құрылыс және жол машиналарының гидравликалық дискілері, әрдайым шанды ортада жұмыс істейді. Орташа статистикалық деректерге сәйкес, мұндай ауаның шаңнан фракциялары кварцты құм және темір оксидінің бөлшектерінен (3 ... 5%), алюминийден (15 ... 17%), кальцийден (2,4%) және басқалардан .

Мұндай бөлшектердің қаттылығы гидравликалық машиналарда жылжымалы жұптардың қаттылығынан асып кетуі мүмкін, сондықтан жұмыс сұйықтықтарының ластануы оларды тездетілген абразивті тозуына әкеледі. Жалпы қызмет ету мерзімі он есе азайтылуы мүмкін.

Сұйықтықтың ластану дәрежесі үлгінің 1 см 3-дегі бөлшектердің санымен есептеледі. Қолданыстағы гидравликалық жетекті ластану дәрежесін автоматты түрде анықтайтын арнайы тазалық анализаторларын практикалық қолдану, мысалы, Vickers фирмасының құрылғысы қолданылады. Гидравликалық қозғалтқыштың жұмысына ең үлкен әсер үйкелудің негізгі жұптарының бос орындарының мәндерімен салыстырылатын белгілі бір мөлшердегі бөлшектермен байланысты.

Өртүрлі гидравликалық жетекті қондырғылар үшін майдың тазалығына қойылатын талаптар

Гидравликалық жетектер	Сүзгіні тазарту, мкм	ГОСТ 17216-2001 бойынша тазалық класы
2,5 МПа дейін қысымға есептелген тісті сорғылар	40	12 -13
Регуляцияланбайтын және реттелмейтін осьтік поршенді сорғылар және гидравликалық қозғалтқыштар, 16 МПа дейін қысым және 20 МПа дейінгі қысымға есептелген таратушы гидравликалық жабдықтар	25	11 -12
Гидравликалық дистрибьюторлар мен электрогидро күшейткіштер	5... 10	10 -12

үйкеліс күштері. Осындай суретті клапандар клапандар мен клапандарда жұмыс істеген кезде де байқалады.

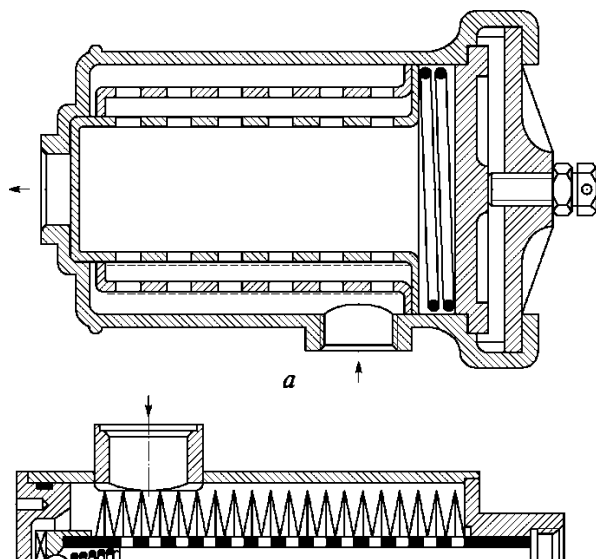
Ресейлік және халықаралық стандарттарда сұйықтық үшін тазалық кластары белгіленеді. Әрбір класс үлгінің стандартты көлеміне берілген белгілі бір аралығындағы өлшемдермен оған рұқсат етілген бөлшектердің ең көп санын анықтайды. ГОСТ 17216-2001 «Таза өнеркәсіптік. Сұйықтықтардың тазалығы кластары «12 тазалық классын орнатады. Тазалықтың ең жоғары деңгейі - 0 класы.

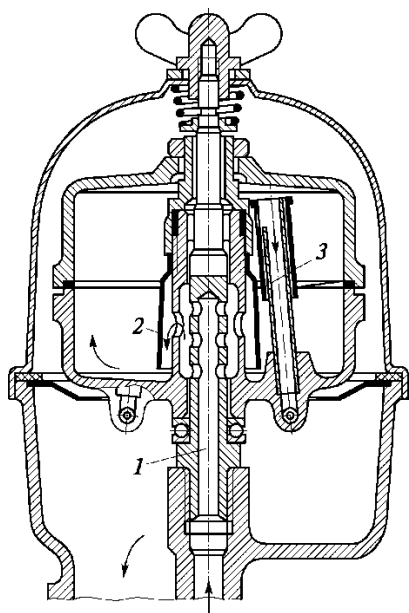
Өлемдік тәжірибеде ISO4406 тазалық стандарттары қолданылады. Осы стандарттағы әрбір класс бір фракциямен сипатталады: сандықта ластаушы бөлшектердің 1 см3 үлгідегі 5 микроннан асатын аралық коды, ал деноминаторда - сол үлгідегі бөлшектердің жоғарыдан келетін интервалды коды 15 микрон. Ластаушы бөлшектер мөлшерінің аралықтары үшін 25 код белгіленді. Мысалы, 17/14 деп белгіленген ISO4406 класы ГОСТ 17216-71 бойынша 12-сыныпқа сәйкес келеді. Тазалық кластарының стандарттары мен сипаттамаларын анықтамалық әдебиетпен табуға болады.

Ең рұқсат етілген ластану дәрежесі гидравликалық дискінің ең сезімтал бөлігіне байланысты және әдетте 5 -14 сыныптарда болады. Жабдықтардың кейбір түрлеріне арналған майдың тазалығына қойылатын талаптар 13.1-кестеде келтірілген.

Бұл гидросистемаға немесе гидравликалық жабдыққа тікелей қосылған тазартқыш құрылғыларды қолданады. Гидравликалық жүйелерде қолданылатын сұйықтықтарды тазалау үшін қолданылатын аспаптар гидравликалық сүзгілер деп аталады. Мұндай сүзгілердің төрт тобы бар: бет тазалауға арналған сүзгілер, терең тазалау сүзгілері, қуатты тазалау үшін аралас сүзгілер және сүзгілер.

Бірінші топқа жататын сүзгілердің ортақ типтерінің бірі торлы сүзгілер болып табылады. Оларда сұйықтық белгілі бір мөлшердегі ұяшықтары бар тор арқылы өтеді. Бұл мөлшерден асатын ластаушылар тордың бетінде сақталады. Ең жиі қолданылатын металл торлар болаттан немесе қола сымнан жасалған қапсырма болып табылады. Торды перфорацияланған цилиндрлік рамаға (13.1-сурет,а) немесе корпусқа салынған перфорацияланған табақтарға орау арқылы орнатыңыз (Сурет-13.1, б).





Сурет-13.2. Центрифугалы сүзгі:
1 - кіріс арнасы; 2 - әйнек; 3 -
саңылаулардың ашылуымен жабдықтау
түтігі

Электр қуатын тазалауға арналған сүзгілер механикалық, магниттік немесе электростатикалық сипаттамалары бар күштік өрістердің ластануына әсер ету арқылы олардың функцияларын орындайды. Жол-құрылыс машиналарының гидравликалық жүйелерінде орталықтан тазалау сүзгілері пайдаланылады (13.2-сурет). Бұл сүзгілердің үлкен артықшылығы төмен гидравликалық кедергісі бар жоғары өткізу қабілеті. Дегенмен, олар әрдайым жоғары сузу деңгейін қамтамасыз ете алмайды.

Гидравликалық жетек бөлшектерінің тозу өнімдері ферромагниттік материалдардың 75% -ына дейін бар. Тазартатын сүзгілер үшін күшті

Сым торынан басқа кеңінен қолданылатын мата капрон сүзгілері мен сүзгілері сүзгіден және автокөліктен арнайы өңделген тон технология.

Дифференциалды қысым таза әдетте сүзгі қабылданады. 0,1 ... 0,3 МПа. Сіз қалай жұмыс істесеніз

Сүзгі бітеледі және Онда ол өседі. Konst-сүзу қамтамасыз етуі керек Сүзгі ортасының күші беті максималды деңгейде рұқсат етілген дифференциалды

қысым. Сүзгі элементтері терең тазалау сүзгілері бар кеуекті құрылымы және ластануы

оның материалы. Мұндай элементтер

синтетикалық жасалған жұқа талшықты материалдар балық аулау, техникалық киіз, кеуекті

керамикалық элементтер және кермелердің.

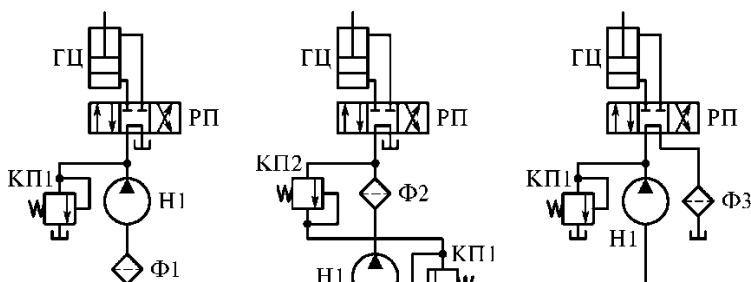
13.1. Гидравликалық жүйеде сүзгілерді орнату

Сүзгілер гидравликалық жүйенің маңызды компоненттері болып табылады. Оларды дұрыс таңдау, гидравликалық жетекті жерге орнату және пайдалану кезінде техникалық қызмет көрсету кестесіне сәйкестендіру нәтижесінде машиналардың жұмыссыздығымен жұмыс уақыты ұзартылды, жабдықтардың ұзаққа созылуы және пайдалану шығындары азайды.

Сүзгілерді жүйеге қосатын орындар, олардың техникалық сипаттамалары және тазалау принциптері сұйықтыққа тозған өнім түрінде пайда болған немесе сұйықтыққа түскен ластаушы заттардың барынша жылдам алынуын қамтамасыз етуі керек. Бұл міндеттер ең үлкен ағындар желілерінде орнатылған сүзгілерде тиімді шешіледі.

Дайын бұйымдардың каталогтарынан тандап, әрқашан танымал өндірушілердің дайын сүзгілерін пайдаланыңыз. Бұл таңдаудың негізгі параметрлері фильтрдің сыйымдылығы (номиналды шығыс жылдамдығы) Q , номиналды қысым p және сүзгілеу нақтылығы.

Гидравликалық жүйеде фильтрлердің ықтимал орнатылуының нұсқалары күріш. 13.3. Сорғының сорғыш желісіне қосу (13.3-сурет, а) тиімді емес, себебі бұл схемада салыстырмалы түрде кішкене гидравликалық кедергісі бар қатаң сүзгілер ғана пайдаланылуы мүмкін. Сорапқа келетін сұйықтықты қоспағанда, жүйеге кіретін сұйықтықты тазалау сүзгіні қысым сызығына



До
ор
кө
ке

сорғы (сурет-13.3, б). Бірақ мұндай схема үшін жоғары қысымды пайдалану үшін арнайы әзірленген толық ағынды сүзгілер қажет. Су төгетін желілерде жоғары қысымды сүзгілерге қарағанда арзанырақ төмен қысымды сүзгілер қолданылады (13.3-сурет, с).

Фильтрлердің жалпы өлшемдерін азайту үшін жиі ішінара тазалау пайдаланылады, онда гидротехникалық жүйенің жалпы ағынының бөлігі тек сүзгіден өтеді. Мысалы, бұл тазалау тәсілі жабық жүйелерде қолданылады, онда тек макияз жүйесіндегі заряд сүзгіленеді.

Сүзгіні пайдаланған сайын оның бітелуіне байланысты оның қарсылығы артады. Бұл жүйенің жалпы өнімділігіне кері әсерін тигізуі мүмкін, әсіресе, толық ағындық схемалар пайдаланылғанда. Сондықтан параллельді (айналып өту) белгілі бір қысымға (13.3, б-суретті қараңыз) реттелетін клапанды қосу ұсынылады.

Сүзгі бітелген кезде, клапан ашылады және барлық ағын ағып өтеді. Сонымен қатар, сұйықтық тазаланбайды, бірақ жүйенің жұмыс қабілеттілігі сақталады. Әрине, ашық толқын клапанымен рұқсат етілген жұмыс уақыты шектеліп, сұйықтықтарды ластауға сезімтал жүйе үшін мұндай шешімдер қабылданбайды. Өнеркәсіпте арнайы сүзгілер шығарылады, онда бітеліп қалатын клапандар орнатылған.

Сынақ сұрақтары

1. Гидравликалық жетек жүйесіндегі жұмыс сұйықтығының ластануының салдары қандай?
2. ГОСТ 17216-2001 қанша класқа жұмысшы сұйықтықтардың тазалығы үшін және осы стандарттың әрбір сыныбын сипаттайтын немен белгіленеді?
3. Жол-құрылыс машиналарының гидравликалық жүйелерінде сұйықтықтарды тазалаудың қандай әдістері қолданылады?
4. Гидравликалық жүйеде сүзгілерді орнату ерекшеліктері қандай?

ГИДРОПРИВОД ЖҮЙЕСІНІҢ ЖАБДЫҚТАРЫ

14.1. Гидравликалық сызықтар

Гидравликалық сызықтар (гидравликалық сызықтар) концепциясы сұйықтық өтуге арналған гидравликалық жүйенің элементтері арасындағы байланыстардың барлық түрлерін біріктіреді. Судың ағымын өтуге арналған жұмысшы сұйықтық ағыны мен су ағызатын сызықтардан өтуге арналған түрлі жұмыс гидравликалық сызықтары бар. Жұмыс гидролині қысым, сору және дренаж болып табылады. Дизайн бойынша гидролизиндер үш негізгі түрге бөлінеді:

- қатты, әдетте металл құбырлардан жасалған құбырлар;
- икемді шлангілер және металл шлангілер;
- Дене бөліктері мен компоненттерінің ішіндегі арналар. Гидравликалық құрылыс жүйелері мен жол машиналарының құбырлары ретінде 10 және 20 болаттардың жіксіз цилиндрлік құбырлары қолданылады, диаметрі 6 мм-ге дейін болатын құбырлар кейбір жағдайларда алюминий қорытпаларынан дайындалуы мүмкін. Сондай-ақ, әдетте 1X18N9T сыныптағы коррозияға төзімді болаттардан жасалған құбырлар қолданылады.

