

А.В.ЛЕПЕШКИН, А.А.МИХАЙЛИН

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖӘНЕ ПНЕВМАТИКАЛЫҚ ЖҮЙЕЛЕР

ОҚУЛЫҚ

*«Білім беруді дамытудың федералды институты»
федералдық мемлекеттік мекемесі бастауыш кәсіптік білім беру бағдарламаларын іске
асыратын білім беру мекемелеріне оқу құралы ретінде*

ҰСЫНЫЛҒАН

Пікірдің тіркеу нөмірі №369, 4 қазан, 2010 жыл.

9-шы басылым, стереотипті



**Мәскеу
«Академия» баспа орталығы,
2015 жыл**

ӨӘЖ 629.1.065(075.32)
КБЖ 32.965.2я723
Л481

Бұл кітап Қазақстан Республикасының Білім және ғылым министрлігі және «Кәсіпқор» 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 ақпарат) 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

Авторлары:

А.В. Лепешкин (6, 7, 10, 11, 13 – 15, 19 – 23 тараулар);
А.А. Михайлин (1 – 5, 8, 9, 12, 16 – 19 тараулар).

Пікірсапаршылар:

Мәскеу мемлекеттік индустриалдық университетінің «Электротехника, жылу техникасы, гидравлика және энергетикалық машиналар» кафедрасының меңгерушісі, Ресей Білім беру министрлігінің гидравлика жөніндегі ғылыми-әдістемелік комиссиясының төрағасы, техн.ғыл.д-ры, проф. *А.А.Шейнак*;

Мытищи машина жасау техникумының арнайы пәндер оқытушысы *Л.С.Залозная*

А.В. Лепешкин

Л481 Гидравликалық және пневматикалық жүйелер: орта кәсіптік білім беру мекемелерінің студенттеріне арналған оқулық / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин; Ю.А.Беленковтың редакциясымен. – 9-шы басылым, стер. – М. : «Академия» баспа орталығы, 2015. – 336 бет.

ISBN 978-601-333-100-3 (каз.) ISBN 978-5-4468-2439-7 (рус.)

Оқулықта гидравлика және термодинамика заңдары қарастырылған, олардың негізінде машина жасауда пайдаланылатын гидравликалық және пневматикалық жүйелер есептелінеді және жобаланады. Осындай жүйелер мен оларға кіретін құрылғыларға сипаттама берілген, олардың техникалық сипаттамалары мен есептеу әдістері бар. Гидравликалық және пневматикалық жүйелерді монтаждау және пайдалану бойынша мәліметтер келтірілген.

Оқулық «Машина жасау технологиясы» мамандығы бойынша «Машина бөлшектерін жасаудың технологиялық үдерістерін әзірлеу» (МДК.01.01) атты КМ.01 кәсіптік модулін игеру кезінде қажет.

Орта кәсіптік білім беру орындарының студенттеріне арналған. Гидравликалық және пневматикалық жүйелерді жобалау және пайдаланумен айналысатын мамандарға пайдалы болуы мүмкін.

ӨӘЖ 629.1.065(075.32)
КБЖ 32.965.2я723

ISBN 978-601-333-100-3 (каз.)

© А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, 2004

© «Академия» білім-баспа орталығы, 2008

ISBN 978-5-4468-2439-7 (рус.)

© Рәсімделуі. «Академия» баспа орталығы, 2008

КІРІСПЕ

Алғашқы сумен қамту және суландырудың гидравликалық жүйелері адамзатқа біздің заманымыздан бұрынғы дәуірден белгілі. Ежелгі Египет пен Қытайда өзендерге бөгеттер мен су диірмендерін орнатуды, су көтергіш машиналар пайдаланылатын күріш егістіктеріне суару жүйелерін орнатуды меңгерген. Римде б.з.д алты жүз жыл бұрын су құбыры салынған, ол сол кездің өзінде ол елдің жоғары техникалық мәдениеті болғандығын көрсетеді. Б.з.д. III ғасырда Архимед су көтеруге арналған машинаны ойлап тапқан, ол «Архимед бұрандасы» деп аталған болатын, ол қазіргі гидравликалық сорғылардың бастапқы нұсқасы болып табылады.

Адамзат желдің күшін өте ертеден бастап пайдалана білгендігіне қарамастан, алғашқы пневматикалық жүйелер гидравликалық жүйелерге қарағанда біршама кешірек пайда болды. Б.з. XVIII ғасырында ғана Германияда «ауа мен газ қозғалысына» арналған машина жасалды.

Ғылым мен техниканың даму жылдамдығына қарай, гидравликалық және пневматикалық жүйелер шындалып, олардың практика жүзінде қолданылу аясы біршама кеңейе түсті. Қазіргі уақытта гидравликалық, пневматикалық жүйелерді сумен жабдықтауда және мелиорациялауда, машина жасау мен металлургияда, көліктің барлық түрлері мен құрылыста пайдаланады.

Заманауи техниканың дамуында гидравликалық және пневматикалық жетектер технологиялық үдерістерді және әр түрлі нысандарды басқару үдерістерін механикаландыру және автоматтандырудың негізгі құралы ретінде ерекше маңызды орынға ие. Атқарушы құрылғылар ретінде мұндай жетектерді білдектер мен автоматтандырылған тораптарда, роботтар мен манипуляторларда, автокөлікті, ұшақты және т.б. басқару жүйелерінде пайдаланады.

Гидравликалық және пневматикалық жүйелердің техникалық жетілуі іргелі ғылыми әзірленімдерсіз жүруі мүмкін емес екендігі айқын, оның негізін Архимедтің «Денелердің жүзуі туралы» трактаты қалады.

XV-XVII ғасырларда Леонардо да Винчидің, Г.Галилейдің, И.Ньютонның еңбектерінде сұйықтықтың тепе-теңдігі мен қозғалысының жекелеген заңдары қалыптастырылды, ал XVIII ғасырдың ортасында Д.Бернулли мен Л.Эйлер гидромеханиканың ғылым ретіндегі теориялық негіздерін қалады.

XIX-XX ғасырларда гидромеханика Дж.Г.Стокс, О.Рейнольдс, Н.Е.Жуковский, Н.П.Петров, Л.Прандтль және басқа да ғалымдардың еңбектерінде әрі қарай дами түсті. Бұл кезең техниканың қауырт дамуымен ерекшеленеді, және сондықтан гидромеханика бойынша еңбектерде басты назар практикалық қызығушылық туындататын мәселелерге аударылған.

Сұйықтықтың ашық және жабық арналарда қозғалуы мен тепе-теңдігінің заңдарын қарастыратын гидромеханика тарауы және техникалық мәселелерді шешуге бағытталған қолдану тәсілдері қалыптасты. Гидромеханиканың бұл тарауына «гидравлика» деген атау берілді. Осы гидравлика термодинамикамен және газ қозғалысының заңдарын зерттейтін газ динамикасымен бірге қолданбалы ғылым ретінде заманауи гидравликалық және пневматикалық жүйелердің элементтерін есептеу және жобалау үшін ғылыми негіз болып табылады.

Осы оқулықта гидравликаның, термодинамика мен газ динамикасының заңдары қарастырылады және әрекет қағидасы осы заңдарға негізделген әр түрлі гидравликалық және пневматикалық құрылғылардың жұмысы сипатталады. Осы құрылғылардың негізіндегі гидравликалық және пневматикалық жүйелердің құрылыс әдістері көрсетіледі. Құбыр желілерінің, гидравликалық және пневматикалық машиналардың, гидравликалық және пневматикалық жетектерді бақылау және басқару элементтерінің негізгі параметрлерін есептеу әдістері беріледі

БӨЛІМ І

ГИДРАВЛИКА

Т а р а у 1

ЖАЛПЫ ЕРЕЖЕЛЕР

1.1. Гидравликаның мәні, негізгі түсініктер мен әдістер

Сұйықтықтардың тепе-теңдігі мен қозғалысын, сондай-ақ сұйықтық пен ол ағатын беттің немесе дененің арасындағы өзара әрекеттестікті зерттейтін механика тарауы «сұйықтық механикасы» немесе «гидромеханика» деп аталады.

«Сұйықтық» термині гидромеханикада орыс тілінде қабылданған мәніне қарағанда барынша кең мағынаға ие. «Сұйықтық» ұғымына кез келген күш әрекетінен өз формасын өзгертуге қабілетті барлық денелер жатқызылады. Сондықтан бұл терминмен тек қарапайым (тамшылық) сұйықтықтар ғана емес, газдар да түсіндіріледі. Олардың айырмашылығына қарамастан, тамшылық сұйықтықтар мен газдардың белгілі бір жағдайдағы қозғалыс заңдарын бірдей деп есептеуге болады. Осы шарттардың негізгісі қозғалыс жылдамдығының дыбыс жылдамдығымен салыстырғандағы шағын мәні болып табылады.

Гидромеханиканың қолданбалы тарауларының бірі – гидравлика, ол техникалық міндеттер мен мәселелердің белгілі бір ауқымын шешеді. Бұл тараудың қолданбалы сипатын «гидравлика» сөзінен көруге болады, ол *hydor* – су және *aulos* – түтік деген екі грек сөзінен құралған. Сондықтан гидравлика сұйықтықтардың қозғалыс және тепе-теңдік заңдары туралы, осы заңдардың практикалық міндеттерді шешу мақсатында қолданылуы туралы ғылым ретінде қарастырылады.

Гидравлика, бірінші кезекте, сұйықтықтардың әр түрлі арналар арқылы ағуын, яғни, қабырғалармен шектелген ағындарды зерттейді. «Арна» ұғымына біз ағынды шектейтін барлық құрылғыларды жатқызамыз, оның ішінде құбыр желілері, сорғылардың су жүретін бөліктері, саңылаулар және гидравликалық жүйелердің басқа элементтері бар. Осылайша, гидравликада негізінен ішкі ағыстар зерттеледі және «ішкі» міндеттер шешіледі.

Қозғалмалы денелерді ауа немесе сұйық орта арқылы айналып өтумен байланысты сыртқы ағыстар аэрогидромеханикада қарастырылады, ол қазіргі уақытта авиация, авто және кеме құрылысының қажеттіліктеріне байланысты біршама дами түсті. Аэрогидромеханика, зерттеулер мен практикалық қолданыстың біршама ауқымды саласы болғандықтан, маңызды болып табылады, алайда бұл оқулықта ол қарастырылмайды.

Практикалық гидравлика ашық арналардағы (өзендер, арналар, суағарлар) арынды ағыстарды да, сондай-ақ жабық арналардағы (құбыр желілері, сорғылар, гидравликалық жүйелердің элементтері) арынды емес ағыстарды да зерттейді. Жабық арналарда атмосфералық қысымнан өзгеше қысыммен ағатын сұйықтық ағыстарының мәселелері заманауи машина жасауда ерекше мәнге ие. Берілген кітап осы сауалдарды қарастыруға арналған.

Заманауи гидравлика екі зерттеу әдісінің дамуы және техникалық міндеттерді шешудің нәтижесі болып табылады.

Бұл әдістердің біріншісі – теориялық, ол механика заңдарын пайдалануға негізделеді. Оның дамуы қозғалмалы сұйықта жүретін барлық дерлік негізгі үдерістердің математикалық сипаттамаларын жасауға алып келеді. Алайда, бұл математикалық модельдерді пайдалану практикалық міндеттерді шешуге әрдайым мүмкіндік бермейді. Бұл, бір жағынан,

пайдаланылатын математикалық тәуелділіктердің күрделілігімен, екінші жағынан – көптеген конструктивтік факторлардың әсерін есепке алу қажеттілігімен байланысты.

Екінші әдіс – эксперименталдық, ол адамдардың практикалық қызметін ескереді, оның нәтижесінде гидравликалық жүйелерді жасау бойынша елеулі тәжірибе жинақталған.

Гидравликада қолданылатын қолданбалы мәселелерді шешудің заманауи тәсілдері аталған әдістердің жиынтығын білдіреді. Олардың мәні келесіге негізделеді: алдымен зерттелетін құбылыс жеңілдетіледі (ақылға қонымды жорамалдар енгізіледі), ал кейін оған гидромеханиканың теориялық әдістері қолданылады және олардың негізінде есептеу формулалары қолданылады. Формулалар бойынша қажетті есептеулер жүргізіліп, алынған нәтижелер тәжірибелік мәліметтермен салыстырылады. Салыстыру негізінде есептік тәуелділіктер практикада қолдануға ұсынылады немесе оларға қажетті түзетулер енгізілуі тиіс.

Осылайша, гидравликада қолданылатын әдістер зерттеудің аналитикалық және эксперименталдық тәсілдерінің жиынтығы болып табылады.

1.2. Сұйықтықта әрекет ететін күштер. Қысым

Гидравликада сұйықтық бос орындары мен саңылаулары жоқ тегіс орта деп қарастырылады. Оған қоса, жекелеген молекулалардың да әсері ескерілмейді, яғни, сұйықтықтың шексіз ұсақ бөлшектері де біршама көп молекулалар санынан тұрады деп есептеледі.

Физика курсында айтылғандай, сұйықтықтың аққыштығының, яғни, оның бөлшектерінің қозғалмалы болуының салдарынан, ол шоғырландырылған күштерді қабылдамайды. Сондықтан сұйықтықта тек үлестірілген күштер ғана әрекет етеді. Бұл жағдайда күштер сұйықтық көлемі бойынша немесе оның беті бойынша таралуы мүмкін. Біріншісі массалық немесе көлемдік деп, ал екіншісі – үстіртін деп аталады.

Көлемдік (массалық) күштерге ауырлық күші және инерция күші жатады. Олар массаға пропорционал және Ньютонның екінші заңына бағынады.

Үстіртін күштерге сұйықтыққа көршілес сұйықтық немесе дене көлемдері әсер ететін күштерді жатқызу керек, себебі бұл әсер сұйықтықтың үсті арқылы жүреді. Гидравликадағы үстіртін күштердің маңызын ескере отырып, оларды толығырақ қарастырайық.

Ауданы S тегіс бетке еркін бұрышпен R күші әрекет етеді деп есептейік (сурет 1.1.). R күшін тангенсиалды T және қалыпты F құрамдастарына бөлуге болады.

Тангенсиалды құрамдас T үйкеліс күші деп аталады және сұйықтықта жанама кернеулерді (немесе үйкеліс кернеуін) туындатады:

$$\tau = T/S$$

СИ жүйесінде жанама кернеулердің өлшем бірлігі паскаль (Па) – ньютон болып табылады, ол шаршы метрге жатқызылады ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$).

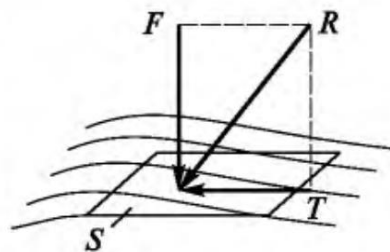
F қалыпты күші қысым күші деп аталады және сұйықтықта қалыпты сығылу кернеуін туындатады, ол келесі қатынаспен анықталады:

$$p = F/S \quad (1.1)$$

Бұл қалыпты сығылу кернеулері *гидромеханикалық қысым* немесе қарапайым қысым деп аталады. Қысымды есептеу жүйелері мен оның өлшем бірліктерін қарастырайық.

Практикалық міндеттерді шешу кезінде қысымды есептеу жүйесін (қысым шкаласын) таңдау маңызды болып табылады. Шкаланың бастапқы нүктесі ретінде қысымның абсолют нөлі (температураның абсолют нөлінің баламасы) қабылдануы мүмкін – $0_{\text{абс}}$. Осы нөлден бастап қысымдарды есептеу кезінде оларды абсолюттік $p_{\text{абс}}$ деп атайды (сурет 1.2, а).

Алайда, практика жүзінде көрінгендей, техникалық міндеттерді артық қысымды $p_{\text{арт}}$ пайдалана отырып шешкен оңтайлы, яғни бұл жерде



Сур. 1.1. Үстіртін күштердің әрекет ету схемасы ;

шкаланың бастапқы нүктесі ретінде атмосфералық қысым – $0_{\text{атм}}$ қабылданады (1.2 суретті қараңыз, а).

Атмосфералық нөлден «төменге» қарай есептелетін қысым $p_{\text{вак}}$ вакуум қысымы немесе вакуум деп аталады (1.2 суретті қараңыз, а).

Осылайша, қысымды есептеудің үш шкаласы бар, яғни, қысым абсолюттік, артық немесе вакуумдық бола алады. Бір қысымды екіншісіне қайта есептеуге арналған формулаларды алайық.

Артық қысымды абсолюттік $p_{\text{абс}}$ қысымына қайта есептеу формуласын алу үшін, 1.2, б суретті қолданайық. Ізделініп отырған қысымның мәні **B** нүктесінің қалпымен анықталады деп ойлайық. Онда,

$$p_{\text{абс}} = p_a + p_{\text{изб}} \quad (1.2)$$

екендігі айқын, мұндағы – p_a – барометрмен өлшенген атмосфералық қысым.

Абсолюттік $p_{\text{абс}}$ қысым мен вакуум $p_{\text{вак}}$ қысымның арасындағы байланысты дәл осындай жолмен, бірақ **C** нүктесінің қалпына қарай анықтауға болады (сур. 1.2, в):

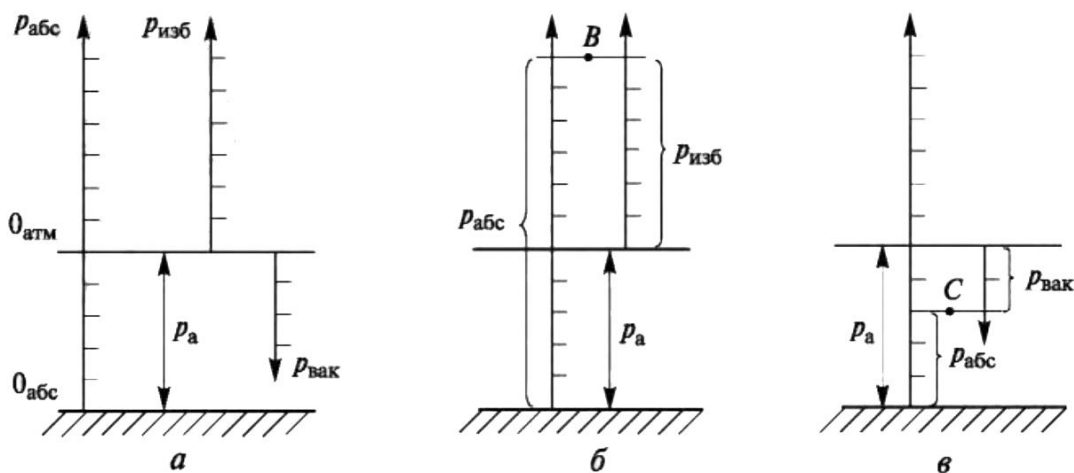
$$p_{\text{абс}} = p_a - p_{\text{вак}} \quad (1.3)$$

Артық қысым да, вакуум де бір нөлден бастап ($0_{\text{атм}}$), бірақ әр түрлі жақтарға есептеледі. Сәйкесінше,

$$p_{\text{арт}} = -p_{\text{вак}} \quad (1.4)$$

Осылайша, (1.2)...(1.4) формулалар абсолюттік, артық және вакуумдық қысымдарды байланыстырады және бірін екіншісіне қайта есептеуге мүмкіндік береді. Практика көрсеткендей, техникалық (қолданбалы) мәселелерді шешу үшін артық қысымды пайдаланған барынша ыңғайлы.