Құбырлар белгілі бір арнайы талаптарға сай болуы керек. Ең алдымен, ықтимал жүктемелердің барлық ауқымында қысыммен жұмыс істеген кезде олар қажетті күшке ие болуы керек. Құбырдың көлденең қимасы рұқсат етілген гидравликалық шығындар ескеріле отырып таңдалуы керек. Құбырлардың материалдары жақсы төзімділікке ие болуы керек, өйткені орнату кезінде құбырлар әдетте жолдың контурына сәйкес бүгіледі. А диаметрі А қабырғасының қалыңдығына 5 қатынасы $D / 5 > 10$ жағдайына сәйкес келетін жұқа қабырғалы құбырлар үшін есептелген беріктігі формуласы құбыр қабырғасындағы кернеулер тек созылып, біркелкі бөлінген деп болжанады.

Гидростатикалық қысымдағы p_v ретінде беріктікті есептегенде, формула құбырдағы қысымның максималды қысымына тең болатын, дәлме-дәл қорғаныш коэффициентіне көбейтіледі. Жұмыс кезінде қысымның күрт артуы мүмкін екенін ескере отырып, қауіпсіздік факторы көбінесе 2,5 ... 3 болады.

Құбырдың диаметрі D_t әдетте сұйықтықтың рұқсат етілген ағынының күйіне сәйкес таңдалады:

$$D_c = !Ж.$$

$$V \cdot p_{доп}^U$$

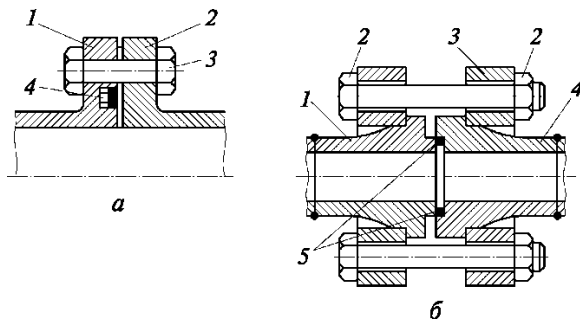
Қысым желісіндегі рұқсат етілген жылдамдық жүйеде номиналды қысымға сәйкес реттелуі мүмкін: Номинальное давление, МПа, не более 1,0 2,5 6,3 16 32 63

Рұқсат етілген ағын жылдамдығы, м / с 1,6 2,0 3,2 4

5 6,3

Гидравликалық жүйелерді дайындау және монтаждау процесінде құбырлар бір-біріне қосылып, гидротехникалық жабдыққа қосылған. Қосылым ажыратпайтын болса, құбырлардың бөліктері дәнекерлеуге немесе дәнекерлеуге арналған дәнекерлеуге байланысты. Сонымен бірге бірлескен учаске гидролиз сызығының беріктігін төмендетпеуі керек деп үйретіледі. Құбырлардың гидравликалық жабдықтарға қосылуы, сондай-ақ, құбырлардың қосылыстары фланец немесе шүмек қосылымдары арқылы жүзеге асырылады. Мұндай байланыстардың көпшілігі, олардың сипаттамалары отандық және халықаралық стандарттармен реттеліп отырады, өнеркәсіпте сериялық өндіріледі.

Фланец қосылымдары ең қарапайым нұсқада құбырлардың ұштарына дәнекерленген екі немесе екі фланецті фланецтерден тұрады (14.1-сурет, а). Олардың біреуінің ойығында 4 резеңке тығыздау сақинасы орнатылған, фланецтер 3-өлшеммен және жүйедегі жұмыс қысымына байланысты болттармен бекітілген. Гидравликалық жетектер жүйелерінде фланецті қосылыстары бар тегіс тығыздағыштар пайдаланылмайды. Орнату үшін ыңғайлы - фланецті фланецтері бар тіреуіштер, олардың құрылғыны күріш. 14.1, б. Бұл құрылымдар құбырларға дәнекерленген 1 және 4 фитингтерден тұрады. Алдын ала олар бұрандалармен орнату кезінде тартылған 3 фланецтерге орнатылады. Қосылудың тығыздығы кәсіподақтардың бірінің ойығына салынған 5 тығыздауыш сақинамен қамтамасыз етіледі. Сығымдау сақиналары ретінде майға төзімді резеңкеден жасалған стандартты өлшемдегі өнімдер қолданылады.



Сурет-14.1. Фланецті құбырлар қосылымдары:

а - дәнекерленген фланецтер: 1 - тығыздау үшін ойықпен фланец; 2 - тегіс фланец; 3 - жаңғақ бар болт; 4 - икемді тығыздау сақинасы; б - накид-фланецтер: 1 - сақиналық проекциялау құбыры; 2 - болттар; 3 - одағы фланецтері Ши; 4 - тығыздау үшін құбырлы құбырлар; 5 - О-сақина

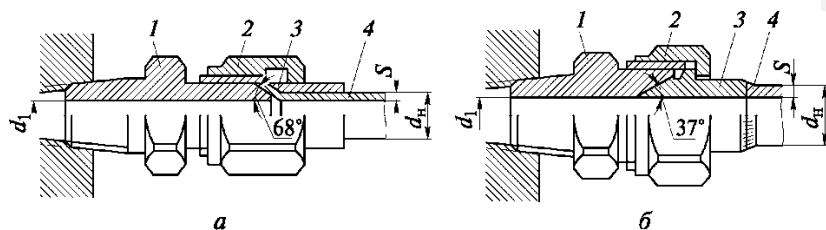
Фланецті қосылыстар құбырларды гидротехникалық жабдықтармен немесе гидравликалық машиналармен жалғау үшін де қолданылады. Бұл жағдайда корпус орындықпен жабдықталған, ал фланец бұрандалы немесе фланецті қосылымдардың бірі корпусқа дәнекерленген.

Фланецті қосылулар 30 ... 40 МПа дейін қысымда сенімді жұмыс істейді, бірнеше бөлшектеу мен жинауға мүмкіндік береді. Дегенмен, жаңа резеңке сақинаны әр уақытта орнату қажет.

Фланецті қосылыстардың кемшіліктері өте үлкен өлшемдер, бұрандалы бекітудің күрделілігі, құбырлардың осьтік қателігі сезімталдығы.

Бұрандалы бұрандалы қосылыстар үш бөліктен тұрады: бірлестік, ниппель және біріктірілген жаңғақ. Дизайн түріне байланысты осындай қосылымдардың бірнеше түрлері бөлінеді.

Ең қарапайым құрастырудың бірі - сыртқы конустыққа штуцонды қосылыс (сурет-14.2, а). Қосылымның конустық бөлігіне 1, 4с құбыры жағылған соңымен 68 градус бұрышта және 3-нің саңылауы мен оған біріктірілген сақинамен 2 қосылады 2. Қосылымның тығыздығы гайканы нығайтуға байланысты құбыр материалының пластикалық деформациясымен қамтамасыз етіледі. Бұл байланыс 10 МПа дейін қысымда қолданылады. Қазіргі заманғы гидротехникалық жүйелерде шар шүберекпен, шүберек қосындылары кеңінен қолданылады. Осы



Сурет-14.2. Бүлінген шүмек қосылымдары: а - сыртқы конустық және жағу кезінде; 1 - бөртпе; 2 - сақина гайкасы; 3 - ниппель; 4 - жағылатын газ құбыры; б - ішкі конустармен және шарлармен: 1 - шок; 2 - сақина гайкасы; 3 - дәнекерленген ниппель; 4 - құбыр желісі; конустық бөліктің диаметрі d_1 ; d_n - сіңірдің диаметрі; S - қалыңдығы құбыр желісі

Тығыздығы контакт аймағындағы материалдың пластик деформациясымен қамтамасыз етіледі. Бұл байланыс 50 МПа-ға дейінгі қысым кезінде орнатуға және сенімді жұмысқа оңай.

Жол-құрылыс машиналарының көптеген түрлерінде гидравликалық қозғалыстың элементтері дене бөліктеріне немесе басқа құрылымдарға қатысты. Мұндай элементтерді қосатын гидролиз сызығы ретінде икемді шлангтар қолданылады. Әрбір осындай шланг икемді шлангтан және екі соңғы байланыстан тұрады. Жеңдер ішіндегісі резеңке немесе синтетикалық икемді түтіктен жасалған.

Сыртта, ол матаның немесе металл жіптердің қаптамасымен жабылады, ол қабаттың зақымдануынан қорғайды. Кесек түтіктің ішкі қабырғасынан жұмыс істейтін гидростатикалық қысымды қабылдайды, сондықтан ол жоғары берікті материалдардан жасалған. Отандық өндірістің болат сымының қаптамасымен резинометаллические жеңдер үш топқа бөлінеді: I топ - бір қабатты қышқылымен төмен қысымды жеңдер; II топ - қос қабатты кеудемен орташа қысымды жеңдер; III топ - үш қабатты кеудештен жоғары қысымды жеңдер. Кесегін қабаттардың саны артып келе жатқандықтан, рұқсат етілген қысымы артады, бірақ сонымен бірге шлангтың икемділігі төмендейді.

Металл кілттері бар жоғары қысымды резеңке тығындары МЕМСТ 6286-73 сәйкес резеңке тозанды белгілеу үлгісі. Техникалық шарттар »: LT-12-135 / 80-у, мұнда I - жеңдер түрі (I - бір, II - екі, III - үш металды қосы); L - сымның түріне сәйкес кілемнің орындалуы (L - жезден жасалған сым, хат - жарық сым болмаған жағдайда); 12 - ішкі диаметрі, мм; 135 - ен

Соңғы байланыстар

Арнайы бойынша жеңдерде технологиялар және жүзеге асырылады кәсіпорындардың өндірісі шлангілер. Мұндай қосымшалар (сурет-14.3) ішкі тұсқағаздардан тұрады:

біз осы немесе басқалардың басышылығымен 3с қосылу түрі 1,

аралық жейде және сыртқы қысқыштар.

Клиптер қауіпсіз қосылған жеңімен. Бұл сападан байланыс күшке байланысты

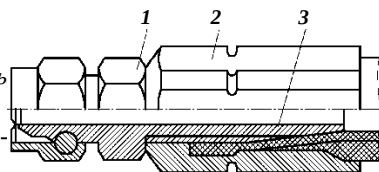
тұтастай алғанда шланг және оның бұрынғы жағдайында оның тиімділігі.

жұмыс. Әрбір шлангтың топтары үшін техникалық шарттар ең жоғары рұқсат етілген жұмыс қысымын орнатыңыз жең бар диаметрiнен.

Соңғы жылдары шамадан тыс сыртқы диаметрлері мен гидравликалық қосылыстары бар шыны-талшықпен нығайтылған жартылай мөлдір синтетикалық материалдардан жасалатын икемді шлангтер бірдей рұқсат етілген жұмыс қысымдарында жұмыс істейтіндерге қарағанда көбірек болып келеді.

Төмен немесе төмен температура жағдайында жұмыс істейтін гидравликалық жүйелер үшін спиральға ұсақталған профильді болат жолақтарынан жасалған және дәнекерлеу немесе дәнекерлеу арқылы қосылған икемді металл шлангтарын пайдалану ұсынылады. Шлангінің гофрленген пішіні бар және резеңке түтікке сәйкес келмейтін икемділікке ие.

Жұмыс кезінде құбырлар мен шлангілер гидравликалық қысымға ұшырайды, бұл көбінесе пульсирующего немесе ауыспалы сипатта болады. Мұндай жүктемелер гидравликалық сызық материалдарында да, эмбриондар мен фланецтерге қосылатын жерлерде де шаршау процестеріне байланысты күштің төмендеуіне себеп болуы мүмкін. Бұл үдерістер магистральдық құбырлар мен шлангілердің ішкі тербелістері есебінен артуы мүмкін. Сайтқа құбырлар мен шлангтарды төсеу жұмыста олардың зақымдану мүмкіндігін жоққа шығармауы керек. Бұл жағдайда құбырлар монтаждық тұтқыштар мен тіректердің көмегімен тіректердегі



Сурет-14.3. Шлангты сфералық қосылымға орнату: 1 - сақина гайкасы бар одақ; 2 - сыртқы торды; 3 - ішкі жағыңыз

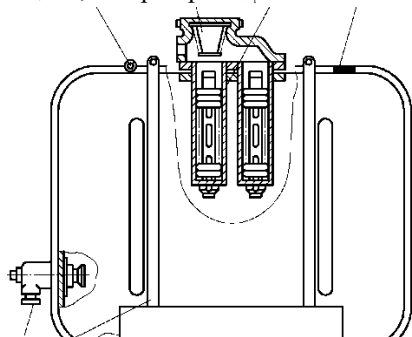
Құбырлар мен шлангілерді объектілерге қосу олардың бөлшектеуін ыңғайлы және қарапайым тәсілмен қамтамасыз етуі тиіс. Сондықтан, мысалы, құбырлар мен шлангтарды сызықсыз қосуға жол берілмейді, себебі бұл қосымша созылу кернеулерін тудырады және оларды кем дегенде бір объектіні алып тастамастан бөлшектеуге мүмкіндік бермейді.

Гидравликалық жетектер үшін резервуарлар

Гидравликалық цистерналар қордың құрамына арналған қамтамасыз ету үшін қажетті мөлшерде гидравликалық жетекті сыйымдылығы. Негізгі функцияға қосымша олар бірқатар қосымша функцияларды орындайды олардың дизайны. Әдетте танктер бар параллелепипед түрінде ұзындығы, биіктігі мен қатынасы ені - 2: 2: 1, себебі бұл ең жақсысын қамтамасыз етеді қоршаған ортаға қыздырылған майдың жылу алмасу шарттары. Екіншіден,

жабық тұйықталған гидравликалық жүйенің сыйымдылығы жұмысшы сұйықтығы жағдайдан анықталуы керек $V_{\text{Об}} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4$

мұнда V_1 - гидравликалық жүйеде мұнайдың көлемі; V_2 - ең жоғары дыбыс деңгейі гидравликалық цилиндрлерден поршеньнің бір соққысынан немесе майдан құйылады жұмыс көлемін өзгерткен кезде сорғыны реттеген кезде (гидромотор); V_3 - көлемі, температура сұйықтықтың кеңеюі; V_4 - резервтік



Танктің жалпы көлемі тиіс

$V_{\text{Об}}$ көлемінен 15 ... 20% артық.

Танк қақпағының дизайны

герметикалық қамтамасыз етуі керек

ішкі кеңістік,

сондықтан рұқсат бермеу үшін

қоршаған ортадан сұйықтық

қоршаған орта. Қақпағы

бойынша,

тоқтығының тәсіл

Резервуар екі немесе одан да көп бөліктерге бөлініп, перфорацияланған лагерьлерге немесе жеткілікті үлкен ұяшықтары бар торларға бөлінеді.

Сорғы сорғыш қосылыстары мен төгілетін құбырлар міндетті түрде мұнай деңгейімен аяқталуы және резервуардың түбіне 30-дан 60 мм-ге дейін жетпеуі керек. Майда сұйықтықтың деңгейін бақылауға арналған резервуарда және сұйықтықты ауыстыру кезінде резервуардың босатылуына арналған су ағызу қондырғысы болуы керек.

Жол-құрылыс машиналарының гидравликалық жүйелерінде қолданылатын мұнай ыдысының конструкциясы күріш. 14.4. 2-резервуардың үстіңгі жағында шикі сүзгі бар 5 толтырғыш бар, май деңгейін 4 өлшеу үшін сызғыш (майдалағыш). Төменгі бөлігінде ыдысты босату және ағып кету клапаны үшін 1 ағызу түтігі бар. Жүйеден алынған мұнай сүзгілер блогы арқылы 6 тазалау.

Ракетте гидравликалық жабдықтар орнатылуы мүмкін: сорғылар, клапандар, гидравликалық ағындар дистрибьюторлары және т.б. Мұндай жағдайларда олардың құрылымдары бір уақытта орын алатын күштерге төтеп беруге тиіс. Орнату алдында дайын контейнерлер 0,05 МПа артық қысыммен сыналады.

14.1.

Гидравликалық қысым аккумуляторлары

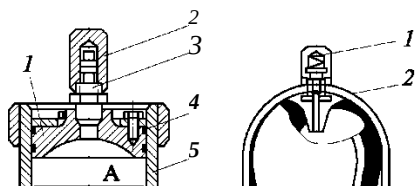
Гидравликалық қысым аккумуляторы гидравликалық қозғалтқыштағы сұйықтық механикалық энергиясын сақтауға арналған резервуар. Қысымды аккумуляторлар сорғы өшірілген кезде, жүйеде қысымды ұстап тұру үшін, қосымша зарядтау, пульсирующие қысым және басқа да функцияларды орындау үшін пайдаланылады. Ең кең таралған - газ тәріздес ортаны қысу нәтижесінде энергия сақталатын аккумуляторлар. Мұндай аккумуляторлар газ-гидравликалық аккумулятор деп аталады. Газ ортасы ретінде олар негізінен азотты пайдаланады, себебі ол мұнайда нашар ерімейтін, металл бөлшектерінің тотығуына әкелмейді, арзан және жарылысқа төзімді. Кейде инертті газ, әдетте, аргон қолданылады. Мұнай буларының жарылыс қаупіне байланысты ауа пайдалануға тыйым салынады (дегенмен, техникалық әдебиетте «гидропневматикалық аккумулятор» термині де дұрыс емес).

Поршень 6 резеңке сақинамен тығыздалған. Төменгі қақпақ 7 батареяны гидравликалық сызыққа жалғауға арналған фитингті қосатын бұрандалы тесікке ие. Жоғарғы қақпақ 1 -де клапанмен және бірліктегі 3 зарядтау блогы бар. Екі қақпақ да резеңке сақинамен бекітіліп, 4-бөлік металл сақиналар арқылы цилиндрге қосылады.

А жоғарғы қуысы бастапқы азотқа техникалық азотпен зарядталады. Егер жүйедегі қысым азоттың бастапқы қысымынан асып кетсе, В төменгі қуысы жұмыс сұйықтығымен толтырылады. Газ көлемі азаяды және газ қуысында қысым күшейді.

Серпімді орта сепараторы бар гидравликалық аккумулятор (сурет-14.5, б) корпустың 2 корпусынан тұрады, ішіне икемді материалдың (пербунан немесе арнайы резеңке) 3-бөлігі жатады. Төменгі бөлігінде аккумуляторды гидравликалық желіге қосу үшін клапан 4 және қосылу 5 бар. Жоғарғы бөлігінде 1 зарядтау блогы бар.

Қабық бастапқы қысым кезінде газбен зарядталады. Егер жүйедегі қысым бастапқы газ қысымынан жоғары болса, онда осы қабықтың сыртындағы қабықша жұмысшы сұйықтықпен толтырылады. 4 клапаны толығымен босатылған кезде батареяның ішкі жағдайын құлыптауға арналған (14.5, б-суретті қараңыз). Зарядталған батарея үнемі қысым астында қысылған газ ортасы түрінде белгілі бір мөлшерде энергияны сақтайды. Сондықтан оны пайдалану қысымды кемелермен жұмыс істеу үшін белгіленген ережелерді қатаң орындау арқылы жүзеге асырылуы тиіс. Оларды ұстаудың ең маңызды талаптары зарядтау қысымын бақылау болып табылады, ол үшін аккумулятордың блогы қысымды өлшеу құралы болуы керек және ол жерде қол жетімді жерде орналасуы керек. Бұл жерде



Сурет-14.5. Гидравликалық аккумуляторлар

Пісіру жұмыстарын, бұрғылау ерітінділерін және тұрғын үй тұтастығын бұзатын басқа да әрекеттерді орындауға тыйым салынады. Аккумуляторды объектіге бекітуді виброқайтартқыш тығыздағыштармен жүргізіп, ағзаға қосымша механикалық жүктемелерді кетіретін әдістерді қолданыңыз.

Аккумуляторларды жөндеуді жоғары қысымды кемелермен жұмыс істеуге лицензиялары бар мамандандырылған кәсіпорындар ғана жүзеге асыруы керек.

Сынақ сұрақтары

1. Жол-құрылыс машиналарының гидравликалық жетектерінде қандай гидравликалық сызықтар қолданылады?
2. Гидравликалық құбырларды қосу үшін қолданылатын элементтердің жобалау ерекшеліктері қандай?
3. Гидравликалық сызықтарда қандай жағдайларда икемді резеңке түтіктер қолданылады?
4. Гидравликалық цистерналардың функциялары қандай?
5. Гидропневмалық аккумуляторларды қандай мақсаттарда пайдалануға болады?

15-тарау

СИСТЕМЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

15.1. Реттелмейтін гидравликалық жетегі

Көлемді гидравликалық жетектер бес түрге бөлінеді, олар гидравликалық жетектерді басқару тәсілдерімен ерекшеленеді:

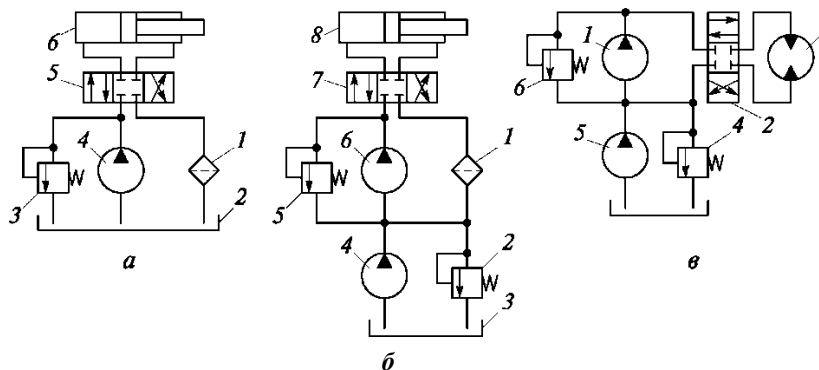
- бақылаусыз гидравликалық жетегі;
- гидравликалық дроссельдерді басқару;
- көлемді (машина) басқарудың гидравликалық жетегі;
- Электрогидроидты дроссельді басқару (әдетте қадағалау түрі);
- Аралас көлемді және шөгуді бақылаудың электрогидравликалық жетегі (әдетте қадағалау түрі).

Жол-құрылыс машиналарының құрылысында гидравликалық жетектердің алғашқы үш түрі қолданылады.

Реттелмейтін гидравликалық дисктің ерекшелігі - гидравликалық басқарушы құрылғыларда атқарушы гидравликалық қозғалтқыш жылдамдығының болмауы. Егер гидродинамид ретінде гидроцилиндр пайдаланылса, ол тікелей және кері қайту арқылы жұмыс істейді. Гидравликалық қозғалтқыш білік айналу бағытын өзгерткенде, білік тек бір бағытта айналғанда, керісінше, кері қайтарылмайды.

Реттелмеген гидравликалық жетектердің диаграммалары күріш. 15.1. Алғашында (схема-15.1, а) сорғы 4 ағыны таратқышы арқылы 5 (бұл жағдайда үш позициялар) гидравликалық цилиндрге қосылады. Кесектің позициясына байланысты штанг қозғалыстың бағытын өзгертуді немесе тоқтайды. Дистрибьютордың сүзгі арқылы ағызу желісі арқылы сұйықтық ыдысқа бекітіледі. Қауіпсіздік клапаны 3 гидравликалық жүйені қысым жүктемесінен қорғайды. Сорғы жұмысшы сұйықтығын ашық бактардан алады, мұнда оның беті атмосферамен байланысады. Мұндай жүйе жұмыс сұйықтығының ашық айналымымен гидравликалық диск деп аталады.

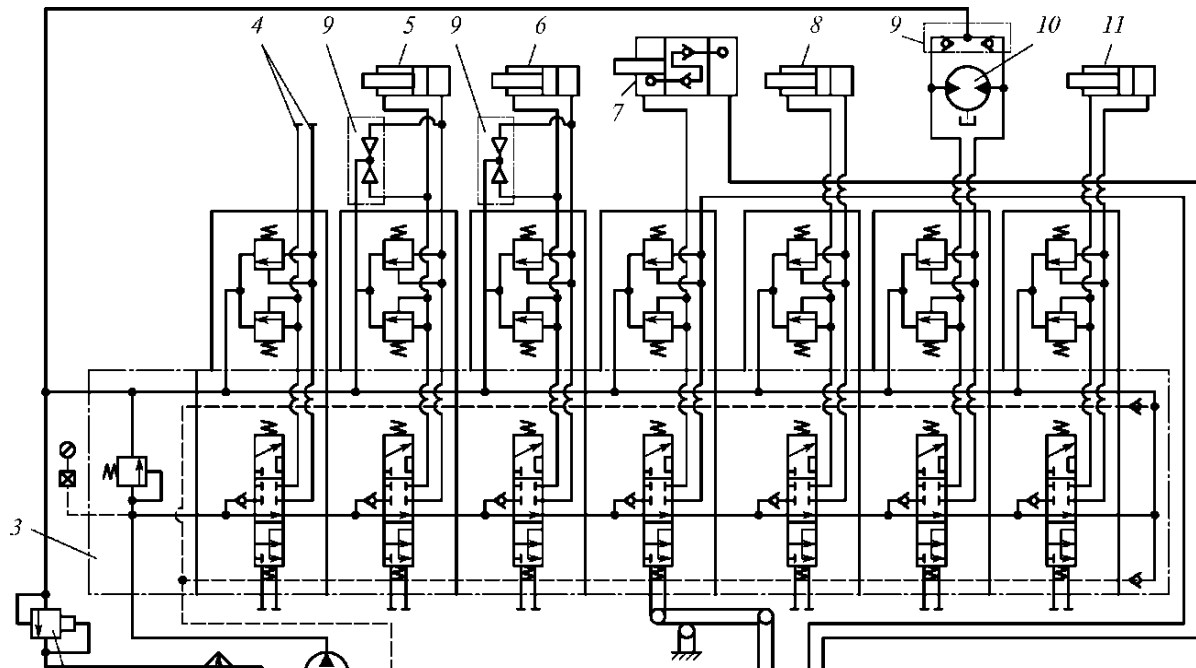
Жұмыс сұйықтығының жабық айналымы бар гидравликалық жетектің схемасы суреттегідей көрсетілген. 15.1. б. Схеманың айрықша ерекшелігі