СИ жүйесінде қысымның негізгі өлшем бірлігі паскаль (Па) болып табылады, ол 1 Н күштің



Сур. 1.2. Қысымды есептеу жүйелері:

а – қысым шкалалар; б – абсолюттік және артық қысымның өзара байланысы; в – абсолюттік қысым мен вакуумдық қысымның өзара байланысы

өлшемі 1 м^2 ауданға әрекет етуі кезінде туындайтын қысымға тең ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$). Алайда, барынша ірі бірліктер жиірек пайдаланылады: килопаскаль ($1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$) және мегапаскаль ($1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$).

Техникада техникалық атмосфера (ат) деп аталатын жүйеден тыс бірлік кең таралған, ол 1 кгс күштің өлшемі 1 см^2 ауданға әрекет етуі кезінде туындайтын қысымға тең ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$). Барынша көп пайдаланылатын бірліктердің арасындағы қатынастар төмендегідей:

$$10 \text{ ат} = 0,981 \text{ МПа} \approx 1 \text{ МПа} \text{ немесе } 1 \text{ ат} = 98,1 \text{ кПа} \approx 100 \text{ кПа}$$

Шетелдік әдебиетте қысымды өлшеудің «бар» деп аталатын бірлігі пайдаланылады ($1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$).

1.3. Сұйықтықтар мен газдардың негізгі физикалық қасиеттері

Сұйықтықтардың оларда жүріп жатқан үдерістерге барынша мәнді әсер ететін, сондықтан гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде ескерілетін кейбір маңызды деп табылатын қасиеттерін қарастырайық.

1.3.1. Тығыздық және меншікті салмақ

Сұйықтықтың механикалық қасиеттерінің маңызды сипаттамаларының бірі оның тығыздығы мен меншікті салмағы болып табылады. Олар сұйықтықтың «салмақтылығын» анықтайды.

Тығыздық ρ (кг/м^3) ретінде сұйықтың m массасын түсінеді, ол оның W көлем бірлігіне негізделген, яғни

$$\rho = m/W.$$

Тығыздықтың орнына формулаларда сондай-ақ γ (Н/м^3) меншікті салмақ пайдаланылуы мүмкін, яғни W көлемнің бірлігіне келетін G салмақ:

$$\gamma = G/W.$$

Сұйықтықтың тығыздығы мен меншікті салмағы өзара байланысқан. Бұл байланыс жеңіл орнатылады, ол үшін $G = mg$ екендігін ескеру керек:

$$\gamma = \frac{G}{W} = \frac{mg}{W} = \rho g.$$

Температура мен қысым өзгерген кездегі сұйықтықтың тығыздығы мен меншікті салмағының өзгерісі елеулі емес, сондықтан көп жағдайда олар ескерілмейді. Барынша көп қолданылатын сұйықтықтар мен газдардың тығыздықтары (кг/м^3): бензин – 710...780; керосин – 790...860; су – 1000; сынап – 13 600; гидрожүйелердің майы (АМГ-10) – 850; ұршық майы – 890...900; индустриалдық май – 880...920; турбиналық май – 900; метан – 0,7; ауа – 1,3; көмірқышқыл газы – 2,0; пропан – 2,0.

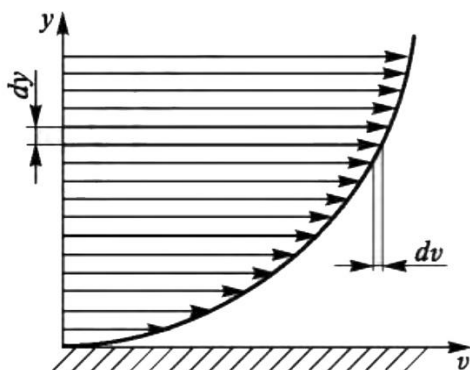
1.3.2. Тұтқырлық

Тұтқырлық – сұйықтықтың жылжуға кедергі келтіру қабілеті, яғни аққыштыққа кері қасиет (барынша тұтқыр сұйықтықтар аз аққыш болып табылады). Тұтқырлық жанама кернеулердің (үйкеліс кернеуі) туындауы кезінде көрінеді. Сұйықтықтың қабырға бойымен қабаттасқан ағысын қарастырайық (1.3 сурет). Бұл кезде сұйықтық ағынының бәсеңдеуі байқалады, ол оның тұтқырлығына байланысты. Осы ретте, сұйықтықтың қабаттағы қозғалыс жылдамдығы ол қабырғаға жақындаған сайын азая береді. Ньютонның гипотезасына сәйкес, сұйықтықтың қабатында қабырғадан y қашықтықта туындайтын жанама кернеу келесі тәуелділікпен анықталады:

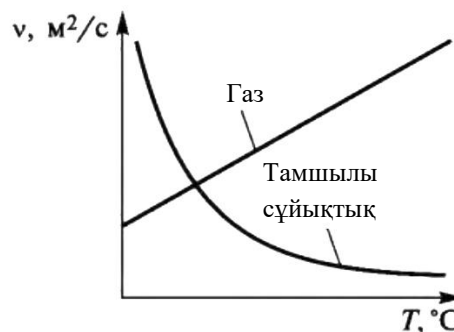
$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}, \quad (1.5)$$

мұндағы, dv/dy – жылдамдық градиенті (жеңіл түрде жазылған), ол қабырғадан алшақтай бере (y осі бойынша) v жылдамдықтың арту қарқындылығын сипаттайды.

Тәуелділік (1.5) Ньютонның үйкеліс заңы деп аталады. Оны кейін эксперименталды түрде профессор Н.П. Петров негіздеген болатын. Гидравликалық жүйелерде пайдаланылатынз көптеген сұйықтықтардың ағыстары Ньютонның үйкеліс заңына бағынады, және оларды ньютон сұйықтықтары деп атайды. Алайда, заң (1.5) қандай да бір дәрежеде бұзылатын да сұйықтықтар бар екендігін естен шығармаған жөн. Мұндай сұйықтықтар ньютондық емес деп аталады.



Сур. 1.3. Қабырға бойымен ағу схемасы



Сур. 1.4. Тұтқырлықтың температураға тәуелділігі

(1.5)-ке кіретін μ өлшемі сұйықтықтың динамикалық тұтқырлығы деген атау алды. Алайда, практика жүзінде кинематикалық тұтқырлық барынша кең қолданылады:

$$\nu = \mu / \rho. \quad (1.6)$$

СИ жүйесінде оның өлшем бірлігі $\text{м}^2/\text{с}$ немесе ең шағын бірлігі $\text{см}^2/\text{с}$ болып табылады, оны стокс деп атау қабылданған, $1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$. Тұтқырлықты есептеу үшін санти-стокстар да пайдаланылады: $1 \text{ сСт} = 0,01 \text{ Ст}$.

Сұйықтықтардың тұтқырлығы температураға біршама тәуелді, бұл ретте тамшылы сұйықтықтардың тұтқырлығы температура өскен сайын төмендейді, ал газдардың тұтқырлығы – артады (сур. 1.4). Бұл тамшылы сұйықтықтарда молекулалар бір-біріне жақын орналасқандығымен түсіндіріледі, ал тұтқырлық молекулалық байланыстардың күшіне негізделеді. Бұл күштер температура артқан сайын әлсірейді және тұтқырлық төмендейді. Газдарда молекулалар бір-бірінен біршама алшақ орналасады. Газдың тұтқырлығы молекулалардың хаостық қозғалысының қарқындылығына тәуелді болып табылады. Температура артқан сайын, қарқындылық та артады және газдың тұтқырлығы ұлғая түседі.

Сондай-ақ, сұйықтықтардың тұтқырлығы қысымға да тәуелді, бірақ өзгеріс елеулі емес және көптеген жағдайларда ол ескерілмейді.

Қорытынды ретінде, гидравликада ағыс үдерістерін зерттеу кезінде идеалдық сұйықтық ұғымы қолданылатындығын атап өтеміз, ол тұтқырлықтан арылтылған сұйықтық болып табылады.

1.3.3. Сығылғыштық

Сығылғыштық – бұл сұйықтықтың өз көлемін қысым әсерінен өзгерту қабілеті. Тамшылы сұйықтықтар мен газдардың сығылғыштығы біршама өзгешеленеді. Осылайша, тамшылы сұйықтықтардың көлемі қысым өзгерген кезде аз ғана өзгереді. Газдар, керісінше, қысым әсерінен біршама сығылуы мүмкін, ал қысым болмаған кезде шексіз кеңейеді.

Әр түрлі жағдайдағы газдардың сығылғыштығын есепке алу үшін күй теңдеулері (8.1 қосымша тарауды қараңыз) немесе политропты үдерістерге арналған тәуелділіктер (8.5 қосымша тарауды қараңыз) пайдаланылады.

Тамшылы сұйықтықтардың сығылғыштығын көлемді сығу коэффициентімен β_p (Па^{-1}) сипаттаймыз:

$$\beta_r = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta W}{W_0},$$

мұндағы, Δp – қысымның өзгерісі; ΔW – Δp әсерінен көлемнің өзгеруі; W_0 – бастапқы көлем.

Формуладағы теріс таңба қысым артқан кезде сұйықтықтың көлемі кішірейетіндігімен сипатталады, яғни, қысымның оң тоқталуы көлемнің теріс артуын туындатады.

Көлемдік сығу коэффициентіне β_r кері өлшем сұйықтық икемділігінің көлемдік модулі (немесе икемділік модулі) деп аталады $K = 1/\beta_r$ (Па).

Тамшылық сұйықтықтардың икемділік модулі температура мен қысым өзгерген кезде өзгереді. Алайда, көптеген жағдайларда K тұрақты өлшем деп есептеледі, ол температуралар мен қысымдардың берілген аралығында орташа мән болып табылады. Оның изотермиялық және адиабаталық икемділік модульдері деген түрлері бар. Негізінен, есептеулер үшін изотермиялық модуль пайдаланылады. Адиабаталық модуль тез жүретін үдерістерді талдау кезінде қолданылады. Кейбір сұйықтықтардың изотермиялық икемділік модульдері (МПа): бензин – 1300; керосин – 1280; су – 2000; сынап – 32 400; гидрожүйелердің майлары (АМГ-10) – 1300; индустриалдық май 20 – 1360; индустриалдық май 50 – 1470; турбиналық май – 1700.

1.3.4. Температуралық кеңею

Тамшылы сұйықтықтар өз көлемін температура ауытқыған кезде де өзгертеді. Олардың бұл қасиеті температуралық кеңею деп аталады (себебі, температура артқан сайын олардың көлемі де артады), ол көлемді кеңею коэффициентімен β_t (K^{-1}) сипатталады:

$$\beta_t = \frac{1}{\Delta T} \frac{\Delta W}{W_0}$$

мұндағы, ΔT – температураның өзгерісі; ΔW – ΔT әсерінен көлемнің өзгеруі; W_0 – бастапқы көлем.

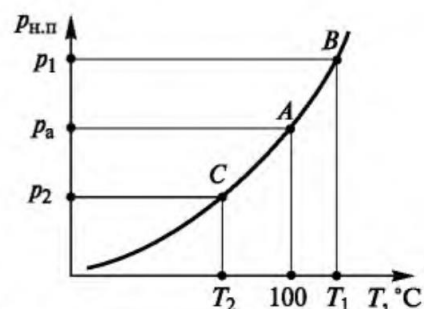
Газдардың температура өзгерген кезде өз көлемін өзгертуі біршама күрделі болып табылады. Бұл өзгерісті есепке алу үшін газдар күйінің теңдеулері (8.1 қосымша тарауды қараңыз) немесе политроптық үдерістер формулалары (8.5 қосымша тарауды қараңыз) пайдаланылады.

1.3.5. Бу түзілісі

Кез келген тамшылы сұйықтық өзінің агрегаттық күйін өзгертуге қабілетті, атап айтқанда буға айналу қабілеті бар. Тамшылы сұйықтықтардың бұл қасиеті бу түзілісі деп аталады.

Гидравлика бойынша барлық көлем бойынша қарқынды бу түзілісі басталатын жағдай – сұйықтықтың қайнауы, ең үлкен мәнге ие. Қайнау үдерісінің басталуы үшін белгілі бір жағдайлар жасалуы тиіс (температура және қысым). Мысалы, дистилденген су қалыпты атмосфералық қысым және $100^{\circ}C$ температурада қайнайды. Алайда, бұл су қайнауының жеке жағдайы болып табылады. Егер су басқа қысымның әсерінде болса, басқа температурада қайнауы мүмкін, яғни гидрожүйеде қолданылатын сұйықтық температурасының әрбір мәні үшін оны қайнататын өз қысымы бар. Мұндай қысымды қаныққан булар қысымы $p_{к.б.}$ деп атайды. $p_{к.б.}$ өлшемі әрдайым абсолюттік қысымда келтіріліп, температураға тәуелді болады.

Мысал ретінде, 1.5 суретте судың қаныққан булары қысымының температураға тәуелділігі келтірілген. Графикте $100^{\circ}C$ температураға және қалыпты атмосфералық қысымға p_a сай келетін A нүктесі көрсетілген. Егер судың бос бетінде барынша жоғары қысым p_1 туындатса, онда ол



Сур. 1.5. Судың қаныққан булары қысымының температураға тәуелділігі

барынша жоғары температурада T_1 қайнайды (1.5 суреттегі B нүктесі). Және керісінше, p_2 қысым аз болған кезде, су барынша төмен температурада T_2 қайнайды (1.5 суреттегі C нүктесі).

Кейбір машиналардың термодинамикалық циклдерін талдау кезінде сұйықтық қайнауы бастағаннан кейінгі бу түзілу үдерісі маңызды болып табылады. Бұл жағдайда, қайнау жүріп жатқан ыдыста газ да емес, сұйықтық та емес, қосфазалық орта болады. Ол газ бен сұйықтықтың қоспасынан тұратын, өзіне ғана тән қасиеттері бар орта болып табылады.

Мысалы, егер бу түзілісі тұрақты қысыммен жүрсе, онда қосфазалық ортаның температурасы да тұрақты болып қалады, ал температураның артуы барлық сұйықтық (ең ұсақ тамшыларына дейін) газ тәріздес күйге көшкеннен кейін ғана басталады. Қосфазалық ортаның бұл ерекшелігі бу машиналарында және көптеген тоңазыту қондырғыларында қолданылады. Осы ретте, қосфазалық ортаны дымқыл бу деп те атайды (құрамында ұшпалы сұйықтық тамшылары бар газ), ал сұйықтықтың таза газ тәріздес күйі – құрғақ бу деп аталады.

Егер бу түзілісі жабық ыдыста жүрсе, онда ол қысымның артуымен сүйемелденеді. Үдеріс сызық бойынша C нүктесінен A нүктесіне, кейін B нүктесіне өтеді (1.5 суретті қараңыз). Оған рұқсат етілмейді, себебі ол ыдыстың апаттық сынуына (жарылуына) алып келуі мүмкін.

Т а р а у 2

ГИДРОСТАТИКА

2.1. Гидростатикалық қысымның қасиеттері және гидростатиканың негізгі заңы

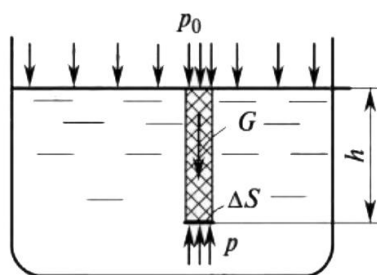
Гидростатика дегеніміз тыныштық күйдегі сұйықтықтар үшін сай келетін заңдарды қарастыратын гидравлика тарауы болып табылады.

Қозғалмайтын сұйықтықта тек сығылу кернеулері ғана туындайды және жанама кернеулер әсер ете алмайды. Кез келген жанама кернеу оның қозғалысын туындатады, яғни тыныштық күйін бұзады. 1.2 қосымша тарауда сығылу кернеуінің шексіз аз ауданға перпендикуляр әсер ететін күш туындататындығы көрсетілген. Осыдан гидростатикалық қысымның бірінші қасиеті шығады: сұйықтықтың сыртқы бетінде қысым норма бойынша қарастырылып отырған сұйықтықтың ішіне қарай әсер ететін күш туындатады. Осы ретте сұйықтықтың сыртқы беті ретінде сұйықтықтың еркін беті мен ыдыстардың қабырғаларын ғана емес, сонымен бірге сұйықтықта бөлінетін көлемдердің беттерін де түсіну қажет.

Гидростатикалық қысымның екінші қасиеті тыныштық күйдегі сұйықтық ішіндегі кез келген нүктеде гидростатикалық қысым барлық бағыттар бойынша бірдей әрекет ететіндігіне негізделеді, яғни қысым скаляр өлшем болып табылады.

Гидростатикалық қысымның осы қасиеттеріне сүйене отырып, гидростатиканың негізгі заңын ұғынуға болады. Сұйықтық ыдысқа құйылып, оның еркін бетінде p_0 қысым әрекет етеді деп алайық (сурет 2.1). h тереңдікте орналасқан еркін тандалған нүктедегі p қысымды анықтайық.

Ізделіп отырған p қысымның анықтау үшін еркін тандалған нүктенің айналасынан шексіз кіші



көлденең ауданды ΔS алып, оның үстіне сұйықтықтың ашық бетіне дейін цилиндр орнатамыз.

Бөлінген сұйықтық көлеміне жоғарыдан төменге қарай p қысымның ΔS ауданға қосындысына тең күш және G сұйықтықтың бөлінген көлемінің салмағы әсер етеді. Тандалған нүктеде ізделініп отырған p қысым барлық бағыттар бойынша бірдей әрекет етеді (гидростатикалық қысымның екінші қасиеті). Бірақ бөлінген көлемге

Сур. 2.1. Гидростатиканың негізгі
тендеуін шығаруға арналған
схема

осы қысым тудырған күш норма бойынша бетке әсер етеді және көлемнің ішіне бағытталған (гидростатикалық қысымның бірінші қасиеті), яғни күш жоғары бағытталған және p қысымның ΔS ауданға туындысына тең болады. Онда тік бағыттағы сұйықтықтың бөлінген көлемінің тепе-теңдігінің шарты төмендегі теңдік болып табылады:

$$p\Delta S - G - p_0\Delta S = 0.$$

Сұйықтықтың бөлінген цилиндрінің G салмағын оның W көлемін есептеу арқылы анықтауға болады:

$$G = W_{pg} = \Delta Shpg.$$

G үшін математикалық өрнекті тепе-теңдік теңдеуіне қою арқылы, және оны ізделініп отырған p қысымға қатысты шешіп, нәтижесінде төмендегіні аламыз:

$$p = p_0 + hpg. \quad (2.1)$$

Алынған теңдеуді гидростатиканың негізгі заңы деп атайды. Ол тыныштық күйдегі сұйықтықтың кез келген ішкі нүктесіндегі қысымды есептеуге мүмкіндік береді.

Оған қоса, тәуелділік талдауынан (2.1) сұйықтықтың еркін бетінде әрекет ететін p_0 қысым сұйықтықтың ішіндегі кез келген нүктеге берілетіндігі шығады. Бұл Паскаль заңын қалыптастыруға мүмкіндік береді: сұйықтыққа жанастырылған қысым барлық бағыттар бойынша бірдей таралады.

Гидростатиканың негізгі заңы практикалық міндеттерді шешуде кеңінен қолданылады. Алайда, оны практикалық есептеулерге пайдалану кезінде h биіктікке ерекше назар аудару керек, себебі ол оң мәнді де, теріс мәнді де қабылдауы мүмкін.