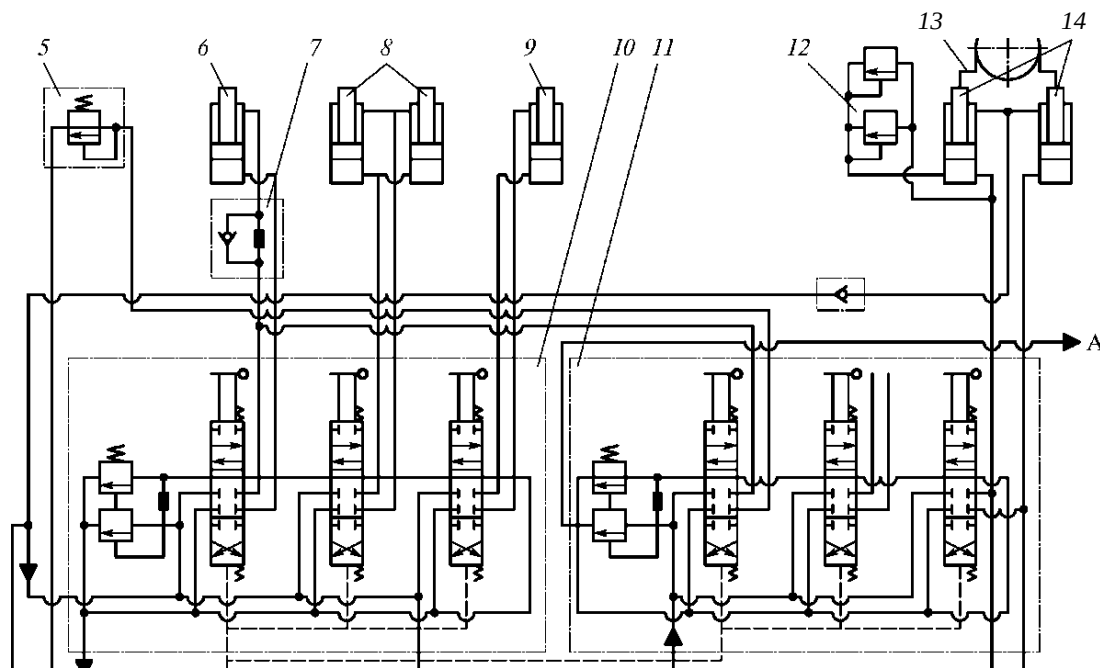


Сурет-15.1. Реттелмейтін гидравликалық схемалар: а - ашық айналыммен: 1 - сүзгі; 2 - резервуар; 3 - клапан; 4 - сорғы; 5 - ағынды таратушы; б - гидроцилиндр; в - жабық айналыммен: 1 - сүзгі; 2, 5 - клапандар; 3 - резервуар; 4 - қосымша сорғы; 6 - негізгі сорғы; 7 - ағынды таратушы; 8 - гидроцилиндр; с - кері гидравликалық мотормен: 1 - негізгі сорғы; 2 - ағынды таратушы; 3 - гидравликалық қозғалтқыш; 4 - толып кету клапаны; 5 - қосымша сорғы; 6 - қауіпсіздік

Гидромоторлармен реттелмейтін гидравликалық жетектердің негізгі сұлбалары ұқсас құрылымға ие (15.1-сурет, с). Гидравликалық қозғалтқышпен реттелмейтін гидравликалық жетегі жұмыс сұйықтығының жабық айналымына ие. 2 ағындық дистрибьютор 2 гидравликалық қозғалтқыштың 3 кері қайтарылуын қамтамасыз етеді, егер басты сорғы 1 кері қайтарылмаса, дистрибьютор бейтарап қалыпқа орнатылса, негізгі сорғының ағыны қауіпсіздік клапанымен 6 ағызылады. Сорғы 5 және толтырғыш клапан 4 жүйенің макияжын қамтамасыз етеді.

Жабық айналымы бар гидравликалық жүйелер, әсіресе, көлік құралдарында және қосалқы қондырғыларда қолданылған кезде, ашық айналымы бар жүйелерге қарағанда белгілі бір артықшылықтарға ие. Мұндай жүйелердің мұнай танкілері әдетте жабық типке ие, сондықтан олардың ішкі көлемі атмосфералық ауаға тікелей әсер етуден қорғалады.





Сурет-15.3. Принципінің фрагменті
 гидроэлементтер
 гидравликалық жетекті схемалары
 ЭО-2621В екі доғал
 дәл параллельді
 : 1 - резервуар; 2, 3 - сорғыла,
 4 -
 сүзгі; 5 - сақтандырғыш-
 клапан; 6, 8, 9, 14 - гид-
 роликті цилиндрлер, бумалар,
 шелек, бұрылыс механизмі
 бағандар; 7 - су электр
 станциясы;
 10, 11 - гидравликалық блокта
 басқару дистрибьюторлары
 тәрізді; 12 -

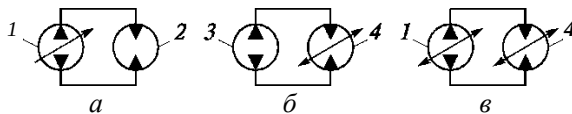
Жол-құрылыс машиналарының гидравликалық жетектерінде бір сорғыға екі немесе одан көп гидравликалық цилиндр немесе гидромотор қосылуы мүмкін. Ол үшін қатарлас, қатарлы және параллельді тізбекті қосылымдары бар тізбектер қолданылады. Біріншіден, бір насостың бірнеше (екі немесе одан да көп) атқарушы гидромоторы бір уақытта жұмыс істеуге рұқсат етіледі; екіншісінде - гидравликалық қозғалтқыштардың әрқайсысы жеке сорғыға қосылады; үшіншіден, алғашқы екі байланыстың комбинациясы қолданылады.

Экскаваторлардың кейбір түрлерінде қолданылатын сериялық қосылыстары бар гидравликалық жетекті схемасы күріште көрсетілген. 15.2. Онда 1 сорғыдан 10 платформаның гидравликалық бұрылысы, руль жетегінің гидравликалық жетегі 7 және төрт гидролиметрлер: бомс 5, қолдар 6, шелек 8 және сыртқа шығырғыштар 11 тамақтанады, басқару жүйелілігі жеті дистрибьютормен қамтамасыз етіледі. Схеманың жетіспеушілігі - операцияларды біріктіру кезінде жұмыс механизмдерінің өзара әсер етуі.

Гидравликалық цилиндрлердің екі гидравликалық цилиндрлердің қозғалысын синхрондау үшін дроссельдік шығыс бөлгіштері қолданылады, бірақ олар гидравликалық жетектің тиімділігін төмендетеді. 15.3- суретте де экскаваторлық қондырғы орнатылатын трактордың қуатын көтеру білігінің көмегімен басқарылатын екі реттелмейтін сорғымен, 2 және 3с сериялы параллельді жүйесімен ЕО-2621В экскаваторының гидравликалық жетегінің схемалық сызбасының фрагменті көрсетілген. Секциялық дистрибьютерлердің 10 және 11 блоктары тиісінше 6, 8, 9 және колоннаның 14 гидролигилерін қазу механизмінің гидролизділерін бақылайды. А арнасында ағым бульдозерлі жүздің гидравликалық жетегіне және диаграммада көрсетілген (диаграммада көрсетілмеген),

15.1. Көлемді басқаруымен гидравликалық жетекті

Көлемді гидравликалық қозғалтқышпен көлемді (машина) реттеу гидротехниканың жұмыс көлемін реттеу қағидасына негізделген. Мұндай гидравликалық жетекті құрылымы бір немесе бірнеше реттелетін гидравликалық машиналарды қамтуы мүмкін. Көлемді реттеумен үш диапазон схемасы бар: ауыспалы сорғымен (15.4-сурет, а), реттелетін гидравликалық қозғалтқышпен (15.4-сурет, б) және екі машина басқаруымен (15.4-сурет, с).



Сурет-15.4. Гидравликалық жетекті көлемді басқарудың негізгі сұлбалары: *a* - реттелетін сорғымен; *б* - реттелетін гидравликалық мотормен; *с* - реттелетін сорғы мен гидравликалық мотормен; 1 - реттелетін сорғы; 2 - реттелмейтін гидравликалық қозғалтқыш; 3 - реттелмейтін сорғы; 4 - реттелетін гидравликалық мотор

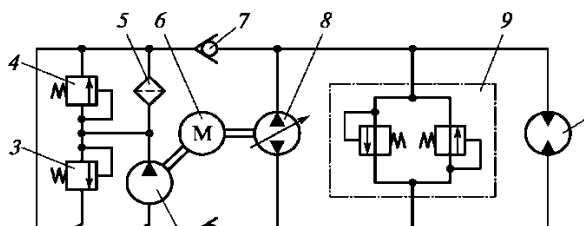
Олардың механикалық сипаттамалары реттелетін гидравликалық жетектердің механикалық қасиеттерін сипаттау үшін қолданылады. Олар үшін жалпы теңдеуді аламыз. Біз келесі жорамалдарды қабылдаймыз: бастапқы сорғы моторының механикалық сипаттамасы мүлдем қатаң, демек, сорғы жүктің болуына қарамастан тұрақты біліктің жылдамдығымен жұмыс істейді; жұмыс сұйықтығы сығылмайды; құбырлардағы гидравликалық ысыраптар жоқ; толқын клапаны 3 (15.5-суретті қараңыз) қысым p_{kl} -ге орнатылады; ағызу желісіндегі қысым тұрақты болып табылады.

Шығындар балансының теңдеуін құрайық:

$$D_{00H} = Q_{0M} + D_{0H} = + D_{0M} >$$

(15.1)

мұндағы (30n - геометриялық сорғы ағыны (30 м гидравликалық қозғалтқыштың геометриялық ағыны, DQ және Dm - сорғыдағы және гидравликалық қозғалтқыштың жалпы ағуы болып табылады (сыртқы ағып кетулер байқалмайды).



Ағып кетуді жалпы ағып кету жылдамдығы арқылы білдірейік: Q_{H+M}^{DQ}
 Q_{sp5} ,
 мұнда VQS жалпы ағып кету коэффициенті болып табылады.

Белгілі қарым-қатынастарды пайдаланып, (15.2) формуланы теңдеуге (15.1) ауыстырамыз және гидромотордың геометриялық шығынын жылдамдықпен және жұмыс көлемінің Q_M -нің өнімділігі арқылы білудің бұрыштық жиілігін анықтаймыз $w_M = \frac{Q_{OH} - Q_{sp6}}{Q_M} \cdot (15.3)$

Реттелетін сорғыны жеткізу мынадай:

$$Q_{OH} \leq \frac{Q_H}{\max} \leq Y_H, \quad (15.4)$$

мұнда w_H - сорғы білігінің айналу жиілігі; q_{Max} - ең жоғары сорғының жұмыс көлемі; y_H - осьтік-

теңгеру

n = кезінде көлбеу дискімен поршеньді сорғы ----- $\sim$ -----
 $\frac{1}{\tan g_{\max} g_{\max}}$

----- $\sin g g$

поршеньді сорғы =

e

(15.4) теңдеуге қойып (15.3) шығарамыз

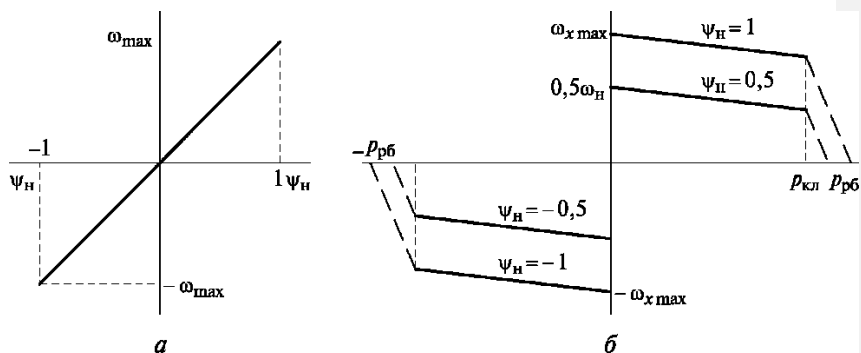
$$w_M \leq \frac{Q_H}{Y_H} \leq \frac{2\pi n r_{Qs}}{q_M} p_{p6} \cdot \quad (15.5)$$

Айта кетейік, алынған теңдеуде бақылау параметрінің алдында фактор гидромотордың айналу жиілігі нөлге тең және $y_H = 1$ тең Біз оны ең жоғары жылдамдық деп атаймыз:.

$$w_x \leq \frac{Q_H}{Y_H}$$

Сонда теңдеу (15.5) ретінде қайта жазуға болады:

$$w_x \leq \frac{2\pi n r_{Qs}}{q_M}$$

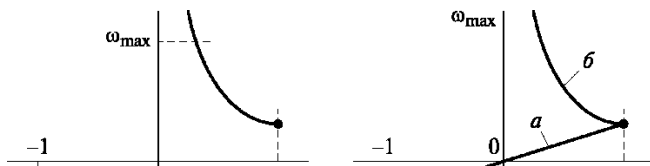


Сурет-15.6. Тұрақты реттеулер (а) және сыртқы (б) сипаттамалары реттелетін сорғы бар гидравликалық жетекті гидравликалық диск

Реттелетін сорғылар сонымен бірге гидроцилиндрлі гидравликалық жетектерде, әсіресе, жоғары қуатты қондырғыларды басқару үшін қажет болғанда қолданылады. Реттелетін гидравликалық қозғалтқыш үшін статикалық таңбаның теңдеуі мына форманы алады:

$$\omega_M = \frac{q_H^{\omega_H}}{q_{M\max}^{\omega_M}} p_{рб}, \quad (15.7)$$

онда гидравликалық қозғалтқышты реттеу параметрі берілген. Осы сипаттаманың графикалық көрінісі күріш. 15.7, а. Екі машиналық бақылаумен басқару сипаттамасы екі бөліктен тұрады (сурет-15.7, б): теңдеуден алынған тармақ (15.6) тұрақты = const; теңдеуден алынған (15.7) тармағы $y = \text{const}$ үшін



Көлемді бақылаудың гидравликалық жетегі жоғары тиімділікке ие, ол жоғары қуатта жұмыс істей алады және бастапқы қозғалтқыштармен ыңғайлы түрде үйлеседі. Құрылыс және жол машиналарының жетектерінде гидравликалық дискілер: олар доңғалақты және гидравликалық пропеллерді беруде де, механизмдерде де қолданылады. Құрылыс және жол жабдығының қуатты гидравликалық дискілері үшін Pnevmostroymashina бір типтегі екі осьтік ауыспалы кері помпалармен 20 МПа қысымы үшін 33 типті сорғы қондырғыларын шығарады.