Сол себепті, егер қысым анықталатын нүкте бастапқы қысымы бар нүктеден төмен орналасса, онда гидростатиканың негізгі заңының математикалық жазбасындағы формулада (2.1) көрсетілгендей, «+» таңбасы қойылады. Ал қысым анықталатын нүкте бастапқы қысымы бар нүктеден жоғары орналасса, онда теңдеудегі «+» таңбасы «-» таңбасына өзгереді, яғни:

$$p_0 = p - hpg. \quad (2.2)$$

Таңбаны таңдау кезінде, гидростатиканың негізгі заңында түсіндірілуі бойынша, сұйықтықта нүкте қаншалықты төмен (терең) орналасса, осы нүктедегі қысым да соншалықты жоғары болатындығын естен шығармау керек.

Қорытынды ретінде, гидростатиканың негізгі заңы қысымдарды өлшеу кезінде кеңінен қолданылатындығын атап өту қажет.

2.2. Қысымды өлшеу тәсілдері

1.2 қосымша тарауда айтылғандай, қысым абсолюттік, артық және вакуумдық бола алады. Қолданбалы тапсырмаларды шешу кезінде артық қысым біршама жиі пайдаланылады, сондықтан бұл қысымдардың өлшену ерекшелігіне жіті назар аудару қажет.

Артық қысымды өлшеуге арналған қарапайым аспап пьезометр болып табылады, ол тік орнатылған мөлдір түтікше түрінде жасалған (сур. 2.2, а). (2.1)-ге сәйкес,

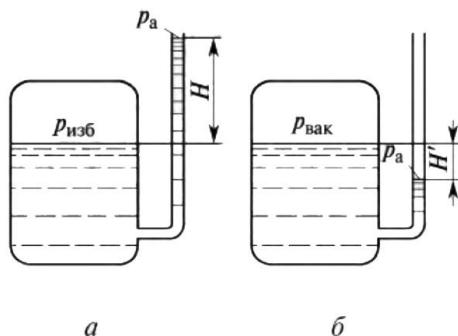
$$p_{изб} = p_a + Hpg.$$

Қысымдардың артық жүйесінде $p_a = 0$ болғандықтан, формуладан $p_{арт}$ қысым мен H биіктік арасындағы пропорционал байланыс шығады:

$$p_{изб} = Hpg. \quad (2.3)$$

Пьезометр арқылы өлшемдер ұзындық бірліктерімен жүргізіледі, сондықтан қысымды кейде белгілі бір сұйықтық бағанының биіктігі бірлігімен көрсетеді. Мысалы, 760 мм с.б. тең атмосфералық қысым пьезометрде 760 мм сынап бағанасының биіктігіне тең. Осы мәнді (2.3) формулаға $P_{рт} = 13600 \text{ кг/м}^3$ ретінде қою арқылы, $1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$ тең атмосфералық қысымды аламыз. Бұл өлшем физикалық атмосфера деп аталады. Ол техникалық атмосферадан (1.2 қосымша тарауды қараңыз) өзгеше, ол 736 мм с.б. тең. Бұл мәнді, егер (2.3) формулаға $p_{арт} = 1$ ат қойып, H биіктікті есептеген кезде алуға болады.

Пьезометр конструкциясы бойынша қарапайым болып келеді. Ол өлшемдердің жоғары дәлдігін қамтамасыз етеді. Алайда, ол үлкен қысымдарды өлшеуге арналмаған. Оны келесі мысалмен дәлелдейік. Пьезометрмен тығыздығы судың тығыздығына тең ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) сұйықтықтағы $p_{арт} = 0,1 \text{ МПа} \approx 1$ ат артық қысымды есептеу қажет деп алайық. Онда (2.3)

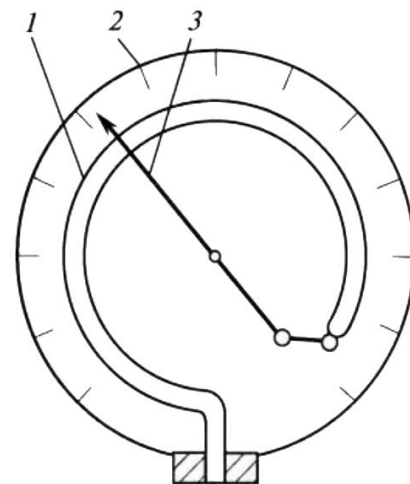


Сур. 2.2. Артық қысымды пьезометрмен (а) және вакуумды сұйықтықты вакуумметрмен (б) өлшеу

формуладан берілген жағдайда пьезометрде $H \approx 10 \text{ м}$ су бағанының биіктігін аламыз, ол біршама үлкен мән болып табылады. Машина жасауда одан да жоғары қысымдар қолданылатындықтан (жүздеген атмосфера), ол пьезометрлердің қолданылуын шектейді.

Жұмыс қағидасы бойынша ұқсас сынап қолданатын аспаптар пьезометрлік биіктіктерді 13,6 есе кішірейтуге мүмкіндік береді (сынап судан 13,6 есе ауыр).

Бірақ сынап улы, сол себепті мұндай аспаптар машина жасауда мүлдем



Сур. 2.3. Серіппелі манометрдің схемасы:

1 – түтікше; 2 – шкала; 3 – сілтеуіш

қолданылмайды.

Техникада қысым өлшеу үшін серіппелі манометрлер кең таралған. Мұндай аспаптың негізгі элементі (сурет 2.3) серіппелеуші жұқа қабырғалы түтікше 1 (қарапайым жезден жасалған) болып табылады. Түтікшенің бір ұшы жапсарланған және қозғалмалы, ал екіншісі бекітілген, және оған өлшенетін қысым жанастырылады. Түтікшенің қозғалмалы ұшы 1 кинематикалық түрде 3 сілтеуішпен байланысқан. Қысым өзгерген кезде ол өзінің қалпын өзгертеді және шкалада 2 тиісті санды көрсетіп тұрған 3 сілтеуішті жылжытады.

Вакуумдық қысымды (ыдырату) өлшейтін аспаптар әрекет ету қағидасы бойынша артық қысымды өлшеу аспаптарынан өзгешеленбейді. Бұл артық қысым мен вакуум қысымы өлшемі бойынша бірдей, бірақ әр түрлі таңбаларға ие болуының салдары болып табылады [(1.4) формуланы қараңыз]. Егер 2.2 суреттегі ыдыста б вакуум орнына ие болса, онда әйнек түтікшедегі сұйықтық деңгейі бактағы сұйықтық деңгейінен төмен орналасады. Сондықтан бұл аспапты вакуумды есептеу үшін пайдалануға болады, ал H' оның өлшеміне $p_{вак} = H' \rho g$ пропорционал екенін байқаймыз.

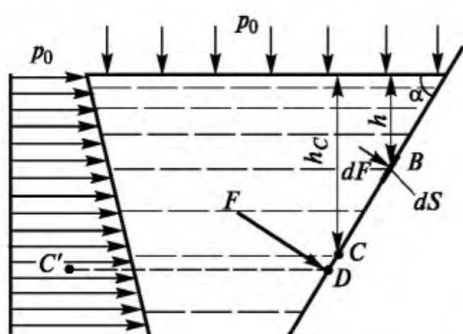
Вакуумды өлшеуге арналған серіппелі аспаптардың серіппелі манометрлерге қарағанда не қағидаттық, не конструктивтік айырмашылықтары жоқ. Вакуумды өлшеуге арналған құрылғыға вакуумметр атауы берілді.

Сондай-ақ артық қысымды да, вакуумды да өлшеуге мүмкіндік беретін аспап түрлері бар. Оларды мановакуумметр деп атау қабылданған.

Метеорологияда атмосфералық қысымның абсолюттік мәндерін өлшеу барометр көмегімен жүргізіледі. Машина жасау жүйелері үшін абсолюттік қысымды өлшеу практикалық мәнге ие емес.

2.3. Жазық қабырғаға түсетін қысым күші

Осыған дейін сұйықтықта әрекет ететін қысымдар қарастырылған болатын. Алайда, әр түрлі қабырғаларға сұйықтық әрекетінен туындайтын күштер барынша көбірек практикалық маңызға ие.



Сур. 2.4. Жазық қабырғаға қысым күшін анықтауға арналған схема

Сұйықтық тарапынан жазық қабырғаға әсер ететін күшті анықтау кезінде жалпы жағдайды қарастырамыз, онда қабырға көкжиекке қарай α бұрышпен көлбеуленген, ал сұйықтықтың еркін бетіне p_0 қысым әрекет етеді (2.4 сурет).

Бұл жағдайда F күшті анықтау үшін (1.1) тәуелділігін пайдалану мүмкін болмайды, себебі қысым қабырғаның биіктігі бойынша өзгереді және есептеулер үшін оның қай мәнін қолдану керек екендігі белгісіз. Гидростатиканың негізгі заңына (2.1) сәйкес, қысымның биіктік бойынша таралу эпюрасы сызықтық сипатқа ие және оның мәні тереңдік артқан сайын арта түседі (2.4 суретті қараңыз).

F күшті анықтау үшін еркін таңдалған B нүктесінің айналасында h тереңдікте dS шексіз аз ауданды бөлеміз. Бұл ауданға dS шексіз аз күш әсер етеді. Таңдалған шексіз аз ауданның шегінде p қысымды тұрақты деп есептеуге болады. Онда dF

күшін (1.1) пайдалану арқылы табамыз:

$$dF = p dS.$$

Көлбеу қабырғаға әсер ететін F толық күшін шексіз аз dF күшінің сомасы деп анықтаймыз, яғни dF арналған өрнекті S аудан арқылы біріктіреміз:

$$F = \int_S p dS$$

Біріктіру кезінде p қысымды гидростатиканың негізгі заңы бойынша есептейміз, яғни күшті анықтау үшін (2.1) формулаға қоямыз:

$$F = \int_S (p_0 + h p g) dS.$$

Өрі қарай қажетті түрлендірулерді өткізіп, одан кейін төмендегіні аламыз:

$$F = (p_0 + h_c p g) S,$$

мұндағы, h_c – қабырға ауданының ауырлық ортасының орналасу тереңдігі.

Жақша ішіне жазылған математикалық өрнекті талдау қабырға ауданының ауырлық ортасындағы қысым 2.4 суреттегі C нүктесінде орналасады деген қорытынды жасауға болады. Шынында, (2.1)-ге сәйкес

$$p_c = p_0 + h_c \rho g.$$

Математикалық түрлендірулерден кейін ақырында төмендегіні аламыз:

$$F = p_c S. \quad (2.4)$$

(2.4) тәуелділігі сұйықтық тарапынан кез келген жазық қабырғаға әсер ететін күш осы қабырғаның ауданының ауырлық күшіндегі қысым мен оның ауданының туындысына тең деген қорытынды жасауға болады.

F күшінің жанасу нүктесі қысым ортасы деп аталады (2.4 суреттегі D нүктесі). Көптеген жағдайларда ол қабырғаның C ауырлық ортасынан төмен жатады. Жеке жағдайда, еркін кеңістіктегі p_0 қысымға $h_c \rho g$ қарағанда біршама артық болған кезде, D қысым ортасы C ауырлық ортасымен сай келеді деп есептей аламыз.

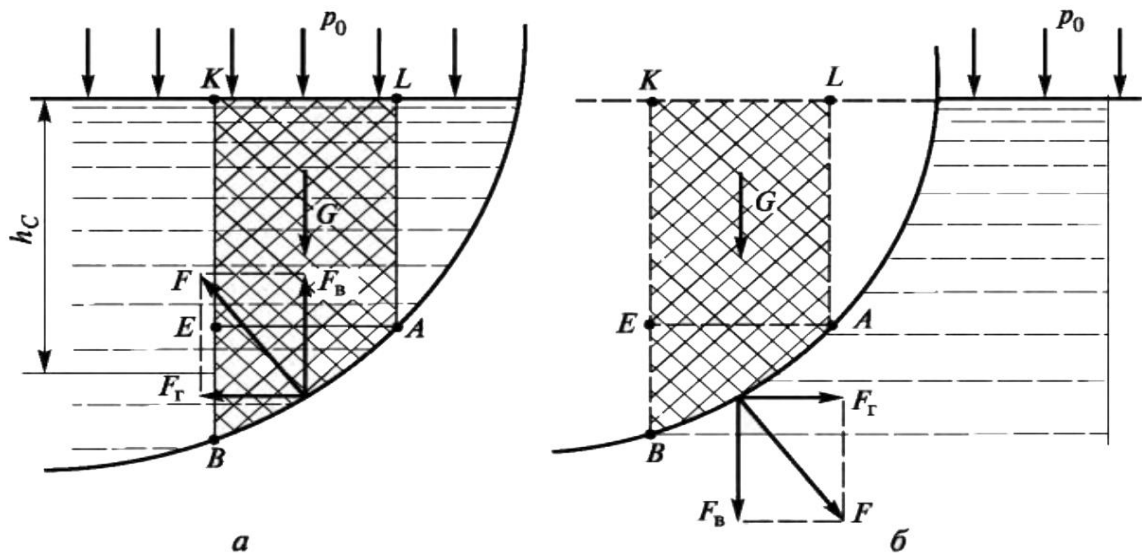
Қысым ортасының қалпын анықтау кейде біршама қиын болуы мүмкін. Көлбеу қабырға тік бұрышты болған кезде, ол қысымдар таралымының тегіс эпюрасының геометриялық ауырлық ортасымен сай келеді (2.4 суреттегі C' нүктесі).

Осының алдында қысым ортасының ауырлық ортасына қатысты ауытқуы h_{pg} тереңдігі бойынша қысымның артуымен туындайды деп айтылған болатын. Машина жасаудың гидрожүйелерінде негізінен h биіктіктерінің салыстырмалы шағын өзгерістері кезінде біршама жоғары қысымдар әрекет етеді. Сондықтан, сұйықтық тарапынан әрекет ететін күштің жанасу нүктесін қабырғаның ауырлық ортасымен сай келеді деп есептейді.

2.4. Қисық сызықты қабырғаларға түсетін қысым күші. Денелердің жүзуі

Қисық сызықты цилиндр қабырғаға әрекет ететін күшті ол сұйықтыққа оны түзушілер сұйықтықтың еркін бетінде параллель орналасатындай етіп қарастырайық (сурет 2.5). Мұндай қабырғалар практикада таралған. Бұл жағдайда мәселе цилиндрлік бетті түзушілерге перпендикуляр тік жазықтықта жатқан тең әрекет етуші күшті анықтауға негізделеді. Бұл күштің анықтамасы оның тік және көлденең құрамаларына жіктеледі.

Цилиндрлік бет шегінде (2.5 суретті қараңыз) AB телімін бөліп, F күшін табайық, ол осы телімге сұйықтықтың еркін бетінде p_0 қысымы бар болуы шартымен әрекет етеді. Осы ретте бұл күшті екі жағдай үшін анықтайық: сұйықтық цилиндр беттің үстінде (2.5 а суретті қараңыз) және оның астында (2.5 б суретті қараңыз) орналасқан. Қабырғаға әсер ететін күшті анықтау кезінде қабырға жағынан сұйықтыққа кері бағыттағы сияқты күш әрекет ететіндігін ескереміз.



Сур. 2.5. Сұйықтық қисық сызықты беттің үстінде (а) және астында (б) орналасқан кездегі қисық сызықты бетке түсетін қысым күшінің таралу схемасы

Бірінші жағдайда F күшін анықтау үшін (2.5 а суретті қараңыз), АВ бетімен және таңдалған телімнің шекаралары арқылы өтетін тік жазықтықтармен шектелген сұйықтық көлемін бөліп алайық. 2.5 суретте бұл жазықтықтар AL және BK сызықтарымен бейнеленген. Тік және көлденең бағыттардағы бөлінген көлемнің тепе-теңдік жағдайларын қарастырайық, оның ішінен тік F_B және көлденең F_r F күштің құрамаларын табайық.

Тік бағытта бөлінген сұйықтық көлеміне F_B күштен басқа оның G салмағы және еркін бетке түсетін қысым күші әсер етеді, ол p_0 қысымның S_r деп белгіленетін АВ бетінің көлденең проекциясының ауданына туындысына тең. Мұнда тепе-теңдік шартынан тік құрамдасты табайық:

$$F_B = p_0 S_r + G. \quad (2.5)$$

Көлденең бағыттағы тепе-теңдік жағдайын қарастыру кезінде ЕК және AL беттерінде әрекет ететін күштер өзара теңестірілген деп есептейміз. Сәйкесінше, көлденең бағытта бөлінген сұйықтық көлеміне, ізделініп отырған F_r күшінен басқа S_B деп белгіленетін АВ бетінің көлденең проекциясының ауданына түсетін қысым күші де әсер етеді. Оны (2.4) формула бойынша табамыз:

$$F_r = p_c S_B = (p_0 + h_c p g) S_B, \quad (2.6)$$

мұндағы, h_c – АВ бетінің ауырлық ортасының ену тереңдігі; S_B – ВЕ бетінің ауданы.

(2.5) және (2.6) формулалары бойынша F күштің құрамаларын тік F_B және көлденең F_r анықтап, төмендегі тәуелділік бойынша оның сандық мәнін анықтаймыз

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_r^2}. \quad (2.7)$$

(2.5)...(2.7) тәуелділіктері сұйықтық қисық сызықты бетте орналасатын жағдайлар үшін алынды. Сұйықтық қабырғаға қатысты төменде орналасқан кезде (2.5 б суретті қараңыз), тиісті нүктелердегі қысымдар бірінші жағдайдағы сияқты болады. Сондықтан, қабырғаға әсер ететін күштер (толық күш және оның тік және көлденең құрамалары) мәні бойынша дәл осындай болады. Бірақ, бұл күштердің бағыттары қарама-қарсы келеді, себебі қабырғаға кері жағынан сұйықтық әсер етеді. Осылайша, (2.5)...(2.7) формулалар осы жағдай үшін әділ болып табылады. Осы ретте (2.5) формулаға G дәл сол мәні кіреді, яғни сұйықтық салмағы, ол АВКЛ көлемін иеленген болатын (2.5 б суретте көрсетілген).

Алынған тәуелділіктер сұйықтыққа оның құрамалары еркін бетте параллель болатындай етіп енгізілген цилиндр бет үшін әділ. Дәл осылай еркін қисық сызықты бетке арналған

формулаларды да алуға болады. Олардың айырмашылығы F толық күші екі емес (алдыңғы жағдайдағы сияқты), үш құрамдас күштің векторлық сомасына тең болады. Осы ретте, осы құрамалардың бірі – тік, екеуі – көлденең және өзара перпендикуляр болады.

Қисық сызықты қабырғаға әсер ететін F күшінің жанасу нүктесінің қалпын анықтау біршама күрделі мәселе болып табылады, ол графикалық және сандық (компьютерлік) әдістерді пайдалану арқылы шешіледі. Айналым бетіне әсер ететін (мысалы, цилиндрлік) F күшінің жанасу нүктесінің қалпын анықтау жеңілдейді, себебі бұл жағдайда F күшінің әрекет ету сызығы беттің айналу осі арқылы өтеді.

Кейбір практикалық мәселелерді шешу кезінде маңызды мәселе ретінде сұйықтыққа енгізілген денені итеріп шығаратын күшті анықтауды қарастыра аламыз. 2.6 а суретте сұйықтыққа енгізілген еркін формалы дене бейнеленген. Осы денеге тік бағытта әсер ететін күштерді қарастырайық.

Денеге әсер ететін күштерді қарастыру кезінде, оны MNOR оңашаланған сызығымен шартты түрде екі бөлікке бөлейік: жоғарғы және төменгі. Осы ретте MNOR бөлу сызығы сұйықтықтың еркін бетіндегі оның проекциясы мен дененің проекциясы (яғни, тігінен жоғары қарай) толық сай келетіндей етіп өткізілген. Дененің үстіне орналастырылған сұйықтықтың салмағын белгілейік, G_0 (2.6 а суретте штрихпен белгіленген), ал денемен ығыстырылған сұйықтық салмағы – G , яғни бұл енгізілген дененің көлемін алуы мүмкін сұйықтық көлемі (2.6 а суретте боямамен келтірілген).

Дененің ішкі бетіне әсер ететін тік күшті (2.6 а суретті қараңыз), (2.5) формуланы қолдану арқылы анықтаймыз:

$$F_{B1} = p_0 S_r + G_0 + G, \quad (2.8)$$

мұндағы, S_r – сұйықтықтың еркін бетіне түсетін дененің көлденең проекциясының ауданы.

Осылайша, дененің жоғарғы бөлігіне әсер ететін тік күшті табамыз (2.6, а суретті қараңыз):

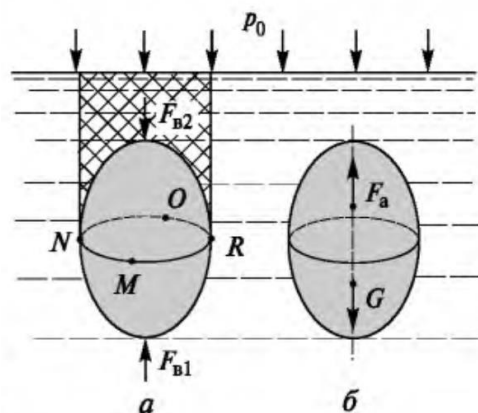
$$F_{B2} = p_0 S_r + G_0. \quad (2.9)$$

Олардың жоғары бағытталған F_a тең әрекет етуші күші осы күштердің алгебралық сомасына тең болады және (2.8) бен (2.9) ескере отырып, келесі формула бойынша анықталады:

$$F_a = F_{B1} - F_{B2} = G.$$

F_a күшін архимед күші деп атау қабылданған, ал оны анықтауға бағытталған тәуелділік – Архимед заңы болып табылады. Осыған сәйкес, сұйықтыққа салынған денеге жоғарыға бағытталған ығыстырғыш күш әсер етеді және ол дене ығыстырып шығарған сұйықтықтың салмағына тең.

Бұл күштің жанасу нүктесі суды алмастыру ортасы деп аталатын дененің геометриялық ортасы болып табылады. Ол дененің ауырлық ортасымен сай келмеуі мүмкін. Бұл орталар дене біртекті және біркелкі таралған заттан тұрған жағдайда ғана сай келеді. Жүзуші дене суды алмастыру ортасы дененің ауырлық ортасынан жоғары орналасқан кезде тұрақты тепе-теңдікте болады және олар бір тік сызықта орналасады (2.6 б суретті қараңыз).



Сур. 2.6. Денелердің жүзу схемасы:

а – архимед күшін анықтау үшін; б – дененің тұрақты қалпының үлгісі

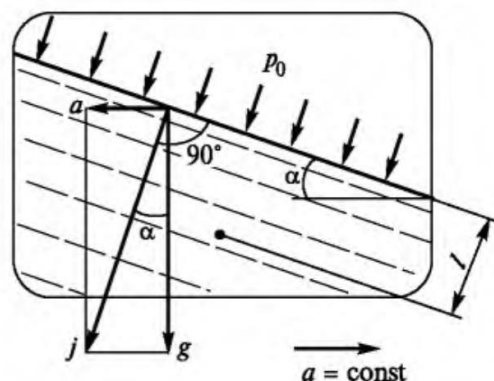
2.5. Сұйықтықтың салыстырмалы тыныштығы

Салыстырмалы тыныштық күйі дегеніміз сұйықтықтың тұрақты жылдамдық арқылы қозғалатын ыдысқа қатысты қозғалмайтын күйі болып табылады. Мысалы, жылдамдығын арттырып келе жатқан көліктік машинаға (автокөліктің жанармай бағы) орнатылған ыдыста тұрған сұйықтық салыстырмалы тыныштықта болуы мүмкін. Сондай-ақ, тұрақты жылдамдықпен айналатын ыдыста тұрған сұйықтық та салыстырмалы тыныштықта болады.

Сұйықтықтың салыстырмалы тыныштығы кезінде әрекет ететін заңдар гидростатиканың осыған дейін қарастырылған заңдарынан айтарлықтай ерекшеленбейді. Бірақ, егер, осыған дейін қарастырылған жағдайларда сұйықтыққа тек бір салмақтық күш – ауырлық күші ғана әсер етсе, салыстырмалы тыныштық кезінде жаңа күш – инерция күші пайда болады. Бұл сұйықтықтың еркін беті қалпының өзгеруіне және оның әр түрлі нүктелеріндегі қысымдардың өзгеруіне алып келуі мүмкін.

Салыстырмалы тыныштыққа талдауды бірлікті салмаққа ие (массасы – $m=1$) сұйықтықтың шартты бөлшегіне әсер ететін күштер үшін өткізу ыңғайлы. Мұндай тәсілде күш әрдайым сан түрінде тиісті жылдамдыққа тең. Мысалы, бірлікті массаның бөлшегіне $G = mg = lg = g$ ауырлық күші әсер етеді. Осылайша математикалық тәуелділіктер біршама жеңілдейді.

Жылдамдықты тұрақты азайтатын (баяулайтын) a ыдыстың тіксызықты қозғалысын қарастырайық. Бұл жағдайда бірлікті салмақ сұйықтығының әрбір бөлшегіне екі күш әсер етеді: g ауырлық күші және a инерция күші (сурет 2.7). Осы екі күштің тең әрекет етушісі



Сур. 2.7. Ыдыс тік сызықпен қозғалған кездегі күштердің әрекет ету схемасы

$$j = \sqrt{a^2 + g^2} \quad (2.10)$$

сұйықтықтың еркін бетінің қалпын анықтайды, себебі осы бет пен j күшінің арасындағы бұрыш 90° құрайды. Осы геометриялық есептеулерден (2.7 суретті қараңыз) еркін кеңістіктің қалпы α бұрышымен берілуі мүмкін екендігі шығады, оның мәнін келесі қатынастан анықтауға болады:

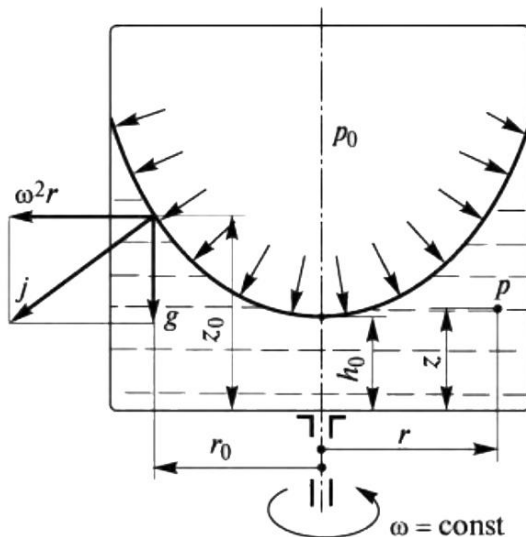
$$\operatorname{tg} \alpha = a / g.$$

Еркін беттен 1 қашықтықта еркін таңдалған нүктедегі қысымды анықтау үшін келесі математикалық тәуелділік қолданылады:

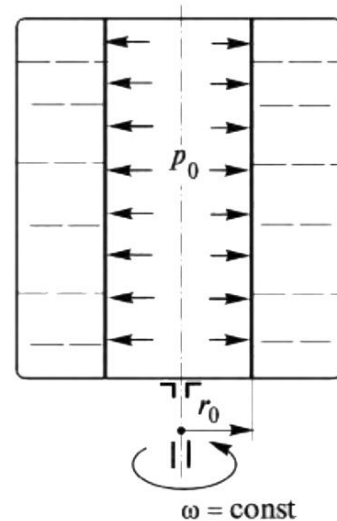
$$p = p_0 + l p j. \quad (2.11)$$

Ол гидростатиканың негізгі заңымен бірдей әдіспен алынды (2.1 қосымша тарауды қараңыз), бірақ ауырлық күшінің ғана емес, инерция күшінің де әрекетін ескереді.

Бұл тәуелділік гидростатиканың негізгі заңына қарағанда барынша жалпылама болып табылады, ол одан жеке жағдай ретінде алынуы мүмкін. Шынында, $a = 0$ (2.10) болған кезде, $j = g$ болады. Онда, $l = h$ (2.11) екендігін ескере отырып, (2.1) формуланы аламыз, яғни ол гидростатиканың негізгі заңы.



Сур. 2.8. Ыдыс айналып тұрған кезде күштердің әрекет ету схемасы (жалпы жағдай)



Сур. 2.9. Жоғары жылдамдықпен айналып тұрған ыдыстағы сұйықтың орналасуы (жеке жағдай)

Сұйықтың салыстырмалы тыныштығының басқа жағдайы ыдыстың тұрақты бұрыштық жылдамдықпен ω айналуы болып табылады (2.8 сурет). Айналу кезінде r радиуста орналасқан бірлік масса сұйықтың әрбір бөлшегіне де екі күш әсер етеді: ауырлық күші және ортадан тепкіш жылдамдатудан туындаған инерция күші, $a = \omega^2 r$. Осы екі күштің тең әрекет етушісі

$$j = \sqrt{(\omega^2 r)^2 + g^2}$$

сұйықтың еркін бетінің қалпын анықтайды. Бірақ қарастырылып отырған жағдайда, ортадан тепкіш жылдамдату айнымалы өлшем болып табылады, себебі ол нүктенің орналасу радиусына тәуелді. Сондықтан, айналу беті параболалық форманы қабылдайды және келесі теңдеумен сипатталады:

$$z_0 = h_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g},$$

мұндағы, z_0 – еркін кеңістік нүктесінің ыдыс түбіне қатысты орналасу биіктігі; h_0 – сұйықтың айналу осіндегі биіктігі.

Сұйықтың кез келген нүктесіндегі p қысымды анықтауға арналған формула 2.1 қосымша тарауда пайдаланылған әдіспен алынуы мүмкін. Онда, математикалық түрлендірулерден кейін, r радиуста және ыдыс түбіне қатысты z биіктікте орналасқан нүктедегі қысымды табайық:

$$p = p_0 + \left[h_0 - z + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right] \rho g. \quad (2.12)$$

(2.12) формуладан (2.11) формуладағы сияқты, егер $\omega = 0$ екендігін қабылдап, $h = h_0 - z$ деп белгілесек, гидростатиканың негізгі заңын жекелеген жағдай ретінде алуға болады.

Іс жүзінде басқа жекелеген жағдай жиірек кездеседі – ыдыстың өте жоғары жылдамдықпен айналуы. Бұл жағдайда ортадан тепкіш күштер ауырлық күшінен біршама артық және сұйықтық ортадан тепкіш күштермен ыдыстың қабырғаларына лақтырылады (2.9 сурет), ал оның еркін беті

r_0 радиуста орналасады. Онда, (2.12) кіретін кейбір геометриялық өлшемдерді есепке алмасақ, қысымды анықтау формуласы қысқарады:

$$p = p_0 + \frac{w^2(r^2 - r_0^2)}{2} \rho. \quad (2.13)$$

(2.12) формула тік айналу осі бар ыдысқа арналғандығын, ал (2.13) формула осі кеңістікте кез келген түрде орналасқан айналмалы ыдыстарға негізделгенін атап өту керек.

Т а р а у 3

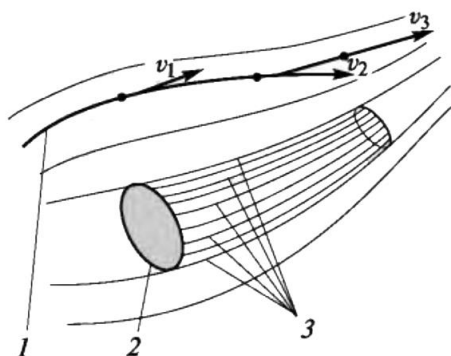
СҰЙЫҚТЫҚТЫҢ КИНЕМАТИКАСЫ МЕН ДИНАМИКАСЫНЫҢ НЕГІЗГІ ЗАҢДАРЫ

3.1. Негізгі түсініктер мен анықтамалар

Сұйықтықтың динамикасы мен кинематикасының теңдеулері қатты денеге арналған теңдеулерден біршама өзгешеленеді. Бұл ең алдымен зерттелетін нысанның, яғни, сұйықтықтың ерекшеліктерімен байланысты, оның бөлшектері өзара қатты байланыспаған. Қатты байланыстың болмауы сұйықтықта өтетін үрдістерді қарастыруды біршама күрделендіреді. Ағыстарды зерттеуді жеңілдету үшін гидромеханикада *идеалды сұйықтық* кең қолданылады. Бұл термин ретінде табиғатта жоқ абсолютті тұтқыр емес сұйықтық түсіндіріледі. Мұнда өтіп жатқан құбылыстар алдымен идеалдық сұйықтыққа қолдану арқылы зерттеледі, кейін алынған заңдылықтар түзетілімдерді енгізе отырып, нақты сұйықтықтардың ағындарына аударылады.

Сұйықтықтың ағысы, кез келген басқа қозғалыс сияқты, орныққан және орнықпаған болуы мүмкін. Орныққан ағыс кезінде ағынның берілген нүктесіндегі барлық физикалық параметрлер (жылдамдық, қысым және т.б.) уақыт аралығында өзгеріссіз қалады. Орныққан ағыстың мысалы ретінде сұйықтықтың тұрақты деңгейі ұсталып тұратын ыдыстың түбіндегі саңылау арқылы ағып

шығуды келтіруге болады. Орнықпаған ағыс кезінде ағынның берілген нүктесіндегі барлық физикалық параметрлер (немесе кейбірі) уақыт аралығында өзгереді. Мысал ретінде жоғарыда аталған ағып шығуды келтіруге болады, бірақ ыдыста сұйықтықтың тұрақты деңгейі ұсталмайды, яғни ыдыс толық босағанға дейін ағады. Әрі қарай сұйықтықтың орныққан ағыстары қарастырылатын болады.



Сұйықтық механикасында «ток сызығы» деген термин үлкен мәнге ие. Бұл термин жылдамдық векторы оның кез келген нүктесінде жанама бойынша бағытталатындай етіп өткізілген сұйықтық ағынындағы шартты сызықты білдіреді (3.1 суреттегі 1 сызық). Орныққан ағыс кезінде ток сызығы сұйықтық бөлшектерінің қозғалыс траекториясымен сай келеді. Сондай-ақ, ағынның кез келген нүктесінде орныққан ағыс кезінде тек бір (уақыт аралығында өзгермейді) жылдамдық болатынын атап өту керек. Сондықтан, берілген нүкте арқылы тек бір ток сызығы өтеді. Сәйкесінше, орныққан ағыстағы ток сызықтары қиылыса алмайды.

Егер, сұйықтық ағынында нүктелердің шексіз көпшілігінен тұратын 2 оңашаланған сызықты алатын болсақ (3.1 суретті қараңыз), және осы нүктелердің әрқайсысы арқылы ток сызығын 3 өткізсек, онда бұл сызықтардың көпшілігі түтікше тәріздес кеңістік түзеді. Мұндай кеңістікті *ток түтікшесі* деп атау қабылданған, ал осы кеңістік ішіндегі ағын бөлігі – *ағынша* деп аталады. Шексіз жұқа қалыңдықты сұйықтық ағыншасын элементар ағынша деп атау қабылданған.

Бұрын айтылғандай, орныққан ағыс кезінде ток сызықтары қиылыспайды, және, сәйкесінше, ешбір ток сызығы ток түтікшесін тесіп өте алмайды (өйткені ол осы түтікшені түзетін сызықтардың бірін кесіп өтеді). Сәйкесінше, сұйықтықтың ешбір бөлшегі ток түтікшесінің ішіне ене алмайды және одан шыға алмайды. Осылайша, орныққан ағыс кезіндегі бөлінген ток түтікшесі сұйықтыққа арналған су өтпейтін қабырға болып табылады.

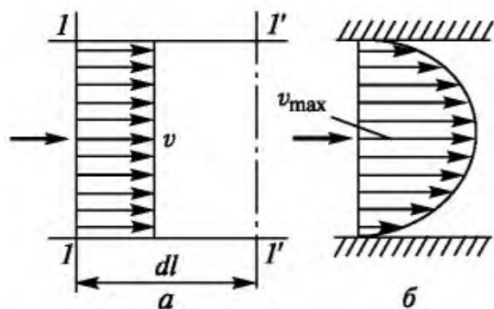
Сұйықтық ағынының (немесе ағыншаның) *қимасы* деп ток сызықтарына нормалды кеңістіктерді атау қабылданған. Мысалы, оңаша контурмен 2 шектелген кеңістік (3.1 суретте боялған) сызықтардың 3 ток түтікшелерінің шегінде ағыншаға арналған қима болып табылады. Параллель ағыншалы ағыс кезінде қималар сұйықтық қозғалысына перпендикуляр бағытта орналасқан жазықтықтар екенін түсінуге болады. Ағындар мен сұйықтық ағыншаларының қималарын кейде тірі қималар деп те атайды. Алайда, соңғы кездері машина жасау гидравликасында бұл термин сирек қолданылады.

Күшті және күшті емес сұйықтық ағындары бар. Күшті ағындар деп еркін кеңістігі жоқ жабық арналардағы ағыстарды атайды, ал күшті емес ағындар – еркін кеңістігі бар ағыстар. Күшті ағындардың мысалы ретінде құбыр желілеріндегі, гидромашиналар мен гидроаппараттардағы ағыстарды келтіре аламыз. Күшті емес ағыстарға өзендердегі, ашық арналардағы ағыстар жатады. Аталған оқулықта сұйықтықтың күшті ағыстары қарастырылады.

3.2. Шығын. Шығын тендеуі

Шығын – бұл берілген қима арқылы уақыт бірлігінде ағып өтетін сұйықтық мөлшері. Сұйықтық мөлшерін көлем, масса немесе салмақ бірліктерінде өлшеуге болады. Сондықтан көлемдік Q ($\text{м}^3/\text{с}$), массалық Q_m ($\text{кг}/\text{с}$), және салмақтық Q_G ($\text{Н}/\text{с}$) шығындар бар. Бұл шығындардың арасында көлем, масса және салмақ арасындағы сияқты байланыстар бар:

$$Q_m = Q_p; \quad Q_G = Q_m g; \quad Q_G = QPG. \quad (3.1)$$



Сур. 3.2. Идеалды (а) және нақты (б) сұйықтықтардың жылдамдықтарының таралу эпюрасы

Гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде Q көлемдік шығын ең көп таралған.

Бұл шығын сұйықтықтың қозғалыс жылдамдығымен байланысты екені айқын. Осы байланысты 3.2 а суретте бейнеленген идеалды сұйықтықтың ағыншалы ағысына параллель түрде қолдана отырып қарастырайық. Идеалды сұйықтықта тұтқырлық болмайды, сәйкесінше, қозғалмалы сұйықтық қабаттарының арасында үйкеліс жоқ. Сондықтан 1-1 идеалды сұйықтық ағыншасының қимасында барлық жылдамдықтар бірдей және 3.2 а суреттегі жылдамдықтар эпюрасы тік бұрышты формаға ие.