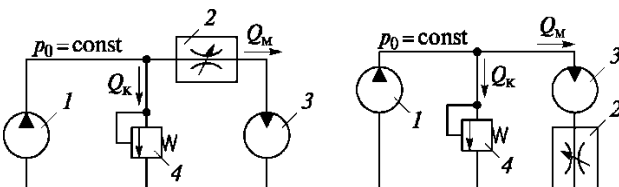
15.1. Дроссельді басқаруымен гидравликалық жетек

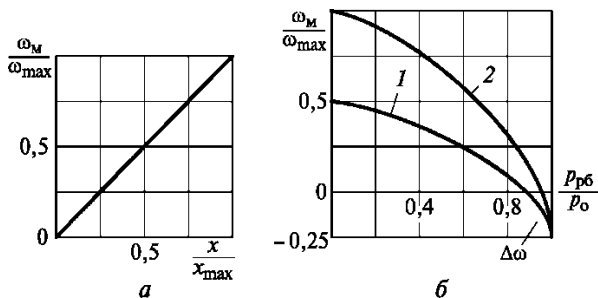
Басқару гидравликалық қозғалтқыштар мен гидроцилиндрлердің жылдамдығын бақылауды гидравликалық дисктерде жылдамдықпен басқару гидравликалық қондырғылардың көмегімен реттеледі: реттелетін кернеулер мен шөгуді реттегіш клапандар. Мұндай гидравликалық жетектердің екі негізгі түрі бар: үнемі жеткізу қысымымен және айналымы кернеу қысымымен гидравликалық жетектер. Мұндай дискілердің негізгі схемалары күріш. 15.8 және 15.10.

Осындай гидравликалық дискінің диаграммасы онда қайталанбайтын гидравликалық қозғалтқыш қолданылған кезде қарапайым нысаны бар, ал айналым жүйесі ашық (сурет -15.8, а). 2 реттелетін шланг гидравликалық қозғалтқышпен қатар сериялы сорғы сызығына 1 қосылады. Схеманың басты ерекшелігі - белгілі бір қысымды реттеп, оны тұрақты деңгейде ұстап тұру үшін, толқын клапанының 4 болуы, сондықтан ол үнемі сорғының ағынының бір бөлігін өтеді.

Осындай схема бойынша шығындардың балансының теңдеуі келесі түрде болады:

$$Q_n = + \varrho \partial p.$$





Сурет-15.9. Гидроагрегаттардың реттелетін (а) және сыртқы (б) тұрақты тамақтану қысымымен реттелетін дроссельмен су:
1 - 50% ашылуымен; 2 - толық дроссельді ашу кезінде

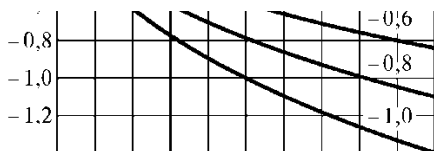
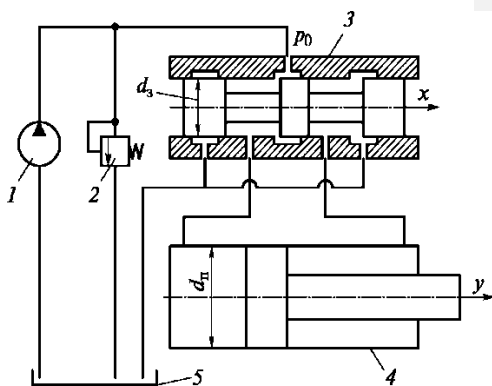
Дроссельді шығысқа қосу тек бір ғана сипатқа ие - гидравликалық қозғалтқыштың шығысындағы қысым қысымның қысымы p_{cl} -дан дроссельдегі шығындар мөлшерінен жоғары болады. Бұл факт поршеньді гидромоторларды поршеньдік топтардың кинематикалық кинематикасымен бірге қолданғанда пайдалы болуы мүмкін. Параллельді дроссельді басқару арқылы дроссельдегі дифференциалды қысым гидравликалық мотордың жұмыс қысымына тең (15.10-сурет), сондықтан

$$w_M = \frac{2L}{q_M} \cdot \text{Он} \cdot m_{ap} p_{dp} \cdot x \cdot \frac{2 p_{pб}}{V P} \cdot \frac{L}{r_{Qm} p_{pб}} \cdot$$

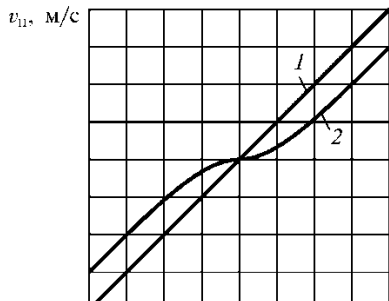
Гидравликалық дискілерде дроссельді клапандарда реттегіш пен ағын таратқыштың функциялары бір гидравликалық блокта біріктіріледі (15.11-сурет). Егер гидравликалық цилиндр гидравликалық цилиндр ретінде пайдаланылса, онда формула (12.2) негізінде поршеннің ауданына ағынды бөлу поршень жылдамдығын оңай алуға мүмкіндік береді:

$$v_n - Z = \frac{m_3 \% d_3 \times 1}{\Delta} \cdot \frac{p_0 - P p_{pб} - Pen}{V D P} \cdot$$

Сурет-15.11. Гидравликалық жетегі бар шекті үлестіру. төмендегілермен бірге: 1 - сорғы; 2 - толқынды кластер Тұрақты сақтау үшін панель қуат беру қысымы; 3 - дистрибутивті тарату-теле; 4 - гидравликалық цилиндр; 5 - ыдыс; p_0 - сызықтағы қысым қысымшылық; d_3 - алтыннан жасалған диаметрі; d - поршень диаметрі; x - спуддың жылжуы; y - поршеньді ауыстыру



ікене болғандықтан, ағып кету
ды. Бұл теңдеу бізге осындай
ипаттамаларын құруға мүмкіндік
Тамаша мінездеме



$\mu_3 = \text{const}$ ағынының коэффициенті, ал дистрибьюторлық спулда радиалды бос орындар жоқ. Осылайша, түзету сипаттамасы тұрақты қисық сызық бойынша координаттардың шығу тегі арқылы өтетін тікелей сызықтың формасына ие. Рейнольдс коэффициентінің коэффициентіне тәуелділігі және нақты таратушыдағы кемшіліктер арқылы ағып кетудің болуы $x_s > (3 \dots 5)$ артуына әкелетін бастапқы сегменттің кішігірім бейімділігін тудырады, мұндағы 5 - радиалды саңылау (2-диаграмма).

Сыртқы сипаттамалары (15.12, б) параллельді отбасының формасы $x_s = \text{const}$ үшін және координат жүйесінің бірінші ширегінде поршеньдік қозғалыс бағытымен ($\text{prb} > 0$) бағытталған кезде оң деп болжанатын жүктеме бойынша оң саңылауларға сәйкес келеді. Гидравликалық цилиндрдегі су ағып кішкене және ескерілмеуі мүмкін. Екінші тоқсанда $x_s > 0$ болса да, жүктеме поршенді ауыстыру бағытына бағытталады ($\text{prb} < 0$). Мұны, мысалы, поршень таратылғаннан кейін дистрибьютордың ашылуы азая бастаған кезде инерция күштерінің әрекеті нәтижесінде байқалуы мүмкін. Бұл режим ингибиторлық болып табылады. Сол жағында, бұл сипаттамалар координаттармен шектеледі: $\text{prb} = -\text{png}$, $\text{vp} = \text{vx.x} \setminus 2$, мұнда vx.x - руль режимінде пистолет жылдамдығы, $\text{prb} = 0$:

$$v_{x.x} = \frac{\mu_3 \pi d_3 x}{A_{\Pi}} \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - p_{\text{сл}})}.$$

Сыртқы сипаттаманың төменгі жартысы дистрибьютордың қарсы бағытта ашылуына сәйкес келеді, егер $x_3 < 0$ деп болжанса. Гидравликалық жетектерді кроссоверді басқарудың негізгі артықшылығы - басқарудың жоғары жылдамдығын және жоғары жылдамдықты. Алайда, олардың тиімділігі төмен, оның ең жоғарғы мәні қысым $\text{prb} = 2 / (3\text{png})$ төмендейді және $\text{pmax} = 0,384$ дейін жетеді. Осы себептер бойынша дроссельдерді басқару гидроэлементтерде іс жүзінде пайдаланылмайды және негізінен бақылау жүйелеріне арналған. Мысалы, штуцерлер осьтік және радиалды-поршенді сорғылардағы арна бақылау механизмдерін басқару үшін қолданылады.

4.Көлемді гидравликалық машиналардың көлемді (машиналық) реттеуі үшін гидроқабылдағыш жүйелерде қандай көлемде пайдаланылады және қандай түзету және сыртқы сипаттамалары бар?

5. Гидродивидтің схемалық диаграммасының негізгі ерекшелігі қандай да бір статикалық сипаттамалармен қатарлас болып табылады.

6 . Гидродинамикалық схеманың негізгі ерекшелігі параллельді шөгуді бақылаумен және оның қандай статикалық сипаттамаларымен ерекшеленеді?

7.Гидравликалық жетектің ерекшеліктері қандай?

8.Олар қандай статикалық сипаттамалары бар?

III бөлім

Пневматикалық жетекті

16-тарау

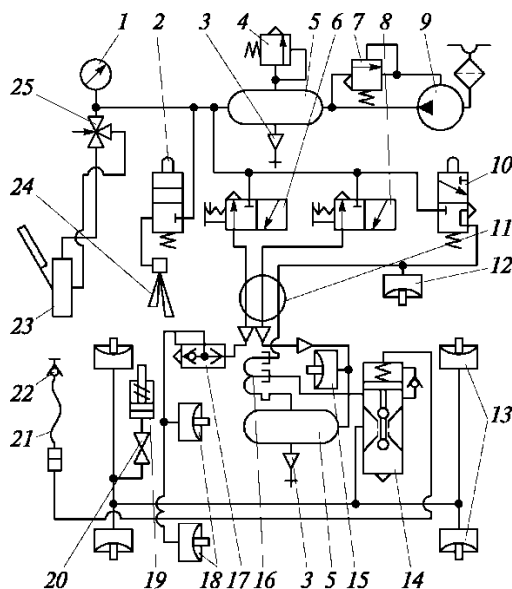
Пневматикалық жетекті туралы жалпы ақпарат

16.1. Пневматикалық дискінің құрылымы және негізгі ерекшеліктері

Пневматикалық драйв - электр жетегінің қуатын жетегіне беру үшін қысымы бар газды пайдаланатын машиналар мен жабдықтардың жиынтығы. Газ жұмыс ортасының энергия көзі, әдетте, компрессор болып табылады. Қысқа мерзімді әрекет пневматикалық жетектегіштерде немесе жұмыс ортасын аз тұтынумен қысымды сөндіру жүйелерінде қабылдағыштармен бекітілген контейнерлер пайдаланылады.

Энергетикалық пневматикалық атқарушы элементтердің атқарушы элементтері - көлемдік типтегі пневматикалық қозғалтқыштар (пневматикалық қозғалтқыштар) (кейде - пневматикалық турбиналар). Пневматикалық дискілерде жұмыс ортасы ретінде әдетте атмосфералық ауа пайдаланылады, кейбір жүйелерде азот қолданылады. Пневматикалық жүйелер әрдайым әртүрлі бөлу, қауіпсіздік, реттеу және басқа пневматикалық жабдықтарға, сондай-ақ өлшеу құрылғыларына ие. Компрессордың пневматикалық жетегінің жалпы схемасы сурет-16.1. Пневматические системы используются в различных механизмах и устройствах строительно-дорожной техники, например для дистанционного управления гидроприводами, в пневматической подвеске и системах тормозов, в широко распространенном ручном пневматическом инструменте.

Суретте-16.2 - гидравликалық экскаватор ЕО-3322D пневматикалық жүйесінің схемалық сызбасы. Компрессор 9 қысымды реттегіш 7 поршенді типті ауа қабылдағыш және ағынды конденсатты таспалар бар 5 қабылдағыш 5 жұмыс істейді. Жоғарғы қабылдағыштағы жоғары қысым 4 қауіпсіздік клапанымен қамтамасыз етіледі. Бұл ресивер 23 тазалағышты 25 шүмекпен және 24 сигнал сигналымен 24 түймешігімен қосылады. Сонымен қатар, қабылдағыштан 5 бұрылыс түтікшесі арқылы 11, ал екінші қабылдағыш → 5 тежегіш диафрагманың цилиндрлерінің жүйесін береді → орман 13, автоматты беріліс қорабының ауыстырып-қосқышы және 18-жылдамдықты шығыршықпен және 18 қолмен тежегіш диафрагманың цилиндрімен алдыңғы осьті қосу-қосу 18. Бұл жетектер өшірілуі мүмкін,



Сурет-16.2. Экскаватордың пневматикалық қозғалтқышының схемасы: 1 - манометр; 2 - пневматикалық түйме; 3 - конденсациясыз ауа ағынын және ағуын; 4 - қауіпсіздік клапаны; 5 - қабылдағыш; 6 - алдыңғы осьтік

Пневматикалық құрылғыларды 6 және 8 пневматикалық құрылғылармен қамтамасыз етеді. Қабылдағыштардағы ауа резервтері арқасында пневматикалық жүйе қозғалтқышты өшіріп, ауаның жұмыс қысымды ұстай алады.

Экскаватор алдыңғы осьтің ілінуін болдырмау үшін 19 пневматикалық-гидравликалық клапанмен және 20 кранмен бүйірлік тұрақтылықтың ауа-гидравликалық жүйесі бар.

Пневматикалық жүйе пневматикалық тежегіштерді пневматикалық құрылғымен 14 және қосқыш басы бар шлангты 21 қосады.