Уақыт өте келе, ауданы S деп белгіленетін 1-1 dt қима жаңа 1'-1' қалыпты алады, ол бастапқы қалыпқа қарағанда dl қашықтыққа жылжиды. Осы

ретте жаңа қима 1'-1' (бастапқы 1-1 сияқты) жазықтық болады, себебі тең жылдамдықтарда сұйықтықтың барлық бөлшектері бірдей dl қашықтыққа жылжиды. Онда dt уақыты ішінде 1-1 қима арқылы $W = dlS$ тең сұйықтық көлемі өтеді, ал көлемдік шығын төмендегіні құрайды:

$$Q = \frac{W}{dt} = \frac{dlS}{dt} = vS.$$

Осылайша, идеалды сұйықтық ағысы кезінде ыңғайлы тәуелділік бар, ол ағыншаның (немесе ағынның) негізгі кинематикалық және геометриялық параметрлерін байланыстырады: көлемдік шығын Q , сұйықтық жылдамдығы v және қиманың ауданы S .

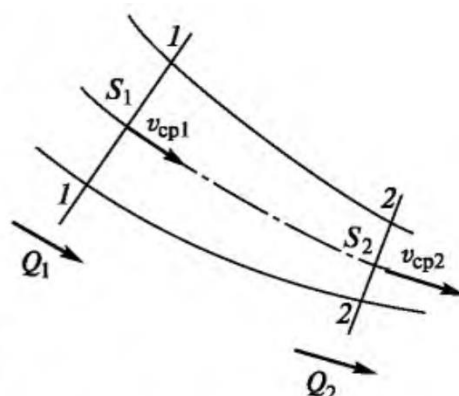
Нақты сұйықтық ағынының ағысы кезінде оның қабаттарының арасында үйкеліс пайда болады. Сұйықтықтың шеткі қабаттары қабырғаға үйкелу әсерінен нөлдік жылдамдыққа ие болады (3.2 б сурет). Қабырғадан алшақтаған сайын, әрбір келесі қабат барынша жоғары жылдамдық алып, қимадағы максималды жылдамдық $v_{\max}$ ағынның ортасында белгіленеді. Сәйкесінше, жылдамдықтардың қима ауданы S бойынша қайта таралуы жүреді, ол нақты сұйықтық ағындарының негізгі геометриялық және кинематикалық параметрлерінің арасындағы математикалық тәуелділікті анықтауды қиындатады.

Аталған қиындықты болдырмау үшін қимадағы орташа жылдамдық $v_{\text{орт}}$ ұғымын енгіземіз, ол келесі теңдікті қанағаттандыратын жылдамдықты қабылдайды:

$$Q = v_{\text{cp}} S. \quad (3.2)$$

Онда $v_{\text{орт}}$ – нақты сұйықтық ағынының қандай да бір аралық қабатында болатын шартты жылдамдық. Негізінен ол максималды жылдамдықтан $v_{\max}$ аз және $0,5v_{\max} < v_{\text{орт}} < v_{\max}$ шегінде жатады. Осылайша, (3.2) тәуелділігі нақты тұтқыр сұйықтық ағынының негізгі геометриялық және кинематикалық параметрлерін байланыстырады.

Гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде бір ағынның екі қимасындағы шығынды теңдігінен алуға болатын теңдеу кеңінен қолданылады. 3.3 суретте сұйықтық ағыны келтірілген. 1-1 және 2-2 қималарындағы шығындар бірдей, яғни $Q_1 = Q_2$ екендігі айқын. Онда, (3.2) ескере отырып, келесі тәуелділікті аламыз:



Сур. 3.3. Сұйық ағынының схемасы

$$v_{\text{cp1}} S_1 = v_{\text{cp2}} S_2, \quad (3.3)$$

ол ағынның осы қималардағы негізгі геометриялық және кинематикалық параметрлерін байланыстырады.

(3.3) теңдеуі үзіліссіздік теңдеу немесе шығын теңдеуі деген атқа ие. Ол сұйықтық ағынының кез келген қимасындағы орташа жылдамдықты (мысалы, $v_{\text{орт1}}$), және егер осы ағынның қандай да бір орташа жылдамдығы белгілі болса (мысалы, $v_{\text{орт2}}$), онда оның геометриялық өлшемдерін анықтауға мүмкіндік береді. (3.3) теңдеуі сұйықтық ағынына (немесе ағыншасына) затты сақтау заңы болып табылады, ол қарастырылып отырған ағын шегінде сұйықтықтың тұрақты тығыздығы шартымен жазылады.

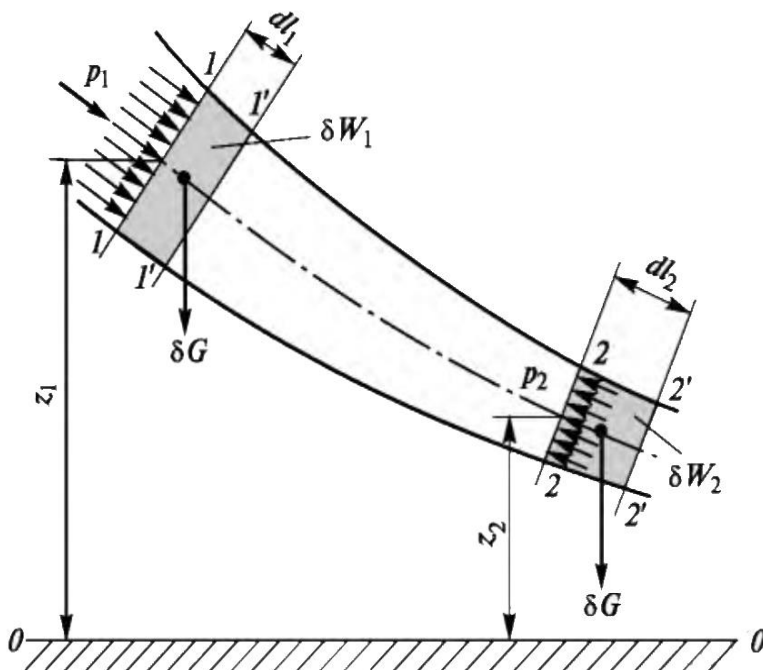
Қорытынды ретінде, машина жасау гидрожүйелерінде көбінесе «орт» индексі мен «орташа» терминдері қолданылмайды, оның орнына ағын қимасының жылдамдығы туралы айтылады. Осы ретте жылдамдық ретінде оның орташа мөлшері қабылданады.

3.3. Идеалды сұйықтың баяу ағысына арналған Бернулли теңдеуі

Тек бір массалық күштің – ауырлық күшінің әсерінде тұрған идеалды сұйықтықтың қарапайым ағыншасының орныққан ағысын қарастырайық (сур. 3.4). Қарастырылып отырған жағдайда сұйықтықта сығылудың қалыпты кернеулері әрекет етуі мүмкін (қысым), бірақ жанама кернеулер әсер ете алмайды (үйкеліс), себебі сұйықтықтың тұтқырлығы жоқ.

Бернулли теңдеуін шығару үшін 1-1 және 2-2 екі қимасын, сондай-ақ 0-0 еркін көлденең кеңістікті таңдайық. Ауданы S_1 қимада 1-1 сұйықтық жылдамдығы v_1 және қысым p_1 әрекет етеді, ал оның ауырлық ортасы 0-0 тандалған кеңістікке қатысты z_1 биіктігі орналасқан деп есептейік. 2-2 қимасы осындай параметрлермен сипатталады, бірақ индексі «2» (S_2 , v_2 , p_2 және z_2).

dt уақыты ішінде 1-1 және 2-2 қималарымен шектелген ағынша телімі жылжып, жаңа 1'-1'



Сур. 3.4. Идеалды сұйықтық ағыншасының схемасы

және 2'-2' жаңа қалыпқа жылжысын. Онда бірінші қима dl_1 қашықтыққа, ал екінші қима – dl_2 қашықтыққа жылжиды. Осы ретте сұйықтықтың шектелген көлемінің бөлігі орнында қалды (1'-1' және 2'-2' қималарының арасындағы көлем), ал 1-1 және 1'-1' қималарының арасындағы қалған бөлігі 2-2 және 2'-2' қималарының арасындағы орынға ауысты (3.4 суретте қарайтылған), яғни қарайтылған телімдердің көлемдері тең:

$$\delta W_1 = S_1 dl_1 = \delta W_2 = S_2 dl_2 = \delta W.$$

Сәйкесінше, осы көлемдердің массалары да тең (δm), сондай-ақ олардың салмағы да тең (δG).

Бернулли теңдеуін шығару үшін 1-1 және 2-2 қималарының арасындағы сұйық денеге кинетикалық энергияның өзгеруі туралы механика теоремасын қолданамыз, оған сәйкес дененің кинетикалық энергиясының өзгерісі денеге жанасқан күштердің жұмысына тең.

Жоғарыда аталғанға сәйкес, 1'-1' және 2-2 кималарының арасындағы сұйықтық телімінің кинетикалық энергиясы dt уақыты ішінде өзгерген жоқ, себебі бұл телімді шартты түрде қозғалмайтын деп есептеуге болады. Онда барлық сұйық дененің кинетикалық энергиясының өзгерісі бөлінген көлемдердің кинетикалық энергиясының айырымымен (3.4 суретте қарайтылған телімдер) есептеледі, дәлірек айтқанда, олардың массалары бірдей болғандықтан, олардың жылдамдықтары өзгертіледі, яғни:

$$E_k = \frac{\delta m v_2^2}{2} - \frac{\delta m v_1^2}{2} = \frac{\delta m}{2} (v_2^2 - v_1^2).$$

Белгіленген аралықта жұмысты ауырлық күші мен қысым күші жасайды. Тілімшекті сорғының W_a жұмыс көлемін есептеу үшін, формула (12.1) пайдаланылуы мүмкін, бұл ретте жұмыс камерасының W_k көлемін оның шеткі сол жақ қалпында анықтау керек, яғни ол сору және айдау қуыстарынан оқшауланған кезде пайдаланылады. Бұл жағдайда:

$$L_G = \delta G(z_1 - z_2).$$

F күшінің жанасу нүктесі қысым ортасы деп аталады (2.4 суреттегі D нүктесі). Көптеген жағдайларда ол қабырғаның C ауырлық ортасынан төмен жатады. Жеке жағдайда, еркін кеңістіктегі p_0 қысым $h_{срg}$ қарағанда біршама артық болған кезде, D қысым ортасы C ауырлық ортасымен сай келеді деп есептеуге болады.

$$L_p = p_1 S_1 dl_1 - p_2 S_2 dl_2 = p_1 \delta W_1 - p_2 \delta W_2 = \delta W(p_1 - p_2).$$

Көлбеу қабырға тік бұрышты болған кезде, ол қысымдар таралымы тегіс эпюрасының геометриялық ауырлық ортасымен сай келеді

$$\delta G(z_1 - z_2) + \delta W(p_1 - p_2) = \frac{\delta m}{2} (v_2^2 - v_1^2). \quad (3.4)$$

тендеуінің әрбір мүшесін δG салмағына бөлейік. Сол кезде келесіні аламыз:

$$(z_1 - z_2) + \frac{\delta W}{\delta G} (p_1 - p_2) = \frac{1}{2} \frac{\delta m}{\delta G} (v_1^2 - v_2^2). \quad (3.5)$$

F күшті анықтау үшін еркін таңдалған B нүктесінің айналасында h тереңдікте dS шексіз аз ауданды бөлеміз. Бұл ауданға dS шексіз аз күш әсер етеді. Таңдалған шексіз аз ауданның шегінде p қысымды тұрақты деп есептеуге болады.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.6)$$

тендеуінің әрбір мүшесі меншікті энергияның жекелеген түрін (сұйықтық салмағының бірлігіне жататын энергия) білдіреді және сызықтық бірліктермен өлшенеді (СИ жүйесінде ол метрлер).

z_1 және z_2 өлшемдері сұйықтықтың қималардағы қалпының меншікті энергиясы деп аталады. Оларды нивелирлік биіктік деп те атайды.

$\frac{p_1}{\rho g}$ және $\frac{p_2}{\rho g}$ қатынастары сұйықтықтың қималардағы қысым (сығылу) энергиясын білдіреді және пьезометрлік биіктіктер деп аталады.

$z_1 + \frac{p_1}{\rho g}$ және $z_2 + \frac{p_2}{\rho g}$ өлшемдерінің сомасын сұйықтықтың қималардағы меншікті потенциалдық энергиясы деп атайды және олар гидравликада гидростатикалық күштер деген атауға да ие.

Бернулли теңдеуінің екі бөлігіндегі (3.6) соңғы қосылғыштар $\frac{v_1^2}{2g}$ және $\frac{v_2^2}{2g}$ сұйықтықтың қималардағы меншікті кинетикалық энергиясы болып табылады және жылдамдық күштері деп аталады.

Соңында, $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$ және $z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$ сомалары сұйықтық ағыншасының әрбір қимасында толық меншікті энергия болып табылады. Гидравликада оны толық күш деп атау және $H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$ таңбасымен белгілеу қабылданған.

(3.6) тәуелділігінің әрбір қосындысының энергетикалық мәнін қарастырғаннан кейін, барлық Бернулли теңдеуінің энергетикалық мәнін былайша құрауға болады: идеал сұйықтық ағынында оның толық меншікті энергиясы тұрақты өлшем болып табылады.

Осылайша, алынған Бернулли теңдеуі идеалды сұйықтық ағыншасына арналған энергия сақтау заңы болып табылады.

3.4. Шынайы сұйықтықтың ағынына арналған Бернулли теңдеуі

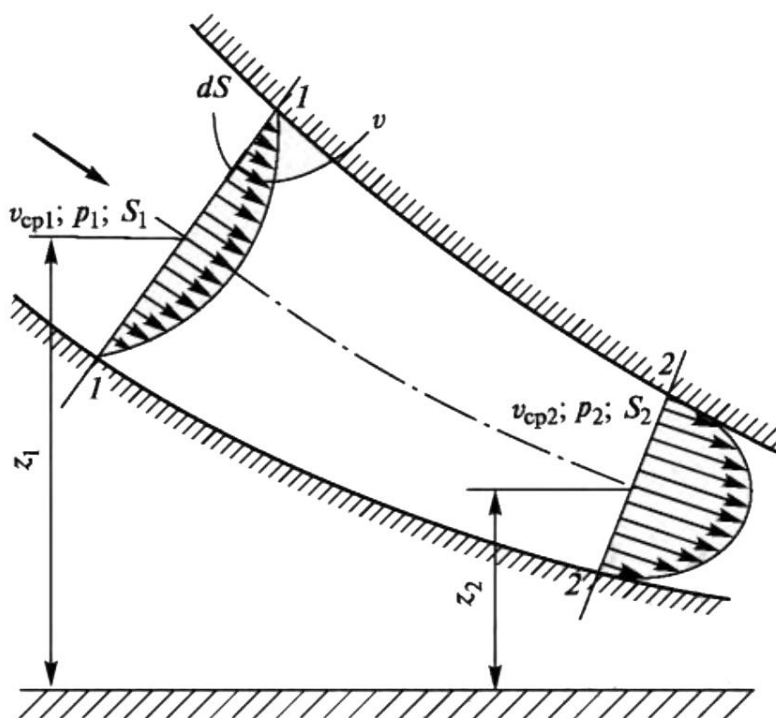
Тұтқырлығы бар нақты сұйықтық ағыны қозғалмайтын қабырғалармен шектелген арна арқылы қозғалады дейік. Бұл кезде үйкеліс туындайды, ол ағын қимасы бойынша жылдамдықтардың таралуының біркелкі болмауына (3.5 сурет), сондай-ақ сұйықтық бір қимадан екіншісіне ауысқан кезде энергияны жоғалтуға алып келеді.

Нақты сұйықтық ағынына арналған Бернулли теңдеуін ол қозғалмалы сұйықтыққа арналған энергия сақтау заңы болып табылатындығына негізделіп алайық. Бұл теңдеуді шығаруды екі кезеңмен жүргіземіз. Бірінші кезеңде ағын қимасы бойынша жылдамдықтардың әркелкі таралуын, ал екінші кезеңде энергияны жоғалтуды ескереміз.

Шығару кезінде таңдалған қималар шегінде гидростатикалық күш тұрақты болып қалады деп есептейміз:

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const.} \quad (3.7)$$

Бұл сұйықтықтың ағыншалы ағысы параллель қималар үшін сай, яғни бұл қималар жазық болып қалады. Сондықтан төменде алынатын теңдеу тек жазық және оларға ұқсас қималар үшін әрекет етеді.



Сур. 3.5. Нақты сұйықтық ағынының схемасы

Бірінші кезеңде нақты сұйықтық ағынының оның қимасындағы N қуатын есептеуге арналған формуланы анықтаймыз. Бұл параметрді анықтау жылдамдықтар қайта таралатындықтан (3.5 сурет), сұйықтықтың әр түрлі қабаттарында энергия мөлшері әр түрлі болатындықтан күрделі болып келеді. Қимадағы N қуатын анықтау үшін (мысалы, 3.5 суреттегі 1-1 қимада) ауданы dS шексіз аз сұйықтық ағыншасын таңдаймыз, оның шегінде сұйықтық жылдамдығы тұрақты болады, яғни v -ға тең. Онда ағынша қимасының толық күші (немесе толық меншікті энергиясы):

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}. \quad (3.8)$$

dN ағыншасының dS ауданды қимадағы қуаты H меншікті энергия мен сұйықтық салмағының туындысына тең, оны ағын осы қима арқылы уақыт аралығы ішінде өткізеді, яғни, қарапайым салмақтық шығын dQ_G . (3.6) және (3.1) ескере отырып, ағынша қуатына арналған математикалық тәуелділікті аламыз:

$$dN = H dQ_G = \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right) \rho g dQ. \quad (3.9)$$

Қимадағы барлық ағынның қуатын барлық қарапайым ағыншалардың қуатын қосу арқылы, яғни (3.9) өрнектен S ауданы арқылы интегралды есептеу жолымен табамыз:

$$N = \int_S \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right) \rho g dQ.$$

Математикалық түрлендірулерден кейін, нақты сұйықтық ағынының қуатына арналған тәуелділік келесі түрде болады:

$$N = pg \left(z + \frac{p}{pg} + \alpha \frac{v_{cp}^2}{2g} \right) Q. \quad (3.10)$$

мұндағы, α - төмендегі формула бойынша анықталатын өлшемсіз коэффициент:

$$\alpha = \frac{\int v^3 dS}{v_{cp}^3 S}. \quad (3.11)$$

Бұл коэффициент Кориолис коэффициенті деп аталады және сұйықтық жылдамдығының нақты ағын қимасында әркелкі таралуын есепке алады. Егер (3.11) формуладағы қосынды мен қосылғышты $p/2$ -ге көбейтетін болсақ, онда α коэффициенті берілген қимадағы нақты ағынның шынайы кинетикалық энергиясының осы қимадағы осы ағынның кинетикалық энергиясына қатынасы болып табылатындығы айқын. Кориолис коэффициентінің физикалық мәні де осыған негізделеді.