Пневматикалық диск жетектерінің басқа түрлері бойынша көптеген артықшылықтары бар, олар:

- жұмыс ортасының арзандығы мен қол жетімділігі;
- атмосфераға таусылған ауаны шығаратын энергиямен жабдықтаудың бір сызықты схемасы;
- өрт қауіпсіздігі;
- органдардың жоғары қоршаған ортаның температурасы жағдайында тиімді жұмыс істеу мүмкіндігі, сондай-ақ үйкеліс жұптарын және үйкеліс беттерінің аралықтарын дұрыс таңдай отырып, іс жүзінде ешқандай температуралық шектеулер жоқ;
- жұмыс процесінің экологиялық тазалығы. Жоғары жылдамдығын жоғарылату мүмкіндігі (5 ... 7 м / с дейін);
- жоғары қоршаған ортаның температурасы жағдайында тиімді жұмыс істеу мүмкіндігі, сондай-ақ үйкеліс жұптарын және үйкеліс беттерінің аралықтарын дұрыс таңдай отырып, іс жүзінде ешқандай температуралық шектеулер жоқ;
- жұмыс процесінің экологиялық тазалығы.

Пневматикалық дискіге тән кемшіліктердің ішінен төмендегіні атап өту қажет:

- бірдей металл сыйымдылығымен, пневматикалық жетектің барлық күші бар дискілердің барлық түрлеріне қарағанда әлдеқайда аз қуат беру мүмкіндігі бар;

Пневматикалық қозғалтқыштағы газ ортасының үлкен сығылуына байланысты қозғалатын элементтің аралық тұрақты күйін алу қиын, сондықтан пневматикалық жетектердің пневматикалық цилиндрлері, әдетте, тоқтаудан бастап тоқтауға дейін жұмыс істейді, ал пневмо қозғалтқыштар - үздіксіз айналу режимінде;

16.2 . Әуе қозғалтқыштарының негізгі түрлері

Пневматикалық қозғалтқышта сығылған газдың энергиясы шығыс байланысының механикалық энергиясына айналады. Пневматикалық қозғалтқыштар әртүрлі конструкциялар мен өнімділіктің нақты түрлерімен ерекшеленеді. Демек, оларды шығу және байланыс функциясының қозғалыс түріне қарай жіктеу ұсынылады

16.1-кесте

Пневматикалық қозғалтқыштардың түрлері және оларды қолдану

Түрі	Схема	Жұмыс параметрлері, қолдану ауқымы
I Демалыс байланысының алға жылжуы бар пневматикалық қозғалтқыштар		
<i>Пневматикалық ауа цилиндрлері</i>		

Біржақты әрекет

II_ F

күштер F арқылы қайтару механизмдері, лифтерде өз салмағымен қайтару және т.б Орнатылған серіппелерді қайтару арқылы.

Екі жақты әрекеттер:

Түрлі механизмдердегі әртүрлі қосымшалар

бір жақтық штангамен

J	L
l	Г

Дамыған күш-жігердің теңдігі талапында қолданылады

Телескопиялық (бір немесе екі жақты)

KX

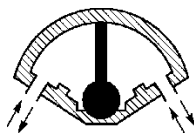
Жұмыс дәрежесі төмендейтін осьтік өлшемдерде 10 данадан асады, мұнда D - пневматикалық цилиндрдің диаметрі

Түрі	Схема	Жұмыс параметрлері, қолдану ауқымы
<i>Желдеткіш цилиндрлер</i>		
Қоңыраулар		Сезімдер мен күш-жігермен аз мөлшерде сенсорларда және арнайы құрылғыларда қолданылады
II. Айналмалы әуе қозғалтқыштары		

Өтпелі

Айталу бұрышы 360° дейін, 20
кН дейін крутящий кезде ■ m

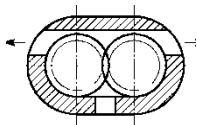
Шиберные



Айталу бұрышы 300° дейін,
500 N дейін момент

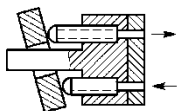
III. Пневмомоторы

Шестеренные



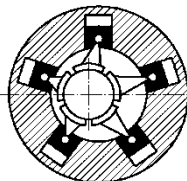
Транспортерлер, желдеткіштер,
бұрғылау машиналары

Осьтік-поршень



Қол құралдарының, рульдік
механизмдердің және басқа
құрылғылардың дискілері

Радиалды-поршень



Лебедкалардың,
конвейерлердің және
салыстырмалы жоғары
крутящий басқа

мақсаты. Пневматикалық қозғалтқыштар шығыс байланысының (айналмалы әуе қозғалтқыштары) айналуымен шектелген және шығыс байланысының (пневмомотор) айналмалы қозғалысын шектеумен шектеледі. Әуе қозғалтқыштарының негізгі жобаларының схемасы 16.1-кестеде көрсетілген.

Пневматикалық қозғалтқыштар шығыс байланысының алға жылжуы бар (16.1-кестені қараңыз) поршенді, мембрана мен блендерге бөлінеді.

Поршеньдік ауа цилиндрі мен гидравликалық цилиндрдің дизайны арасындағы негізгі айырмашылық роудтың салыстырмалы диаметрі болып табылады, өйткені бұл жағдайда бірдей күшті алу үшін әлдеқайда үлкен поршень диаметрі қажет.

Айналмалы ауа қозғалтқыштары поршеньге және сырғыма бөлінеді.

Кинематикалық ерекшеліктеріндегі пневмомоторлар көлемді гидравликалық қозғалтқыштардың тиісті түрлеріне ұқсас.

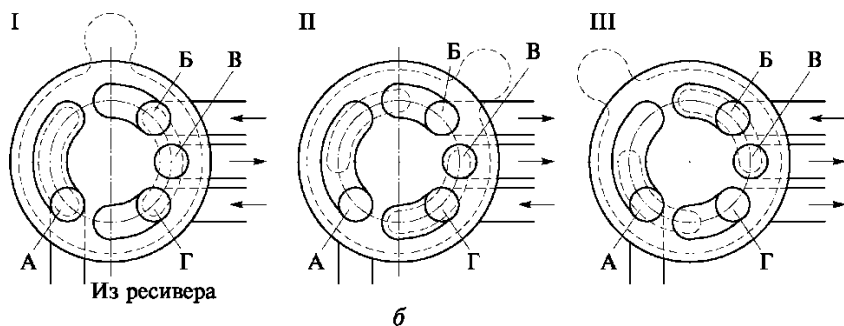
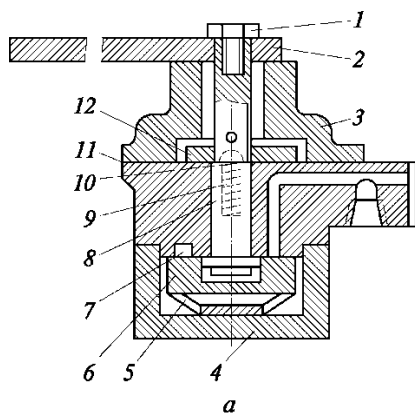
16.3. Пневматикалық жабдықтар

Пневматикалық жүйенің басқару элементіне ауаны беруді бақылау, оларды іске қосу және өшіру көп жағдайда гидравликалық жүйелер дистрибьюторларына ұқсас құрылғыға ие пневмо-таратқыштар көмегімен жүзеге асырылады. Құрылыс және сүт машиналарының пневматикалық дискілерінде таратқыш құрылғылармен қатар, жиі пайдаланылатын бірнеше типті құрылғы болуы мүмкін жиі қолданылатын пневматикалық дистрибьюторлар (кран түрі) жиі пайдаланылады, бұл бірнеше пайдаланушыға басқару тұтқасын бұрау арқылы өз кезегінде қосылуға мүмкіндік береді.

Осы пневматикалық дистрибьюторлардың бірі 16.3-суретте берілген.

11 корпусы 3 және 4 қақпақтарымен жабылған. 4 қақпағының шұңқырында корпустың соңына дейін жазық серіппелі 5к көмегімен топырақтың үстіңгі бетінен басылған жез тәрізді жазық клапан 6 бар. Аралық тығыздағышты тығыздайды 7.

8 бұрандасы 8 білігіне бекітілген басқару тетігі бұрылады, бұл шайба бұрылады және доптың бекітілген үш позициясының бірін алады. Жоғарғы көктемгі 9 және машина 12 жоғарғы қақпақты корпусқа бекітеді (Сурет-16.3, а). Дистрибьютордың А арнасы ресиверге үнемі қосылады. І жағдайы



Қабылдағыштан

Сурет-16.3. Кранның пневматикалық үш дистрибьюторы түрі:

а - диаграмма: 1 - бұранда; 2 - тұтқасы; 3, 4 - істің қақпақтары; 5 - басу серіппесі; 6 - жазық клапан; 7 - тығыздауыш; 8 - білік; 9 - көктем; 10 - доп; 11 - тұрғын үй; 12 - шайба;
 б - схеманың қабаттасатын арналары: I - бейтарап позициясы; II - қабылдағыштан ауа В арнасына енеді, D арна атмосферамен байланысады; III - қабылдағыштан ауасы G арнасына енеді, В арна атмосферамен байланысады

Жүйені шамадан тыс қысымдан қорғау үшін ауадан бір бағытта ауысып, қарсы бағытта құлыптауға қызмет ететін алдын ала қорғау клапандары қолданылады. Пневматикалық сызықтағы қысымды төмендету үшін клапандарды азайту қолданылады.

Сынақ сұрақтары:

1. Компрессор пневматикалық қозғалтқыштың жұмыс істеу принципі қандай және қандай жағдайларда ол жол құрылысы машиналарын салу кезінде негізгі қолданысқа ие болады?
2. Пневматикалық дискілердің негізгі артықшылықтары мен кемшіліктері қандай?
3. Өуе қозғалтқыштарының жиі кездесетін түрлерінің схемалық орналасу ерекшеліктері қандай?
4. Пневматикалық жабдық қандай техникалық функцияларды орындайды?

ПНЕВМО ЖҮЙЕДЕ ЖҰМЫС ІСТЕУ

17.1. Газ жұмыс ортасының физикалық қасиеттері

Газ ортасының физикалық қасиеттері сұйықтықтардың физикалық қасиеттерінен түбегейлі ерекшеленеді. Қалыпты атмосфералық қысым кезінде ауа тығыздығы 101,3 кПа (760 мм гг) және температура 0°C 1,29 кг / м³ құрайды, және сол жағдайларда азот тығыздығы 1,25 кг / м³ құрайды. Атмосфералық қысым кезінде 101,3 кПа және 20°C температурада ауаның динамикалық тұтқырлығы - $\eta = 0,0182$ мПас. Температура көтерілген сайын ауа тұтқырлығы артады.

Пневматикалық жүйелерде қолданылатын ауаға ГОСТ 11882-73 «Пневматикалық қондырғыларды және мемлекеттік құрылғылар мен автоматика жабдығын автоматтандыру құралдарын қосуға арналған ауа» реттелетін өте жоғары техникалық талаптар белгіленді. Техникалық талаптар және сынақ әдістері ». Ауа құрамында механикалық ластанушы заттар, майлар және ылғалдың рұқсат етілген шектерінен асырылмауы керек. ГОСТ 17433-80 бойынша «Өнеркәсіптік тазалық. Сығылған ауа. Сыныптар таза ауаның 15 сыныпты құрды. Қолайлы класты таңдау бойынша ұсыныстар пневматикалық жүйенің нақты түріне арналған техникалық шарттармен анықталады.

Қысым мен температура өзгерген сайын, ауадағы физикалық қасиеттері, кез келген басқа газ сияқты, айтарлықтай өзгереді. Бұл тәуелділіктер мемлекеттің теңдеуі арқылы сипатталған, сондай-ақ Clapeyron теңдеуі деп аталатын заңға бағынады: $pV = mRT$, (17.1)

мұнда p - абсолюттік газ қысымы, Па; V - газдың көлемі, м³; m - массасы газ, кг; T - Кельвин градусындағы газдың температурасы; R - газ константасы, Дж / (кг • К).

Газ тұрақтылығының шамасы атмосфералық ауа үшін $R = 287.1$ Дж / (кг • К), азот $R = 297$ Дж / (кг • К) газ түріне байланысты.

Клапейрондық теңдеуден газдың температурасы газдың қысымымен

газдың температурасы мен қысымның қалай өзгередіні белгісіз болып қалады. Мемлекет теңдеуінің ерекше жағдайлары үшін есептеулерді айтарлықтай жеңілдететін екі параметрлі тәуелділік қолданылады.

Осылайша, егер процесс қоршаған ортаға жылу алмасусыз орын алса, онда қысым мен көлем арасындағы байланыс келесі формаға ие: $pV^k = \text{const.}$ (17.2)

Бұл тәуелділікті ұстанатын процесс адиабатикалық деп аталады, ал k көрсеткіші - адиабаталық экспонент. Адиабатикалық экспонент газдың табиғатына байланысты. Бірнеше газдардың қоспасын білдіретін ауада, $k = 1.4$.

Адиабатикалық процестің екі параметрлік тәуелділігінің болуы барлық есептеулерді жеңілдетеді, тіпті формула (17.2) жиі пайдаланылады, тіпті егер қоршаған ортаға жылу алмасаңыз. Алынған қате көрсеткішті өзгерту арқылы өтемақыға әрекет жасайды. Сонда тәуелділік (17.2) форманы алады

$$pV^n = \text{const.} \quad (17.3)$$

Мұндай процесс политологиялық деп аталады, ал n коэффициенті - политропиялық экспонент ($pF k$).

Тұрақты политропиялық индексі $n = \text{const}$ болған политрогендік процесс тек газдың жай-күйі ауқымында болатын айналмалы ортаға қатаң анықталған жылу алмасу үлгісі болған жағдайда ғана орын алуы мүмкін.

Процесс $p = \text{const}$ кезінде орын алған кезде изобарич деп аталады. Сол кезде теңдеуден (17.1) бастап, теңдеу мемлекет формасын алады: $V/T = \text{const.}$

Соңында, изотермиялық процесс үшін $T = \text{const}$ кезінде туындайтын, тәуелділік (17.1) мынадай форманы алады: $pV = \text{const.}$ (17.4)

Егер изотермиялық процесс үшін бірдей тәуелділік (17.3) болса, онда бізде $n = 1$, яғни идеал газ деп аталатын ғана жарамды. Байланысты (17.4) Бойль-Мариотта заңы деп атайды.

Сұйықтан айырмашылығы, жабық көлемде салынған газ механикалық жұмыстарды орындай алады, бұл көлемді өз энергия қорына байланысты арттырады. Сонымен қатар, жылу энергиясы төмендейді (температураның төмендеуіне байланысты) және ықтимал энергия (қысымның төмендеуіне

Газды жылытуға байланысты қысымның артуын қамтамасыз ете отырып, өндірілген механикалық жұмыстарды ұлғайтуға болады. оған сыртқы жылу энергиясын әкеледі. Бұдан шығатыны, газдың жылу энергиясын механикалық жұмысқа айналдыру мүмкіндігі бар. Газдың жылу энергиясына байланысты жылу қозғалтқыштарында пайдалы жұмыстар жүргізіледі: бу және газ турбиналары, ішкі жану қозғалтқыштары және т.б.

17.2. Компрессордың жұмыс істеу циклі

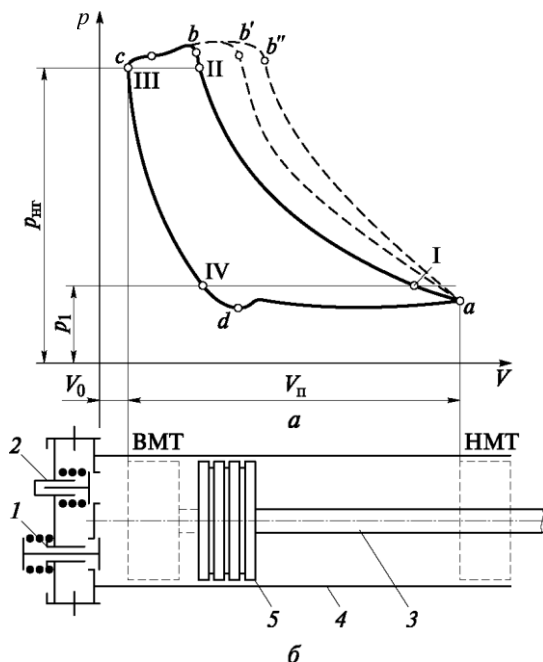
Газ ортадағы әсер ету әдісімен компрессорлар екі класқа бөлінеді: лобалды және көлемді.

Жүзі (скапарлы) компрессорларының жұмыс принципі газдың айналмалы дөңгелекті пышақтарымен өзара әрекеттесуіне негізделген. Бұл компрессорлар екі топқа бөлінеді: орталықтану және осьтік. Жеке топ жанкүйерлерден тұрады.

Жұмыс істеу принципі көлемді негізделген магистральдық газ оның ауыстыру кейін қысылған компрессорлар. , Олар жасай аласыз ауыстыру түріне механизмі карбюраторлық ішіне қосалқы бөлінеді, айналмалы (Пластиналы және тісті) және бұранданың арқылы көлемді компрессорлар, төмен ағындарын 100 PSI өнімділік қысым туралы қатысына дейін байланысты. Жол құрылысы машиналарының пневматикалық жолдарында үнемі сығылған газдың көзі дерлік бір немесе екі сатылы схемада орындалған поршень түріндегі көлемді компрессор болып табылады.

Компрессордың жетегі ішкі жану қозғалтқышынан немесе негізгі қозғалтқыштың қуатты көтеру білігінен жүзеге асырылады. Әдетте компрессор ресиверде жұмыс істейді (сығылған газ қоры жинақталған сыйымдылық), сондықтан оның жұмысы әуе қозғалтқыштарының жұмыс режиміне байланысты болмайды. Тұтыну немесе жеткіліксіз газ тұтыну болмағанда, жүйе қабылдағыштан атмосфераға қауіпсіздік клапаны немесе компрессордың ішіндегі айналмалы жолдар арқылы асып түседі.

Жұмыс процесінің жүру барысын бір сатылы компрессорда қарастырайық, оның сызбасы 17.1-суретте көрсетілген.. Компрессордың 4 цилиндрінде 3 роторлы поршень орналасқан. Сорғыш 1 және 2-разряд клапандары поршеньнің үстіңгі қақпағында орналасқан. Поршень жылжытқанда, жұмыс қуысының көлемі өзгереді және оған ауа қысымы өзгереді. Бұл үрдістің барысын компрессордың индикаторлық диаграммасы деп аталатын кесте арқылы сипаттауға болады. Графика $V - p$ координаттарында келтірілген, мұнда V - газдың көлемі; p - жұмыс қуысында газ қысымын. Бұл процесс келесідей. Цилиндрде TDC қозғалтқышының оң жағын жылжытқанда, вакуум пайда болады.



Сурет-17.1. Бір поршенді компрессордың индикаторлық диаграммасы (а) және диаграмма (б):

1 - сору клапаны; 2 - жеткізу клапаны; 3 - акция; 4 - цилиндр; 5 - поршень; V_0 - цилиндрдің өлі кеңістігінің көлемі; V_n - жұмыс қуысының көлемі; p_{ng} - инъекцияның қысымы; p_1 - кеңейтілетін газдың қысымы; I-IV-жұмыс процесінің кезеңі

сорғыш клапаны 1 және ауа атмосферадан қуысына түседі. Бұл IV-ші диаграмма диаграммасының бөліміне сәйкес келеді. Толық курсты бітіріп, NMT-ге жеткеннен кейін поршень қозғалысты кері қайтара бастайды. Сонымен қатар, сору клапаны жабылып, а-б сызығында газды қысу процесі жүреді.

Газды қысу әртүрлі термодинамикалық қатынастарға байланысты болуы мүмкін: адиабаталық заңға сәйкес (17.2-тармақ), егер газ берілмесе және газдан жылу алынбаса (сызба а-b ""); изотермиялық заң (формула (17.4)) қарқынды жылуды қалпына келтіру және $T = \text{const}$ (сызба а-b) кезінде газ температурасын сақтау үшін; аралық үдеріс политропиялық (формуласы (17.3)), ішінара жылуды алып тастайтын (сызғы а-b'), себебі жалпы жағдайда тәуелділік $pV^n = \text{const}$, adiabatic процесінің экспоненті $n = 1.4$.

II нүктесінде қысым қысымның 2 клапанының орнатылуымен белгіленген мәнге жетеді және ол ашылады. В нүктесінде ең үлкен қысымға қол жеткізіледі, ол газдың ауытқуы кезінде негізгі қысым мен шығындармен анықталады. Өрі қарай, қысым ПТС жылдамдығының азаюына байланысты және ТДК және газдың кеңеюіне жақындағандықтан, III нүктеге дейін төмендейді.

Поршеннің кері қозғалысы кезінде «өлі» кеңістікте қалған V0 көлеміндегі газ политроптық заңға сәйкес кеңейтіледі, қысым III-IV-d сызығына қарай төмендейді және бүкіл процесс қайталанады.

Көрсеткіш диаграммасынан көріп отырғанымыздай, цилиндрді толтыру процесі поршеньдік қозғалыстың ең басынан бастап басталмайды, бірақ кейбір нүктесінде цилиндрдің пайдалы көлемін және компрессорлық сыйымдылығын азайтады. Сондықтан, компрессорларды жобалау кезінде «зиянды» кеңістіктің көлемі барынша азайтылады.

Көрсеткіш схемасы бір операциялық циклде поршень жасаған механикалық жұмыстарды есептеуге мүмкіндік береді. Фарфордан жасалған жұмыс a-b-c-d-a контуры шектелген аумақпен анықталады. 17.1 поршень жұмыс істеп тұрған кезде газды қысу кезінде ең үнемді болып табылады, бұл изотермиялық процесс болып табылады. Бұл жағдайда атмосферадан алынған газ массасын қысу және азайту үшін энергияның ең аз мөлшері қажет болады.

Алайда газдың қысымы кезінде шығарылған барлық қызуды оның температурасы тұрақты болып қалуы үшін бұруға болмайды. Сондықтан, қысу кезінде $1 < n < 1.4$ көрсеткіші бар политропиялық процесске жақын процесс жүреді. Компрессордың кез келген түрінің тиімділігін арттыру және изотермиялық процеске газды қысу кезінде әлі де жақындау үшін көп сатылы компрессорлар қолданылады. Сонымен қатар, қажетті артық қысым бір мезгілде газдың қысу коэффициентінің 8-ден аспайтындай етіп, компрессордың кезеңдері арасында тең бөлінеді, ал сатылар арасындағы аралықта газ бастапқы температураға қарқынды салқындатылады.

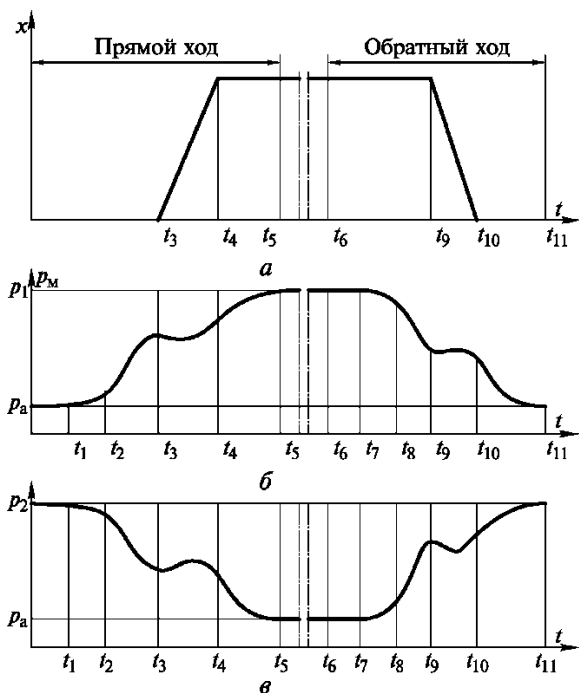
Бұл гидротехникалық жүйелерде байқалатын процестерден айтарлықтай ерекшеленеді. Бұл гидротехникалық жүйелерде байқалатын процестерден айтарлықтай ерекшеленеді.

Пневматикалық қозғалтқыштың жұмыс үрдісінің ерекшеліктері схемасы суретте көрсетілгендей қосарланған пневматикалық цилиндрдің үлгісі ретінде қарастырылады. 17.2. Поршенді 3 пневматикалық цилиндр 2 пневматикалық дистрибьютормен басқарылады, ол P1 және P2 қуыстарын атмосферамен байланыстыратын негізгі және шығыс каналына кезекпен қосады.

$T = 0$ уақытында P1 қуысында p_{lost} қалдық қысым және $0 < t < t_1$ уақытына дейін, дистрибьютордың дистрибьюторы осы қуысты магистральмен байланыстыратын солға жылжиды делік. Осы кезеңде қысымның төмендеуі толқыны пайда болады және кейбір кезде $t = t_1$, P1 қуысына кіру кезінде газ ағымындағы қысым осы қуыстың қалдық қысымынан асып түседі. Осы сәттен бастап P1 қуысының газ толтыру басталады. Бұл қысымның жоғарылауымен бірге жүрсе де, поршень орнында қалады, себебі бұл қысым сыртқы жүктемемен, қозғалысқа келтіретін массаның инерциясымен және P2 дұрыс қуысында қысым қысымының қарсы әрекетімен туындаған қарсылық күштерін еңсеру үшін жеткіліксіз. Тек P1 қысымы белгілі бір деңгейден асқан кезде ғана поршень оңға қарай жылжиды. Пневматикалық цилиндрдің поршенді жылжытқан кездегі жұмыс процесінің жалпы жүрісі тізбектер түрінде көрінеді (17.3-сурет). Бірінші циклограмма (сурет-17.3, а) поршенді қозғалыстың жұмыс істеу уақытының функциясы ретінде сипаттайды. Цилиндрге ауаның ағымы $t = 0$ сәтте басталады. Поршеньдік қозғалысы t_3 уақытынан басталады. Қозғалыстың кешігуі вариация процестеріне байланысты

Ресиверден Атмосферада L

	у		т
--	---	--	---



Алға қарама-қарсы, Кері
 Сурет-17.3. Пневматикалық цилиндрдің жұмыс процесінің
 циклограммалары
 екі жақты әрекеттер: а - поршеньді ауыстыру циклограммасы; б - қысым өзгерісінің
 циклограммасы p_1
 жұмыс қуысында П1; с - P_2 қуысының қысымын өзгерту циклограммасы;
 жұмыс үрдісінің t - tp -тән сәттері

Цилиндр қуыстарындағы қысым осы нүктеге дейін болады. Бұл үдерістің жалпы ұзақтығы дайындық кезеңінің уақыты деп аталады. $T_3 < t < t_4$ аралықта поршень пайдалы жұмыс жасайды. Бұл қозғалыстың ерекше түрі қолданыстағы жүктемелердің сипатына және тағам көзінің сипаттамасына байланысты. Бұл жағдайда поршень тұрақты жылдамдықпен жылжиды және оны ауыстыру сызықты түрде өседі деп есептейміз. $T = t_4$ кезінде поршень толық инсультты аяқтайды және тоқтайды. T_3 -тен 4-ге дейінгі

Д1 дистрибьюторы біраз уақыт ашық қалса, П1 сәтте t5 дейін ұлғайып келеді. Т4-тен t5-ге дейінгі уақыт кезеңі соңғы деп аталады. Пневматикалық цилиндрлердің жалпы жұмыс уақытын анықтау кезінде дайындық және соңғы кезеңдер ескеріледі.

Реверсивті ауыстыру үшін дистрибьютор 1 дөңгелегі (17.2-суретті қараңыз) керісінше орнатылған болуы керек. Бұл $t = t_6$ уақытынан бастап болсын. Бұл жағдайда ресивердің қабылдағышынан Р2 дұрыс қуысына шығады. Осы сәтте қысымның кері қозғалысқа қарсы әрекеті анықталады. Осы кезеңде таратушы канал Р1 қуысынан жұмыстану үшін ашық, оған қысым Т7, t8, t9 уақытша сәттерімен сипатталатын тәуелділіктерге байланысты төмендейді. Алға және кері үрдістер симметриялы деп есептелетін болса, алдыңғы қозғалыстағы Р1 қуысында қысымның өзгеру сызбасы кері қозғалыстағы Р2 қуысында қысымына симметриялық болып табылады (17.3-сурет, с).