(3.10) жақшалармен шектелген алгебралық өрнектерді нақты ағын қимасындағы толық күштің орташа мәні деп атау қабылданған, яғни:

$$H_{cp} = z + \frac{p}{pg} + \alpha \frac{v_{cp}^2}{2g}. \quad (3.12)$$

H_{cp} орташа күші практикалық есептеулерде кеңінен қолданылады, себебі нақты сұйықтық ағынының механикалық энергиясын (немесе қуатын) сипаттайтын маңызды параметр болып табылады. Оны дәлелдеу үшін H_{cp} -ға қатысты (3.12) ескере отырып, (3.10) теңдеуін шешейік:

$$H_{cp} = \frac{N}{pgQ}. \quad (3.13)$$

(3.13) тәуелділігін талдаудан тұрақты шығын Q кезінде H_{cp} орташа күші N қуатқа пропорционал және берілген ағын шегінде осы қуатты бірден анықтайтындығын білдіреді. Сондықтан H_{cp} орташа күшін (3.12) формула бойынша қимадағы жылдамдықтардың әркелкі таралуын ескере отырып анықтаймыз, кейін оны нақты сұйықтық ағынының механикалық энергиясын сипаттайтын негізгі параметр ретінде пайдаланамыз.

Енді сұйықтық қозғалысы кезіндегі энергияның жоғалуын ескерейік. Нақты ағындарда осы жоғалтулар әсерінен ақырғы қимадағы толық күштің орташа мәні әрдайым бастапқы қимаға қарағанда азырақ, яғни $H_{cp1} > H_{cp2}$. Сондықтан, энергия (орташа күш) теңгерімінің теңдеуін жазу кезінде, оның оң жақ бөлігіне $\sum h_{пот}$ қосылғышын қосады, ол меншікті энергия жоғалтуларын ескереді. Сонда теңгерім теңдеуі келесі түрде ие болады:

$$H_{cp1} = H_{cp2} + \sum h_{пот},$$

немесе (3.12) ескере отырып,

$$z_1 + \frac{p_1}{pg} + \alpha_1 \frac{v_{cp1}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{pg} + \alpha_2 \frac{v_{cp2}^2}{2g} + \sum h_{пот}. \quad (3.14)$$

(3.14) теңдеу нақты сұйықтық ағынына арналған Бернулли теңдеуі деген атқа ие.

Бұл теңдеуді қолдану кезінде әрі қарай «орт» индекстері алынып тасталынады (3.2 қосымша тарауды қараңыз).

Идеалды сұйықтық ағыншасына арналған Бернулли теңдеуі (3.6) мен нақты сұйықтық ағынына арналған теңдеуді (3.14) салыстырамыз. Осы салыстырудан соңғы теңдеуде α және $\sum h_{\text{пот}}$ қосымша бар екендігі шығады.

Ағын қимасы бойынша жылдамдықтар біркелкі таралған кезде $\alpha = 1$ (идеалдық сұйықтық ағыны). Нақты сұйықтық ағындарында Кориолис коэффициенті көптеген жағдайда $1 < \alpha \leq 2$ шегінде жатады.

Бастапқы және соңғы қима арасындағы телімде $\sum h_{\text{пот}}$ толық күштің жиынтық жоғалуы қарастырылып отырған ағын телімінде орналасқан барлық гидравликалық кедергілердегі меншікті энергия жоғалуларының сомасынан шығады. Гидравликада бұл энергия жоғалтуларды екі топқа бөлу қабылданған: жергілікті жоғалтулар және ұзындық бойынша үйкеліс жоғалтулары.

Жергілікті жоғалтулар h_m - бұл жергілікті (локалды) гидравликалық кедергілердегі жоғалтулар, оларға ағынның бұрылысы, сығылуы немесе кеңеюі, сондай-ақ әр түрлі гидравликалық құрылғылар жатады (вентильдер, жиклерлер, және т.б.). Бұл кедергілердің көбісіндегі жоғалтулар құйын түзілісімен туындайды. Практика көрсеткендей, олар сұйықтық жылдамдығының квадратына пропорционал, ал олардың өлшемін бағалау үшін Вейсбах формуласы пайдаланылады:

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}. \quad (3.15)$$

мұндағы, ξ - берілген жергілікті кедергідегі жоғалтуларды анықтайтын өлшемсіз коэффициент; v - жергілікті кедергіде орналастырылған құбыр желілеріндегі орташа жылдамдық.

Гидравликалық жоғалтулардың екінші түрі – ұзындық бойынша $h_{\text{тр}}$ үйкеліс жоғалтулары, олар көбінесе тұрақты қималы ұзын тік құбырларда кездеседі. Ұзындық бойынша үйкеліс жоғалтулары сұйықтықтағы ішкі үйкеліспен де, құбыр қабырғаларына сыртқы үйкеліспен де туындайды. Бұл жоғалтулар құбырдың l ұзындығына пропорционал және оның d диаметріне кері пропорционал. Олар сұйықтықтың орташа v жылдамдығына күрделі түрде тәуелді болады (ол кейін қарастырылады), бірақ барлық жағдайларда оларды бағалау үшін гидравлика үшін әмбебап Дарси формуласы қолданылуы мүмкін:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.16)$$

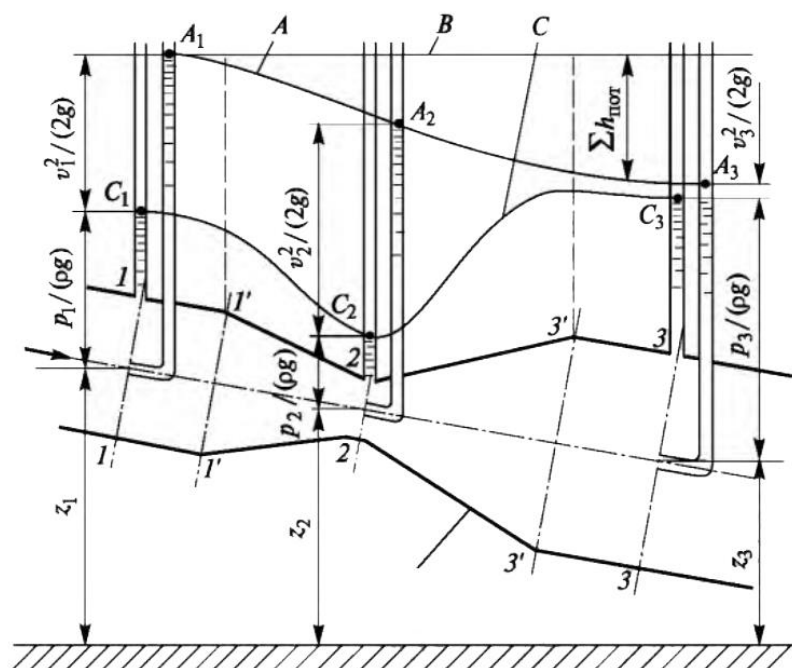
мұндағы, λ - ұзындық бойынша үйкеліс жоғалтуларының өлшемсіз коэффициенті, оны Дарси коэффициенті деп атау қабылданған.

Гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде энергия жоғалтуларын анықтау гидравликаның басты проблемаларының бірі екендігін айтып өту керек. Бұл мәселені қарастыруға аталған оқулықтың 5 тарауы арналған.

3.5. Бернулли теңдеуінің эксперименталды (графикалық) көрнекілігі

Бұрын айтылғандай, Бернулли теңдеуі қозғалатын сұйықтыққа арналған энергияны сақтау заңын білдіреді, ал осы теңдеудің әрбір мүшесі меншікті энергияның қандай да бір түрі болып табылады. Бұл ретте меншікті энергия түрлерінің кез келгені біршама қарапайым құрылғылардың көмегімен өлшенеді және олардың шкалаларында тиісті биіктіктермен көрсетіледі. Сондықтан, Бернулли теңдеуі лабораториялық қондырғыда көрнекі түрде көрсетілген және графиктер түрінде ұсынылған.

Қарастырылып отырған лабораториялық қондырғы (3.6 сурет) айнымалы қималы әйнек түтікшеден тұрады, ол үстелдің көлденең бетіне бұрышпен орналасқан. Осы түтікше арқылы сұйықтық (су) қозғалады. Құбырдың үш қимасында (1-1, 2-2 және 3-3) жұптасқан әйнек түтікшелер орнатылған, олар өлшеу аспаптары болып табылады. Әрбір жұптағы бір түтікше (сол



Сур. 3.6. Бернулли теңдеуінің эксперименталдық (графикалық) көрнекілігі

жак) пьезометр болып табылады және ол берілген қимада $p/(pg)$ пьезометрлік күшті өлшеуге қызмет етеді. Екінші (оң жак) түтікше әрбір қимада майысқан, және оның кесіндісі сұйықтық ағынына қарама-қарсы орнатылған. Мұндай түтікшелер (Пито түтікшелері деп аталады) жергілікті толық күштерді өлшеуге арналған (нивелирлік биіктіктерді ескерместен), яғни $p/(pg + v^2/(2g))$.

Сәйкесінше, Пито түтікшесі мен пьезометр көрсеткіштерінің айырымы жергілікті жылдамдық күшін білдіреді $v^2/(2g)$. Мұндай қондырғыда Бернулли теңдеуімен сипатталатын жылжымалы сұйықтыққа арналған энергияның сақталу заңын көрсетуге болады. Нивелирлік биіктіктерді есептеуге арналған жазықтық ретінде үстел жазықтығын қолданған дұрыс. Сол кезде жергілікті толық күш бастапқы 1-1 қимада үстел жазықтығынан Пито түтікшесіндегі сұйықтық деңгейіне дейінгі геометриялық биіктікке тең болады (A_1 нүктесі). Бұл кесінді 1-1 қимадағы толық күш болып табылады:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{pg} + \frac{v_1^2}{2g},$$

ол 3.6 суретте көрсетілген үш кесіндіден тұрады. Бұл ретте олардың әрбірі лабораториялық қондырғыда өлшенеді. Оған ұқсас кесінділер 2-2 және 3-3 қималарда көрсетілген. Егер, ойша, Пито барлық түтікшелеріндегі деңгейлерді (A_1 , A_2 және A_3) қоссақ, толық күш сызығын аламыз (3.6 суреттегі А сызығы). Бұл сызық бастапқы 1-1 қимадан алшақтаған сайын, В көлденең сызығынан барынша ауытқиды. Ол сұйықтық қозғалған сайын $\sum h_{пот}$ гидравликалық жоғалтулардың жинақталуынан туындайды, және Н толық күштің төмендеуінің салдары болып табылады.

Пьезометрлердегі деңгейлерді жалғастыратын осындай сызық (C_1 , C_2 және C_3) пьезометрлік сызық деп аталады (3.6 суреттегі С сызығы).

Қарастырылып отырған лабораториялық қондырғы қозғалмалы сұйықтықтың әр түрлі энергия түрлерінің біреуінен екіншісіне өтуін бақылауға мүмкіндік береді.

Мысалы, 1-1 қимадағы пьезометрлік күш (меншікті қысым энергиясы) $p_1/(pg)$ және жылдамдық күші (меншікті кинетикалық энергия) $v_1^2/(2g)$ өлшемі бойынша бірдей болып

белгіленген. Сұйықтық 1'-1' қимасына дейін қозғалған кезде сұйықтық жылдамдығы мен жылдамдық күші $v_1^2/(2g)$ өзгермейді. Сондықтан А және С сызықтары бірдей иілген.

1'-1' қимасынан 2-2 қимасына дейін қозғалған кезде, құбырдың көлденең ауданы кішірейеді, сондықтан сұйықтықтың жылдамдығы мен жылдамдық күші арта түседі, ол тар қимада 2-2 максималды мәнге $v_2^2/(2g)$ жетеді. Ал толық күш

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

ұлғаймайтындықтан (жоғалтулар есебінен тіпті біршама төмендейді – A_2 нүктесі), гидростатикалық күш $z_2 + p_2/(\rho g)$ те төмендейді, ал пьезометрлік С сызығы күрт төмен ауытқиды (C_2 нүктесіне дейін).

Сұйықтық 2-2 қимадан 3'-3' қимаға дейін қозғалған кезде, кері үдеріс жүреді. Ағынның көлденең ауданы артқандықтан, сұйықтықтың жылдамдығы төмендейді, жылдамдық күші азаяды және пьезометрлік биіктік артады. Сондықтан 3'-3'-тен 3-3-ке дейін ағыс телімінде және әрі қарай жылдамдық күші (оның ішінде 3-3 қимада) ең аз.

Т а р а у 4

СҰЙЫҚТЫҚТЫҢ ГИДРОДИНАМИКАЛЫҚ ҰҚСАСТЫҒЫ ЖӘНЕ АҒЫС РЕЖИМДЕРІ

4.1. Гидродинамикалық ұқсастық негіздері

Гидромеханикадағы қолданбалы мәселелерді шешу кезінде физикалық үдерістерді модельдеу әдістері кең қолданылады. Бұл әдістердің мәні нақты гидравликалық жүйені есептеу кезінде бұрын басқа гидрожүйелерде осындай үдерістерді зерттеу (немесе эксперименталдық зерттеу) кезінде алынған заңдылықтар пайдаланылады.

Бұл жағдайда ендігі белгілі (ұқсас) шешімдерді пайдалану есебінен көптеген практикалық мәселелердің шешімі біршама жеңілдейді.

Оған қоса, модельдеу әдістерінің көмегімен нақты құрылғының немесе құрылыстың жұмысын лабораториялық жағдайда біршама кіші өлшемде жасалған модельдерде зерттеу өткізуге болады. Бұл лабораториялық жағдайда зерттелетін нысанның кемшіліктерін анықтауға және оның құрылымына түзетулер енгізуге мүмкіндік береді. Лабораториялық модельдеу жаңа машиналар мен құрылыстарды әзірлеу кезінде қаражатты біршама үнемдеуге мүмкіндік береді.

Модельдеу әдістерінің тиімділігі көп жағдайда ұқсас физикалық үдерісті (ұқсас модельді) жіті таңдау арқылы анықталады, яғни қандай құбылыстар және қандай жағдайларда ұқсас, қандайлары ұқсас емес екендігі туралы мәселені шешу. Екі үдерістің ұқсастық дәрежесін бағалау үшін гидромеханикада ұқсастық критерийлерін – теориялық түрде алынған, бірақ қолдану заңдылығы практика жүзінде дәлелденген өлшемдер (көбінесе өлшемсіз) пайдаланады. Аталған

тарау осындай ұқсастық критерийлерін таңдауға және олардың әр түрлі практикалық мәселелерді шешу кезінде қолдану мақсатын талдауға арналады.

Мысалы, 4.1 суретте көрсетілген I және II ағындарының гидродинамикалық ұқсастығын толық сақтау үшін ұқсастықтың үш жеке түрін қамтамасыз ету керек: геометриялық, кинематикалық және динамикалық, осы ретте салыстырылатын ағындардың барлық ұқсас кималарында орындалуы тиіс.

Геометриялық ұқсастық ұқсас нүктелердегі геометриялық өлшемдердің ұқсастығын білдіреді, яғни I ағындағы кез келген өлшемнің II ағындағы ұқсас өлшемге қатынасы, ол өлшемдер масштабы деп аталады және тұрақты болуы керек:

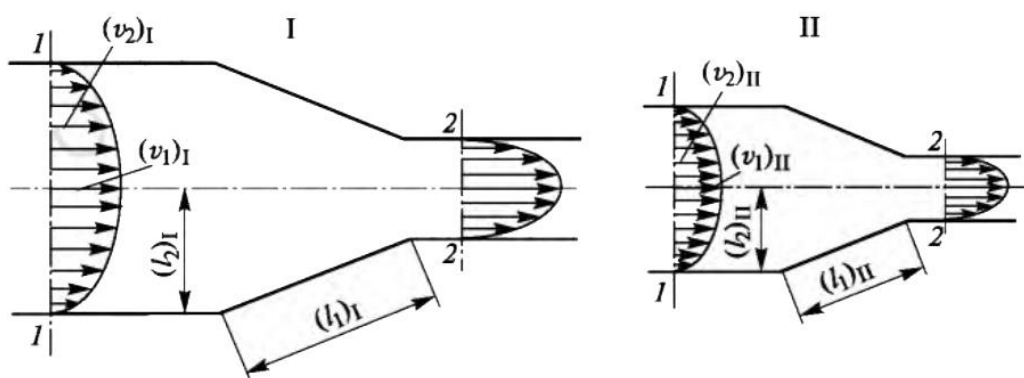
$$\frac{(l_1)_I}{(l_1)_{II}} = \frac{(l_2)_I}{(l_2)_{II}} = \dots = k_l = \text{const.}$$

Гидравликада геометриялық ұқсастық дегеніміз сұйықтық қозғалатын арналардың ұқсастығы, оның ішінде олардың көкжиекке қатысты орналасуы жатады. Сондықтан, екі ағынның геометриялық ұқсастығы екі арнаның өлшемдерін салыстыру арқылы біршама жеңіл тексерілуі мүмкін.

Кинематикалық ұқсастық дегеніміз ұқсас нүктелердегі жылдамдықтардың ұқсастығы, яғни бірінші ағындағы кез келген жылдамдықтың екінші ағындағы ұқсас жылдамдыққа қатынасы, ол жылдамдық масштабы деп аталады, ол тұрақты өлшем болуы тиіс:

$$\frac{(v_1)_I}{(v_1)_{II}} = \frac{(v_2)_I}{(v_2)_{II}} = \dots = k_v = \text{const.}$$

Ағындардың кинематикалық ұқсастығын бағалауға болатын критерийді (немесе белгіні) таңдау үшін екі геометриялық ұқсас ағынды қарастырайық (4.1 суретті қараңыз). Олар кинематикалық ұқсас болсын. Онда I ағынның 1-1 қимасында жылдамдықтардың таралу эпюрасы II ағындағы 1-1 қимадағы жылдамдықтардың таралуын қайталайды. Шынында, бұл эпюралар тек өлшемі бойынша ғана өзгешеленеді, себебі I ағындағы кез келген жылдамдық II ағындағыға қарағанда k_v есе үлкен, яғни 1-1 екі ағындағы қималардың жылдамдық таралу заңдары бірдей. Дәл осы 2-2 қималары үшін де әділ болады, олар 4.1 суретте бейнеленген, және осы ағындардағы кез келген басқа қималар үшін әділ болады.



Сур. 4.1. I және II ағындардың ұқсастық схемасы

Осылайша, екі геометриялық ұқсас ағындардың кинематикалық ұқсастық белгісі ұқсас қималарда жылдамдықтың таралуының бірдей заңдары бола алады.

Динамикалық ұқсастық ұқсас нүктелерде әрекет ететін күштердің (өлшем мен бағыт бойынша) ұқсастығын білдіреді, яғни I ағындағы кез келген күштің II ағындағы ұқсас күшке қатынасы, ол күш масштабы деп аталады және тұрақты болуы керек:

$$\frac{(F_1)_I}{(F_1)_{II}} = \frac{(F_2)_I}{(F_2)_{II}} = \dots = k_F = const.$$

Нақты сұйықтықтар ағындарында әр түрлі күштер әрекет етеді: қысым, үйкеліс, ауырлық және т.б. Осы күштерді ұқсас нүктелерде салыстыру екі ағын үшін біршама күрделі мәселе болып табылады. сондықтан, динамикалық ұқсастықты бағалауды берілген ағында салыстыру күші ретінде қолданылатын күштердің бірімен әр түрлі күштерді салыстыра отырып жүргізеді. Мұндай күш ретінде инерция күшін $F_{ин}$ алады.

Динамикалық ұқсастықты бағалау кезінде қандай да бір нақты күштің $F_{ин}$ -ке қатынасын табады. Егер екі ағын үшін алынған қатынастар бірдей болса, ағындар динамикалық ұқсас болып есептеледі. Мұндай қатынастарды ұқсастық критерийлері (немесе сандары) деп атайды.

Гидромеханикада қолданылатын ұқсастық критерийлері өте көп. Олардың ішіндегі барынша жалпысы Ньютон саны Ne болып табылады. Ол жиынтық белсенді күштің қатынасының инерция күшіне пропорционал:

$$Ne \sim F_{\Sigma} / F_{ин}. \quad (4/1)$$

Алайда, бұл критерий кеңінен қолданылмайды, бірінші кезекте оны есептеу өте күрделі. Практикада ұқсастықтың жеке критерийлерін қолданады. Олар Ньютон критерийі сияқты қағидамен есептеледі, бірақ (4.1) түріндегі формулаға F_{Σ} жиынтық күшті емес, жеке күшті қояды, ол берілген ағында барынша маңызды (басым) орынға ие және ағысты анықтайды.

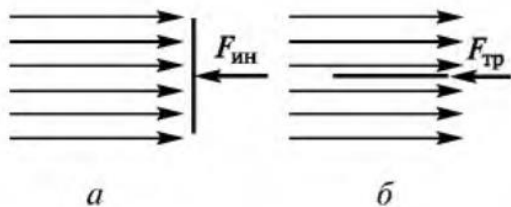
Мұндай күштер ретінде қысым, ауырлық күші және т.б. пайдаланылуы мүмкін. Бірақ, практика көрсеткендей, нақты сұйықтықтың күштік ағындары үшін барынша маңыздысы $F_{тр}$ үйкеліс күші болып табылады. Бұл күштер қолданылатын критерий Рейнольдс Re саны деп аталады. Бұл өлшемсіз параметрді инерция күшінің $F_{ин}$ үйкеліс күшіне $F_{тр}$ қатынасы ретінде анықтау қабылданған:

$$Re \sim F_{ин} / F_{тр}. \quad (4.2)$$

Осылайша, Рейнольдс саны Ньютон санының жекелеген жағдайы болып табылады, бірақ оны есептеген кезде кері қатынасты қолдану қабылданған (4.2).

Қарастырылғаннан екі күштік ағын динамикалық ұқсас деген қорытынды жасауға болады, бұл ретте олардың ұқсас қималарындағы Рейнольдс сандары бірдей болуы тиіс.

Сурет 4.2. Пластины ағынға көлденең (а) және ағын бойымен (б) орналастыру схемасы



Осылайша, жеке ұқсастықтарды талдаудан күштік ағындардың толық гидродинамикалық ұқсастығын қамтамасыз ету үшін төмендегілер қажет екендігі шығады:

геометриялық ұқсастықты орындау;

ұқсас қималарда жылдамдықтардың таралуының бірдей заңдарын қамтамасыз ету;

ұқсас қималарда бірдей Рейнольдс сандарының болуы.

Практика көрсеткендей, күштік ағындардың қималарындағы жылдамдықтардың таралу заңдары Рейнольдс санының мәнімен анықталады. Сондықтан, жоғарыда аталғанның барлығы Рейнольдс заңын қалыптастыруға мүмкіндік береді: екі геометриялық ұқсас күштік ағынның

толық гидродинамикалық ұқсастығын қамтамасыз ету үшін осы ағындардың ұқсас қималарының кез келген жұбы үшін есептелген Рейнольдс санының теңдігі қажет.

Рейнольдс Re критерийі немесе саны машина жасау гидрожүйелері үшін практикалық есептеулердің үлкен мәніне ие.

Рейнольдс санының физикалық мәнін анықтау үшін келесі тәжірибе қолданылуы мүмкін. Сұйықтық ағынына қозғалыс бағытына перпендикуляр түрде шексіз аз қалыңдықты пластинаны саламыз (4.2 а сурет). Осы пластинаға ағынның әсер ететін күшін F_{IH} -ге пропорционал деп есептейміз. Кейін осы пластинаны осы ағынға, бірақ қозғалыс бағытына параллель түрде орнатамыз (4.2 б сурет). Бұл жағдайда пластинаға ағынның әсер ететін күшін F_{TP} -ге пропорционал деп есептейміз. Осы күштерді (4.2) формулаға қойып, Рейнольдс Re санына пропорционал өлшемді аламыз.

Практикалық есептеулерде Re қолдану үшін оны есептеуге арналған формуланы алайық. Ағын қозғалмайтын кедергіге әсер етуі мүмкін F_{IH} инерция күшін сұйықтық тығыздығының ρ , шартты ауданның S және жылдамдық квадратының v^2 туындысына пропорционал екендігін ескеру керек:

$$F_{IH} \sim \rho S v^2 \quad (4.3)$$

Үйкеліс күші жанама кернеулер τ мен шартты кеңістік ауданының S туындысына пропорционал:

$$F_{TP} \sim \tau S.$$

(1.5) және (1.6) ескере отырып,

$$F_{TP} \sim \mu \frac{\Delta v}{\Delta y S} \sim \nu p \frac{v}{1} S, \quad (4.4)$$

мұндағы, l - ағынның көлденең қимасының шартты геометриялық өлшемі.

(4.3) және (4.4) тәуелділіктерін (4.2) формулаға қою арқылы және пропорционалдық таңбасының орнына теңдік таңбасын қойып, математикалық түрлендірулерден кейін Рейнольдс санын есептеу қабылданған формуланы аламыз:

$$Re = \frac{vl}{\nu}.$$

Алынған формуланы дөңгелек құбырлар арқылы қозғалатын сұйықтық ағындары үшін қолданған кезде v жылдамдық ретінде қимадағы орташа жылдамдықты, ал l шартты өлшем ретінде құбырдың ішкі d диаметрін алады. Онда:

$$Re = \frac{vd}{\nu}. \quad (4.5)$$

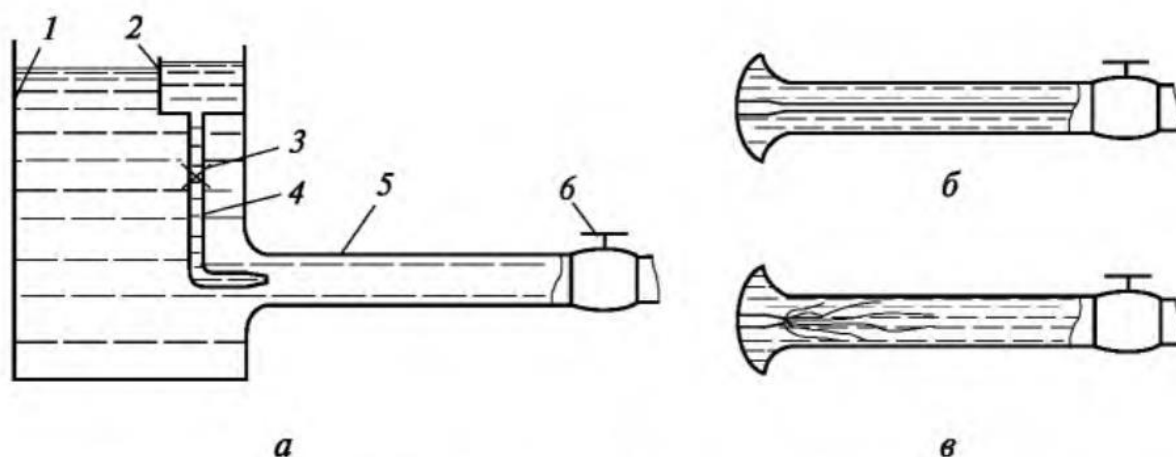
Дөңгелек емес қималы күштік ағындар үшін гидравликалық диаметр D_r ұғымын енгізеді. Ол мән ретінде ағын қимасы S ауданының осы қиманың Π периметріне қатынасын алады, ол төрт есе үлкейтілген, яғни $D_r = 4S/\Pi$. (4.5) формулада геометриялық d диаметрінің орнына гидравликалық D_r диаметр қолданылады, яғни

$$Re = \frac{vD_r}{\nu}. \quad (4.6)$$

Дөңгелек қима үшін геометриялық d диаметрі мен гидравликалық D_r диаметрі сай келетіндігін атап өту керек.

4.2. Сұйықтықтың ағыс режимдері

Нақты сұйықтықтар ағындарын эксперименталдық зерттеу оларда жүретін үдерістер ағыстың сипатына (түріне) тікелей тәуелді екендігін көрсетеді. Гидравликада ағыстың екі қағидаттық түрін ажыратады: ламинар және турбулентті.



Сурет 4.3. Ағыс режимдерін көрсету:

а – орнату; б – ламинарлық ағыс; в – турбуленттік ағыс; 1 – су құйылған резервуар; 2 – қосымша ыдыс; 3, 6 – крандар; 4 – түтікше; 5 – құбыр.

Осы ағыстардың сипатын зерттеу үшін 4.3 а суретте келтірілген қондырғы пайдаланылады. Ол су резервуарынан 1 тұрады, ол арқылы сұйықтық мөлдір материалдан жасалған құбыр 5 арқылы ағып шығады. Құбырдың ұшында сұйықтық шығынын өзгертуге арналған кран 6 орналасқан. Оған қоса, су резервуарында 1 бояу ерітіндісі бар қосымша ыдыс 2 монтаждalған, ол түтікше 4 арқылы құбырдағы 5 су ағынының ортасына қарай әкелінуі мүмкін. Бояу шығыны кранмен 3 реттеледі.

Кран 6 аздап ашық болған кезде құбырда 5 су ағысының төмен жылдамдығы қамтамасыз етіледі. Егер осы жағдайда кран 3 да ашық болса, су ағынында қозғалып тұрған бояу ағыншасын көруге болады (сур. 4.3 б). Ағыстың жылдамдығы аз болған кезде, ол негізгі ағынмен араласпайды. Ол судың көршілес ағыншалары да «өздігінен» қозғалатындығын, және бір бірімен араласпайтындығын білдіреді. Мұндай ағыс режимі *ламинарлық* деп аталады.

Ламинарлық режим кезінде сұйықтық араластырусыз жеке ағыстармен қозғалады, токтың барлық сызықтары ағын арнасының формасымен анықталады, және егер ол тұрақты қималы тік бұрышты болып табылса, ток сызықтары қабырғаларға параллель. Ламинарлық ағында көзге көрінетін құйын түзілістері жоқ, бірақ сұйықтық бөлшектерінің лезде айналу орталықтарының айналасында шексіз кішкентей (нүктелі) құйындар болады.

Егер кранның 6 ашылу дәрежесін біртіндеп ұлғайтса, онда сұйықтықтың ағыс жылдамдығы өсе бастайды және оның қандай да бір мәнінде бояудың ламинарлық ағыншасы құбырда 5 бұзыла бастайды (4.3 сурет, в). Мұндай жылдамдықты *критикалық* деп атау қабылданған ($v_{кр}$). Ағыншаның бұзылуы бояудың құйындалуымен және оның көршілес су қабаттарымен араласуымен сүйемелденеді. Егер сұйықтық шығынын ұлғайтуды жалғастырса, онда ағынша құбырдан 4 шыққан соң бірден бұзылады. Мұндай ағыс режимін *турбулентті* деп атайды.

Ағыстың турбуленттік режимінде сұйықтық ағыншаларының (қабаттарының) қарқынды араласуы жүреді және ірі және кіші құйындар түзіледі. Сұйықтықтың жекелеген бөлшектері хаос түрінде қозғалады, және олардың ешбірі екіншісінің траекториясын қайталамайды. Олар бойлық бағытта да, көлденең бағытта да орын ауыстырады. Сондықтан, турбуленттік ағыс кезінде жылдамдық пен қысым пульстенуші сипатқа ие.

Аталған ағыс режимдерінің әрбіреуі үшін өзінің ерекшеліктері мен заңдары (көбінесе айрықша) тән. Сондықтан, есептік жолмен әрбір нақты жағдайдағы ағыс режимін анықтай білу керек.

Ағыс режимінің критерийі ретінде Рейнольдс Re саны пайдаланылады. Эксперимент нәтижелері дөңгелек құбырлардағы ламинарлық режимнің бұзылуы $Re = 2300$ тең болған кезде басталатындығын көрсетеді. Re мәнін Рейнольдстың критикалық саны деп атау қабылданған. Осылайша, $Re < 2300$ кезінде тұрақты ламинарлық ағыс болады.

Ламинарлық ағыс бұзылғаннан кейін тұрақты турбуленттік ағыс болмайтындығын естен шығармаған жөн. Тұрақты (дамыған) турбуленттік ағыс $Re < 4000$ болған кезде орнығады. Рейнольдс санының 2000-4000 аралығындағы диапазонын кейде өтпелі облыс деп атайды, ол кезде не тұрақты ламинарлық, не дамыған турбуленттік ағыс болуы мүмкін емес.

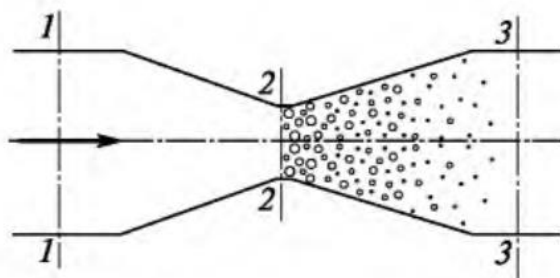
Сондай-ақ сұйықтықтың құбырлардағы ағыс режимдеріне әсер ететін жанама факторлардың бар екендігін атап өту керек. Оларға ең алдымен құбырлар дірілін, жергілікті гидравликалық кедергілерді, шығын пульсациясын және т.б. жатқызуға болады. Олардың барлығы сұйықтық ағысының турбуленттік режимін түзуге септігін тигізеді.

Қорытынды ретінде практикада ламинарлық ағыстар тұтқыр сұйықтық ағындарында, әсіресе аздаған өтпе қималары бар құбырларда (арналарда) жиірек кездесетіндігін атап өту керек. Ол Рейнольдс санын есептеуге арналған (4.5) формуланы талдаудан шығады, себебі Re тұтқырлық артып, диаметр кішірейген сайын төмендейді. Мұндай ағындар минералды және синтетикалық майларды қолданатын көптеген машина жасаушы гидрожүйелерге тән.

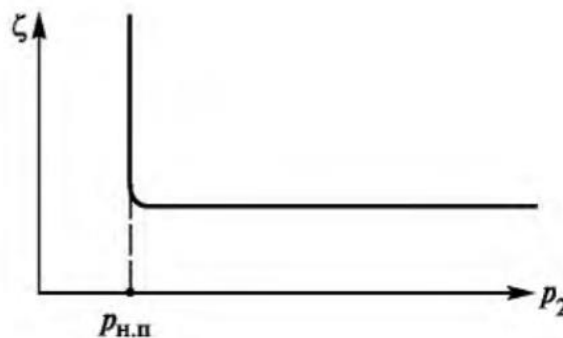
Турбуленттік ағыстар тұтқырлығы аз сұйықтықтардың ағындарында және өту қималары жоғары құбырларда кездеседі. Оларға гидравликалық жүйелердегі су немесе су негізді сұйықтықтарды, бензин, керосин, сондай-ақ әр түрлі газдарды айдауға арналған ағындар жатады.

4.3. Кавитацияланған тамшы сұйықтығының ағысы

Жоғарыда сұйықтық ағыстарының ламинарлық және турбуленттік режимдері қарастырылды, олар гидравликалық жүйелерде қалыпты пайдаланылған кезде болады. Бірақ, тамшылы сұйықтықтың агрегаттық күйі өзгеруі көрініс беретін ағыстар бар – олардың бөлігі газ тәріздес күйге өтеді. Ол көптеген жағдайларда ортаның тегістілігінің бұзылуына алып келеді, және, осының салдарынан, гидравликалық жүйелердің қалыпты жұмысында ақаулар пайда болады.



Сурет 4.4. Жергілікті кедергідегі кавитация схемасы



Сурет 4.5. Кавитация кезінде ζ жергілікті кедергі коэффициентінің өзгерісі

Мұндай проблемалар жергілікті гидравликалық кедергілер мен гидромашиналарда туындауы мүмкін.

Сұйықтықтың құбыр арқылы жергілікті ығысумен қозғалуын қарастырайық (4.4 сурет). Тар қимада 2-2 сұйықтық жылдамдығы v_2 жоғары болады және Бернулли теңдеуіне сәйкес (3.5 қосымша тарауды қараңыз), - p_2 қысым төмендейді. p_1 қысымның артуы 1-1 бастапқы қимада шығынның артуына алып келеді, ол v_2 жылдамдығының одан әрі артуын туындатады және p_2 қысым одан бетер төмендейді. Осы ретте соңғы өлшем $p_{н.п}$ қаныққан булар қысымының мәніне дейін жете алады.

Бұл жағдайда 2-2 қимада тамшылы сұйықтықтың газ тәріздес күйге қарқынды өтуі басталады, яғни бу-газды көпіршіктердің көп мөлшері түзіледі. Мұндай құбылысты тұрмыста қайнау, ал гидромеханикада *кавитация* деп атау қабылданған. Ол ағынның тегістілігінің бұзылуына және «ауа қақпақтарының» туындауына алып келеді.

Көпіршіктердегі булар мен газдардың келесі конденсациясы одан бетер залал келтіруі мүмкін. Осы құбылысты қарастырайық.

2-2 тар қимасында түзілген булар мен газдардың көпіршіктері сұйықтықпен бірге қозғалады (4.4 суреттің оң жағы) және барынша жоғары қысым аймағына өтеді. Қысымның артуы 2-2 қимадан 3-3 қимаға дейінгі телімде жүреді. Барынша жоғары қысым аймағында бу конденсацияланады, яғни сұйық агрегаттық күйге өтеді, ал газдар сұйықтықта ериді. Конденсациялаушы көпіршік қуысы (бос кеңістік) сұйықтықпен өте жоғары жылдамдықта толығады – көпіршіктер «жұмылады». Бұл үдеріс жергілікті гидросоққылармен сүйемелденеді, яғни жекелеген нүктелерде қысым бұлқи түседі. Мұндай нүктелік бұлқулар қабырғаларда микросызаттар мен саңылаулардың туындауына алып келеді, ол олардың кавитациялық бұзылуға, одан кейін – барлық гидравликалық құрылғының істен шығуына алып келуі мүмкін.

Кавитация кезінде жергілікті кедергілер коэффициенті ζ күрт артатындығын атап өту керек. 4.5 суретте ζ -ның түтікшеге арналған 2-2 тар қимадағы қысымға тәуелділігі көрсетілген, ол 4.4 суретте бейнеленген. Графика талдауы көрсеткендей, бұл кедергі коэффициентінің мәні p_2 қысым өзгерісінің кең ауқымында тұрақты болып қалады, ал $p_2 = p_{н.п}$ болған кезде, яғни кавитация кезінде, күрт артады. Ол келесімен түсіндіріледі: кавитация кезінде 2-2 қимада кез келген уақыт сәтінде көпіршіктердің бірнеше саны болады, сондықтан ағынның нақты өту қимасы кішірейеді.

Кавитацияны сүйемелдейтін теріс құбылыстарға байланысты оның туындауына көптеген гидрожүйелерде жол берілмейді.

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ КЕДЕРГІЛЕРДЕ СУ КҮШІН ЖОҒАЛТУ

5.1. Гидравликалық кедергілер туралы жалпы мәліметтер

Гидравликалық жүйелердің барлық элементтері сұйықтық қозғалысына әр түрлі кедергі келтіреді. Ол энергетикалық жоғалтуларға алып келеді, оларды гидравликада толық күш жоғалтулары ретінде жиі бағалайды, яғни сұйықтықтың толық меншікті энергиясын жоғалтуы болып табылады. Мұндай жоғалтуларды гидравликалық жоғалтулар деп атау қабылданған.