Пневмомоторлардың жұмыс процестерінің ерекшеліктері

Пневмоторлық қозғалтқыштың негізгі параметрлері жұмыс істейді (магистральдық) қысыммен, білікке арналған крутящего, шығу білігінің айналу жиілігі және сығылған газды тұтыну. Гидравликалық машиналарда болғандай, пневмомотордың максималды тиімділікке сәйкес параметрлері номиналы деп аталады

каталогтарда. Механикалық сипаттамалары

жалпы пневмоторды таяқшалар -

тиімділік тәуелділігі, крутящий

М валудағы М, шығу қуаты N

шығыс білігінің жылдамдығынан

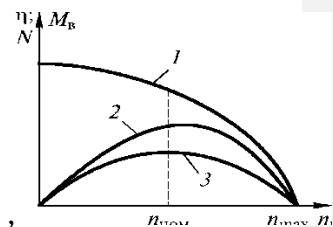
рв - суретте көрсетілген.

17.4 Пневматикалық мотордың негізгі ерекшелігі - үлкен

диапазон

білікке айналу жылдамдығы

білікке қолданылатын жүктемеден



айнымалы жүктемелі пневматикалық қозғалтқыштар ротордың белгіленген жиілігін сақтайтын немесе жүктемені күрт төмендете отырып жиілікті шектейтін реттегіштерге ие.

Пневмомотордың өте маңызды параметрі - іске қосу сәттің шамасы, әсіресе, іске қосылған кезде жүктеу кезінде жүзеге асырылады. Бастапқы сәтте мәнге жетуге болады

$M_{max}^{(1,5, \dots, 2)} \wedge B.HOM.$

Пневмомотордың көлемді түрі жұмыс қуысында ауаның *gasshi-teniya*, және ішінара әуе *gasshireni-tem* жұмыс істей алады. Бұл жұмыс ортасының фазалық бөліну ерекшеліктерімен анықталады. Ауа кенеусіз жұмыс істейтін пневмомоторлар өте шулы және пайдаланылған қуаттың 30% -дан астамын жоғалтады. Ішінара кеңейту *vozdu-ha* жұмыс пневматикалық қозғалтқыш кезінде қабылдау арна жабылды құбыр газ *pere-staet* белгілі бір бұрышпен шығыс білігінің жұмыс инсульт немесе айналу соңына дейін жұмыс камерасын енгізіңіз Мұндай пневматикалық қозғалтқыштар үнемді, бірақ олардың қуаты поршеньді газ қысымын немесе жұмыс қуысының тиімді аймағын азайту арқылы азаяды. Поршеньдік қозғалысы кезінде жұмыс қуысында газдың толық кеңеюіне жол берілмейді, себебі бұл ауа температурасының күрт төмендеуіне және атмосфералық ауадағы ылғалдың әсерінен қозғалтқыштың шығатын терезелерінің катуына әкеледі..

Сынақ сұрақтары

1. Қандай заң газ күйінің теңдеуін сипаттайды?
2. Қандай тәуелділік қоршаған ортамен жылу алмасусыз жүріп жатқан газ күйі үдерісін сипаттайды?
3. Плитопиялық индексе қандай процестің сипаттамасында?
4. Isobaric дегеніміз не?
5. Бойл-Мариот заңына қайсысы сәйкес келеді?
6. Жол компрессорлары компрессорларды қалай пайдаланады?
7. Бір сатылы реакторлық компрессордың схемалық құрылымы және оның сипаттамалары қандай индикаторлық диаграммамен сипатталады?
8. Графикалық тәуелділіктер екі жақты пневматикалық цилиндрдің жұмыс процесін сипаттайды және осы процестерде дайындық және соңғы кезеңдер қандай рөл атқарады?

1-қосымша

Гидравликалық элементтердің негізгі белгілері ГОСТ 2.781-96 бойынша гидравликалық схемалар

Шартты тағайындау	Элемент	Шартты тағайындау	Элемент
О	Электр машинасы (қозғалтқыш), жалпы белгілеу		Тексеріңіз
О	Сорғы қайтарылмайтын, реттелмейтін	-0-	Реттелетін дроссель
©	Реверсивті ағыны бар сорғы, реттелмеген		Май сүзгі
	Реверсивті ағыны бар реттелетін сорғы	-Ф	Жылу алмастырғыш
О	Гидравликалық қозғалтқыш бір жақты жеткізіліммен	1	Екі жақты ток таратушы
©	Қайта айналу гидравликалық мотор, реттелмеген	ЕК	Үш позициондық ток таратушы
©Г	Реттелетін кері гидравликалық қозғалтқыш	I	Дроссель дистрибьюторы
&	Бір жақты штрихті гидравликалық цилиндр	I — I	Гидробак
	Екі бағаналы гидравликалық	сД	Суға арналған резервуар

Жұмыс сұйықтықтары

Температура, °C		Қолданудың температуралық шектері, °C	Қолдану саласы
Қатып қалу	Жарқыл		
-70	92	-45... +60	Маусымның басында, сыни гидравликалық жүйелерде 25 МПа дейін және ерекше қатал климат аймақтарында
-60	135	-40... +35	Сондай
-40	180	-15... +50	Мекеме ішінде
-35	190	-10. +60	Жазғы маусымда ашық ауада
-15	190	-10. +90	Жазғы маусымда тісті бергіштің сорғылары мен қозғалтқыштары бар гидравликалық жетектерде
-25	200	-20. +50	Қысқы маусымда экскаваторлар мен орман машиналарының жетектерінде
-15	200	-10. +60	Май алмастырғыш МГ-20
-15	190	-10. +60	Май алмастырғыш МГ-30
-45	163	-15. +60	Май алмастырғыш ВМГЗ
-20	195	-15. +70	Қалыпты климат үшін жазғы алуан

Ескерту . Атау пайдаланылатын стандарттар: ГОСТ 6794-75 "Май торных дизельдерді"; ГОСТ 20799-88 "индустриалды Майлар. Техникалық шарттары";

ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Данилов Ю.А. Үшөлішемді гидравликалық жетектерді жабдықтау / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. - М.: Машина жасау, 1990. - 272 б.

2. Герц Э.В. Пневматикалық қозғалтқыштарды есептеу / Э В Герц, Г В Крейнин. - М.: Машина жасау, 1975 ж. - 272 б.

3. Гидравлика және гидравликалық диск: оқулық / [В. Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Б.Боруминский, А.Зария]. - М.: Недра, 1970. - 302 сек.

4. Гидравлика, гидравликалық машиналар және гидравликалық жетектер: оқулық / [Т. М. Башта, С.Руднев, Б.Некрасов және басқалар). - М.: Машина жасау, 1982. - 423 б.

5. ИТИНСКАЯ Н.И. Жанармай, май және техникалық сұйықтықтарға арналған анықтамалық кітап / Н.И.Итинская, Н.А. Кузнецов. - М.: Колос, 1982. - 208 б.

6. Ковержин С. В. Өздігінен жүретін машиналардың гидравликалық қозғалысы бойынша курстық және дипломдық жобалау: оқулық / С.В. Каврзин. - Красноярск: «Офсет» ПИК, 1997. - 384 б.

7. Никитин, үлкен көлемді гидравликалық және пневматикалық дискілер: оқулық / ОНИКИТИН, КМКХОЛИН. - М.: Машина жасау, 1981 ж. - 270 бет.

8. Лепешкин А.В. Гидравликалық және гидропневматикалық жетек: оқулық; сағат 14: 2-бөлме / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А.Шупак; Ed. А.А.Шупака. - М.: Изд-Во МГИУ, 2005. - 352 б.

9. Беркман И.Л. Бірқабатты құрылыс экскаваторлары / ИЛBerkman, AVRannev, A.N. Reish. - М.: Высш. шк., 1986 ж. - 272 с.

10. Орлов. М. Көлемді гидравликалық машиналар / Ю М Орлов. - М.: Машина жасау, 2006. - 223 б.

11. Пономаренко Ю.Ф. Тау-кен машиналарының жоғары қысқышты поршенді гидравликалық қозғалтқыштары / Ю Ф.

МАЗМҰНЫ

Алғы

сөз.....3

Кіріспе.....5

ГИДРАВЛИКА

1-тарау. Сұйықтықтардың негізгі физикалық қасиеттері 6

1.1. Жұмыс ортасы..... 6

1.2. Сұйықтық тығыздығы және оның температурасына
тәуелділігі 7

1.3. Сұйықтықтардың қысымы 9

1.4. Тұтқырлығы..... 10

1.5. Майлардың тұрақтылығы..... 14

1.6. Бу қысымы және кавитация 15

1.7. Гидростатикалық жүйелер үшін жұмыс
сұйықтықтары диск
жетегі.....
16

2-тарау. Гидростатика 19..... 19

2.1. Гидростатикалық қысым..... 19

2.2. Гидростатиканың негізгі заңы..... 20

2.3. Кемелерді байланыстыру 21

3-тарау. Техникалық гидродинамиканың негіздері 26

3.1. Гидродинамиканың негізгі ұғымдары 26

3.2. Бернулли теңдеуі мінсіз сұйықтық үшін 31

3.3. Сұйықтық үшін Бернулли теңдеуі нақты 34

4-тарау. Қысым құбырларындағы сұйықтық ағымы 37

4.1. Гидравликалық ағындардың ұқсастығы..... 37

4.2. Ағындық режимдер 39

4.3. Құбырдың ұзындығы бойынша гидравликалық шығындар 41

4.4. Турбулентті жағдайда гидравликалық
шығындар 43

4.4. Жергілікті гидравликалық шығындар 45

5-тарау. Гидравликалық өлшеу құралдары 47

II бөлім

КӨЛЕМДІ ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖЕТЕК

6-тарау. Көлемді гидравликалық жетек туралы жалпы ақпарат.....	52
6.1. Үш өлшемді гидравликалық жетекті жұмыс принципі.....	52
6.2. Көлемді гидравликалық жетекті негізгі элементтері.....	55
6.3. Гидравликалық жетектің элементтерінің рәміздері сызбаларда.....	57
7-тарау. Топтық гидравликалық машиналар туралы жалпы ақпарат....	59
7.1. Гидравликалық машиналардың жобалау және жұмыс істеу принципі.....	59
7.2.Көлемді гидравликалық машиналардың негізгі параметрлері.....	60
7.3. Көлемді гидравликалық машиналардың тиімділік коэффициенті...63	
8-тарау. Тісті беріліс және гидравликалық машиналар.....	68
8.1.Трансмиссиялық гидравликалық машиналардың жұмыс істеу принципі.....	68
8.2.Беріліс гидравликалық машиналарының құрылымы.....	71
8.3.Бұрандалы гидравликалық машиналар.....	73
9-тарау. Радиалды поршенді гидравликалық машиналар.....	76
9.1. Сыртқы статорлы роторлы радиалды поршенді сорғының жұмысы.....	76
9.1. Барлығы бір сәтте жем және крутящий.....	77
9.2. Жұмыс көлемін түзету.....	81
9.3. Жоғары горизонтальды поршенді гидравликалық қозғалтқыштар.....	82
10-тарау. Аксиалды-поршеньді гидравликалық машиналар.....	88
10.1.Жұмыс принципі және жұмыс көлемі.....	88
10.2. Негізгі кинематикалық тәуелділіктер және момент.....	90
10.2.Осьтік поршенді гидравликалық машиналардың конструкциялары.....	92
Гидравликалық цилиндрлер.....	98
11.1.Жұмыс принципі және негізгі қатынастар.....	98
11.2.Элементы конструкций гидроцилиндров.....	102
12-тарау. Гидравликалық жабдықтар.....	106
12.1.Қауіпсіздік және шамадан тыс клапандар.....	106
12.2.Клапандарды қысқартып, сығып алыңыз.....	111
12.2.Б.....	112

14.2. Гидравликалық жетектер үшін резервуарлар	134
14.3. Гидравликалық қысым аккумуляторлары.....	135
Көлемді гидравликалық жетекті жүйелер.....	138
15.1. Реттелмеген гидравликалық жетегі.....	138
15.2. Көлемді басқаруымен гидравликалық жетекті.....	142
15.3. Дроссельді басқаруымен гидравликалық жетек.....	146
III бөлім	
Пневматикалық жетекті	
16-тарау. Пневматикалық жетекті туралы жалпы ақпарат.....	152
16.1. Пневматикалық дискінің құрылымы және негізгі ерекшеліктері.....	152
16.2. Әуе қозғалтқыштарының негізгі түрлері	155
16.3. Пневматикалық жабдықтар.....	157
17-тарау. Пневматикалық жүйелердегі жұмыс үрдістері.....	160
17.1. Газ жұмыс ортасының физикалық қасиеттері.....	160
17.2. Компрессордың жұмыс істеу циклі.....	162
17.3. Пневматикалық цилиндрлердің жұмыс процестерінің ерекшеліктері.....	164
17.4. Пневмомоторлардың жұмыс процестерінің ерекшеліктері.....	167
Қолданбалар.....	169
Әдебиеттер тізімі	172

Оқу басылымы

Исаев Юрий Митрофанович,
Коренев Владислав Петрович

Гидравликалық және гидропневматикалық жетек
Оқулық

5-басылым, стереотипті

Редактор: Е. Б. Махиянова

Техникалық редактор: Н. И. Горбачева

Компьютер орналасуы: Д.В. Федотов

Түзеткіштер: С. Ю. Свиридова, Н. С. Потемкина

«Бірінші модельдік баспахана» баспа үйінің ААҚ-ға электронды баспадан басылған.