3.4 тарауда аталғандай, барлық гидравликалық жоғалтулар екі топқа бөлінеді: ұзындық бойынша үйкеліс жоғалтулары және жергілікті жоғалтулар. Осы жерде оларды есептеуге арналған негізгі математикалық тәуелділіктер келтірілген: Дарси формуласы (3.16) – құбыр ұзындығы бойынша үйкеліс жоғалтуларын анықтау үшін және Вейсбах формуласы (3.15) – жергілікті гидравликалық кедергілердегі жоғалтулар үшін. Бірақ ең алдымен практикалық есептеулер үшін осы тәуелділіктерді пайдалануды талдауға өтпестен бұрын, жоғалтулардың нақты сұйықтық ағындарының параметрлеріне әсерін және осы жоғалтуларды зерттеу кезінде қолданылатын әдістерді қарастырайық.

Жалпы жағдайда ағын теліміндегі гидравликалық жоғалтуларды есептеуге арналған формуланы 1-1 және 2-2 таңдалған қималарының арасында нақты сұйықтыққа арналған Бернулли теңдеуінен (3.14) алуға болады:

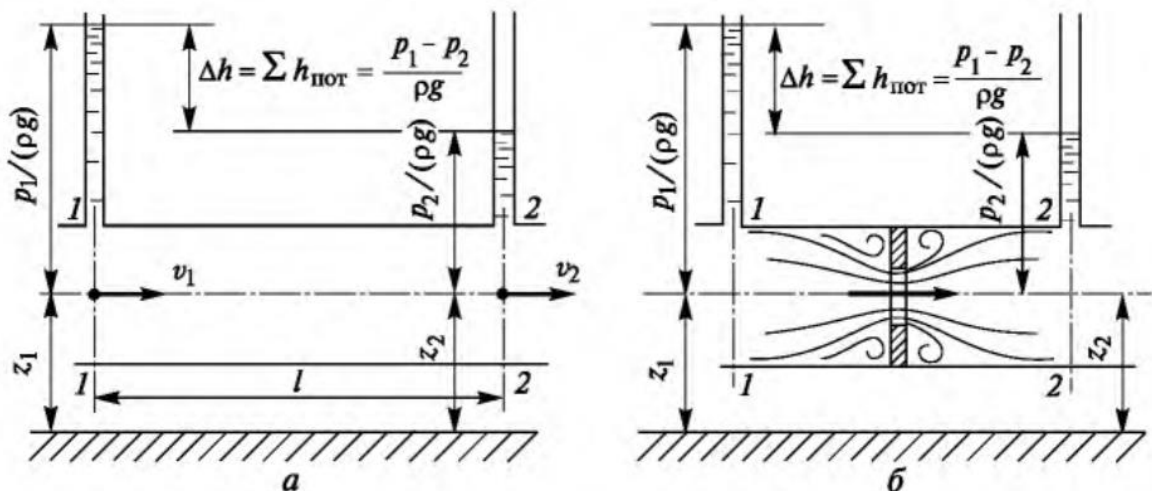
$$\sum h_{\text{пот}} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right). \quad (5.1)$$

5.1 өрнекте квадрат жақшалармен қарастырылып отырған ағынның бастапқы және соңғы қималарындағы толық меншікті энергия (толық күштер) көрсетілген.

Гидравликалық жоғалтулар сұйықтық ағынын сипаттайтын параметрлердің өзгеруіне алып келеді. Жоғалтулардың ағын параметрлеріне әсерін талдау үшін формуланы (5.1) бір типті қосындыларды топтастыру арқылы түрлендірген ыңғайлы:

$$\sum h_{\text{пот}} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{1}{2g} (\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2).$$

Ағыстың кейбір жағдайларына арналған алынған тәуелділікті қарастырайық.



Сурет 5.1. Ұзындық бойынша үйкеліс (а) және жергілікті кедергідегі (б) гидравликалық жоғалтулар

Ең жиі кездесетін ағындардың бірі тұрақты диаметрі бар тікбұрышты көлденең құбыр жүйесіндегі сұйықтық ағысы болып табылады (сурет 5.1 а). Бұл жағдайда 1-1 және 2-2 қималарының бірдей ауданынан v_1 және v_2 (3.3) формулаға сәйкес тең, және, α_1 және α_2 коэффициенттері де тең. $z_1 = z_2$ болғандықтан, күш жоғалтулары:

$$\sum h_{\text{пот}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (5.2)$$

қысымның p_1 -ден p_2 -ге дейін өзгеруі түрінде көрінеді, яғни, қысымның құлауы: $\Delta p = p_1 - p_2$. 1-1 және 2-2 қималарда пьезометрлерді орнату арқылы (5.1 а суретті қараңыз), өлшеуіш $p_1/(\rho g)$ және $p_2/(\rho g)$ күштері $\sum h_{\text{пот}}$ өлшеміне ие, оны пьезометр деңгейлерінің көрсеткіштерінің Δh айырымы түрінде табуға болады.

Қарастырылған мысалдан гидравликалық жоғалтулар қысымның төмендеуіне алып келетіндігі шығады. Олар кинематикалық қатынастармен – шығын теңдеуімен (3.3.) анықталатын сұйықтық жылдамдықтарының өзгерісіне алып келе алмайды.

Ағын параметрлеріне жергілікті кедергілердегі жоғалтулар осыған ұқсас әсерлерін тигізеді. Мұндай кедергілерге, тұрақты қималы құбыр желісіне орнатылған жылжитқышты жатқызуға болады (5.1 б сурет).

Гидравликалық кедергілердегі күш жоғалтуларын зерттеу кезінде 1.1 тарауда аталған екі зерттеу әдісі де кең қолданылады. Осылайша, дөңгелек құбырлардағы ламинарлық ағысты қарастыру кезінде есептік тәуелділіктерді теориялық жолмен алуға болады. Көптеген жергілікті кедергілердегі жоғалтулар коэффициенттерін анықтауды жиі эксперименталдық әдістермен өткізеді.

Осылайша, кедергілері әр түрлі гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде теориялық жолмен де, эксперименталдық жолмен де алынған тәуелділіктер қолданылады.

5.2. Дөңгелек құбырлар арқылы ламинарлық ағыс кезінде су күшін жоғалту

4.2 тарауда айтылғандай, ламинарлық ағыс дегеніміз сұйықтық араластырылмайтын ағыншалы ағыс болып табылады. Осы ретте сұйықтықта оның тұтқырлығынан туындаған үйкеліс пайда болады. Ламинарлық ағыс теориясы Ньютонның үйкеліс заңына негізделеді (1.3.2. қосымша тарауда қарастырылған (1.5) формуланы қараңыз).

Сұйықтық құбыр арқылы қозғалған кезде қабырғаға жақын орналасқан ағынша үйкеліс әсерінен нөлдік жылдамдыққа ие болады (5.2 а сурет). Сұйықтықтың келесі ағыншасы біршама тезірек қозғалады. Ал сұйықтық ағынның ортасында ең үлкен жылдамдыққа жетеді. Ламинарлық ағыс кезінде жылдамдықтардың таралу заңы квадратты сипатқа ие, яғни жылдамдықтардың таралу эпюрасы (А сызығы) квадратты парабола болып табылады және математикалық тәуелділікпен сипатталады:

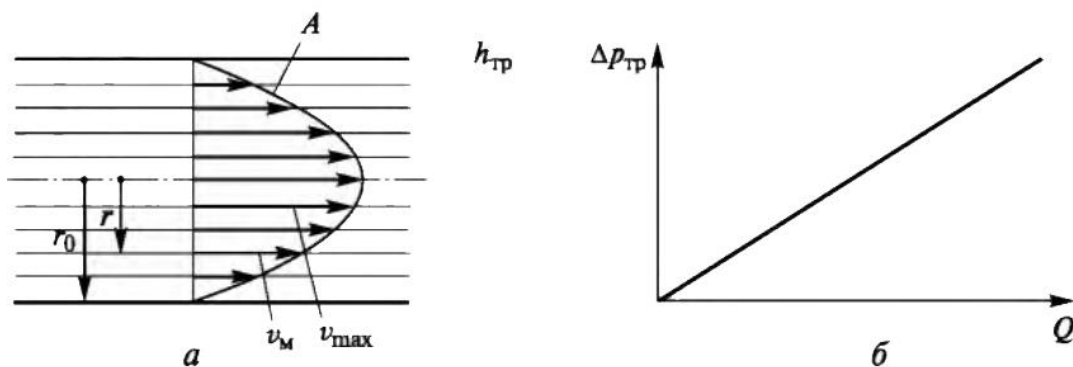
$$v_m = 2v_{\text{cp}} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right), \quad (5.3)$$

мұндағы, r_0 және r – сәйкесінше құбырдың радиусы және жергілікті жылдамдық v_m анықталатын еркін радиус.

(5.3) тәуелділік $r=0$ кезінде максималды (v_{max}) және орташа v_{cp} жылдамдықтардың арасындағы байланысты орнатуға мүмкіндік береді:

$$v_{\text{max}} = 2v_{\text{cp}}.$$

Аталған тараудың шегінде әрі қарай тек жергілікті жылдамдықтар қарастырылады, олардың «орт» индекстерін алып тастаймыз.



Сурет 5.2. Ламинарлық ағыс схемасы:

а – жылдамдықтардың таралу эпюрасы; б – жоғалтулардың шығынға тәуелділігі

Оған қоса, (5.3) тәуелділігін (3.12) формуласына қойып, Кориолис коэффициентін α анықтау үшін математикалық түрлендірулерден кейін ламинарлық ағыс режимі үшін оның сандық мәнін анықтауға болады: $\alpha_n = 2$.

Осылайша, ламинарлық ағыс кезінде Рейнольдс санына тәуелсіз түрде жылдамдықтардың таралу заңы квадраттық сипатқа ие және дөңгелек құбыр үшін (5.3) формуласымен анықталады, ал осы таралуды Бернулли теңдеуінде ескеретін Кориолис коэффициенті α екіге тең ($\alpha_n = 2$).

Дөңгелек құбырлардағы ламинарлық ағысты зерттеу кезіндегі маңызды мәселе гидравликалық жоғалтуларды анықтау болып табылады. 3.4 тарауда Дарси формуласы (3.16) келтірілген болатын, ол орташа v жылдамдықта d диаметрлі және ұзындығы l құбырдағы $h_{тр}$ үйкеліске күш жоғалтуларын бағалайды, ол құбырларда кез келген ағыстар кезінде қолданылады. Алайда, осы формулаға кіретін λ ұзындығы бойынша үйкеліс күшінің жоғалтулар коэффициенті (Дарси коэффициенті) әр түрлі жағдайлар үшін әр түрлі математикалық тәуелділіктермен анықталады. Оны есептеуге арналған барынша қарапайым тәуелділік ламинарлық ағыс режимінде орын алады:

$$\lambda_n = 64 / \text{Re}. \quad (5.4)$$

(5.4) формуладан ламинарлық ағыс режимі кезінде Дарси коэффициенті Рейнольдс критерийімен (санымен) анықталатындығы көрінеді.

(5.4) формула сондай-ақ теориялық түрде орныққан ламинарлық ағыс кезінде таңдалған сұйықтық көлемінің тепе-теңдік шартынан да шыға алады.

Ламинарлық ағысты қарастыру кезінде үйкеліс күші жоғалтуларының сұйықтық шығынына тәуелділігін анықтау керек, ол ламинарлық ағындары бар гидравликалық жүйелердің жұмысын зерттеу кезінде өте маңызды. Ол үшін Дарси формуласына (3.16) (5.4) тәуелділікті қоямыз:

$$h_{тр} = \frac{64}{\text{Re}} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

(4.5) формуланы ескере отырып, келесіні аламыз:

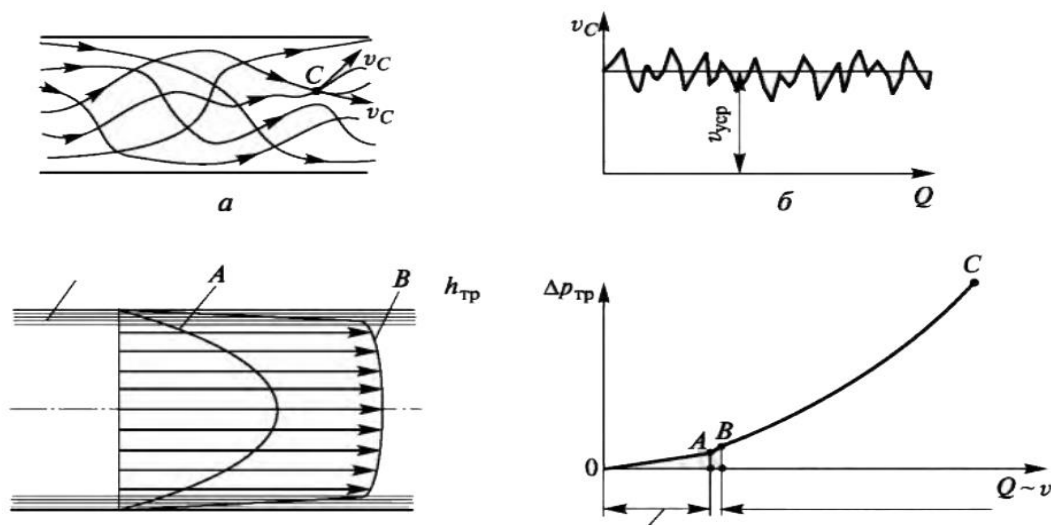
$$h_{тр} = \frac{64v}{vd} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{32vlv}{gd^2}$$

Соңғы математикалық өрнекке (3.2) формуладан табылатын v орташа жылдамдық пен Q шығынын байланыстыратын тәуелділікті қою керек, яғни

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Сонда, алгебралық түрлендірулерден кейін ламинарлық ағыс кезіндегі құбыр желісіндегі Q шығынға $h_{тр}$ үйкеліс күшінің гидравликалық жоғалтуларына математикалық тәуелділігін аламыз:

$$h_{\text{тр}} = \frac{128\nu l}{\pi g d^4} Q. \quad (5.5)$$



Сур. 5.3. Турбуленттік ағыс:

а – ток сызықтары; б – жылдамдық өзгерісі; в – жылдамдықтардың таралу эпюрасы; г – жоғалтулардың шығынға тәуелділігі

Соңғы тәуелділік Пуазейль формуласы деген атауға ие және машина жасау гидрожүйелерінде кеңінен қолданылады. Ол сондай-ақ Δp қысым жоғалтуларын анықтау үшін де пайдаланылуы мүмкін. Мұндай формуланы күш жоғалтулары және қысым жоғалтуларының арасында пайдалану арқылы, яғни (5.2) тәуелділігімен аламыз:

$$\Delta p = \frac{128\nu l p}{\pi g d^4} Q. \quad (5.6)$$

Пуазейль формуласы ламинарлық ағыс кезіндегі гидравликалық жоғалтулар шығынға пропорционал екендігін көрсетеді, яғни бірінші кезекте шығынға тәуелді. Бұл тәуелділіктің графигі тік сызық болып табылады (5.2 б сурет). Сондықтан мұндай жоғалтуларды сызықтық деп атау керек.

5.2 б суреттегі сызық иілімі құбыр желісінің геометриялық параметрлеріне (l және d), сондай-ақ жұмыстық сұйықтың қасиеттеріне тәуелді болатындығын ескеру қажет. Оның иіліміне кинематикалық тұтқырлықтың ν әсер ететіндігі ерекше маңызды, ол сұйықтың температурасына тәуелді (1.4 суретті қараңыз). Сондықтан 5.2 б суреттегі сызық иілімі де осы температураға тәуелді болады. Осылайша, су күшінің гидравликалық жоғалтуларының ламинарлық ағыс кезінде шығынға тәуелділігі сұйықтың температурасына әсер етеді. Соңғы жағдай гидравликалық жүйелердің эксплуатациялық сипаттамаларына теріс әсер етуі мүмкін, олар қоршаған орта температурасы өзгерген кезде қатты ауытқиды.

5.3. Құбырлар арқылы турбуленттік ағыс кезінде су күшін жоғалту

Турбуленттік ағыс ағыншалар мен сұйықтың қабаттарының қарқынды араласуымен сипатталады, ол кезде ірі және ұсақ көптеген құйындар түзіледі. Сұйықтың жекелеген бөлшектері хаосты түрде қозғалады және олардың ешбірі екіншісінің траекториясын қайталамайды.

Турбуленттік ағыс режимінде ток сызықтары да хаостық сипатқа ие (5.3 сурет а). 5.3 а суретте бір нүкте арқылы (мысалы, C нүктесі) екі ток сызығы өтетіндігі көрінеді, сәйкесінше, әр түрлі уақытта бұл нүктеде әр түрлі жылдамдықтар болған. Егер арнайы аспаптың көмегімен осы нүктедегі уақыт аралығындағы өзгерістерді жазатын болса, онда тербелетін тәуелділікті көреміз

(5.3 б сурет). Практика көрсеткендей, турбуленттік ағыс кезінде тербелуші сипатқа қысым мен басқа параметрлер де ие болады, яғни турбуленттік ағын кезінде физикалық параметрлер айнымалы, сәйкесінше, турбуленттік ағыс орнықтаған ағыс болып табылады.

Алайда, 5.3 б суреттегі тәуелділік талдауынан ν_C жылдамдық тербелісі қандай да бір орташаланған жылдамдық мәнінің $\nu_{\text{уср}}$ аясында өтетіндігі көрінеді. Дәл осылай турбуленттік ағынның басқа да тербелетін параметрлерін орташалауға болады. Сондықтан, әрі қарай турбуленттік ағысты шартты түрде орныққан деп есептейміз, ал тербелетін параметрлердің орнына олардың орташаланған мәндерін қолданамыз.

5.2 тарауда көрсетілгендей, ламинарлық ағыс кезінде жылдамдықтардың таралу эпюрасы ағын қимасы бойынша параболалық сипатқа ие (5.3 в суреттегі А сызығы). Турбуленттік ағыс кезінде ағыншалардың араласуы және сұйықтық бөлшектерінің көршілес қабаттар арасындағы алмасуы себебінен ағынның орталық бөлігінде жылдамдықтардың теңесуі жүреді (5.3 в суреттегі В сызығы), ал қабырғада, керісінше, жылдамдықтар лезде өзгереді, ол ламинарлық ағысқа қарағанда біршама елеулі. Жалпы жағдайда турбуленттік ағыс кезіндегі жылдамдықтардың таралу эпюрасы тік төртбұрышқа (немесе трапецияға) ұқсас, ол идеалдық сұйықтыққа тән (3.2 а суретті қараңыз).

Ағын қимасы бойынша жылдамдықтардың әрқелкі таралуын ескеретін Кориолис α_t коэффициенті турбуленттік режимде 2-ден біршама төмендеп, 1-ге жақындайды. Турбуленттік ағыстар үшін практикалық мәселелерді шешу кезінде $\alpha_t = 1$ деп қабылдайды.

Турбуленттік ағыс режимі кезінде су күшінің гидравликалық жоғалтуларын бағалау үшін Дарси формуласы (3.16) қолданылады. Алайда, λ жоғалтулар коэффициенті (әрі қарай - λ_t), турбуленттік ағындарда өтетін біршама қиын үдерістермен анықталады, ал оның мәні тек Рейнольдс санына (ламинарлық ағындардағы сияқты) ғана емес, сонымен бірге құбыр қабырғаларының бұлдырлығына тәуелді болады.

Турбуленттік ағыстардың үдерістерін қарастыру кезінде құбырларда ерекше назар сұйықтық ағыншаларына аударылуы тиіс, себебі олар қабырғаларға тікелей жанаса қозғалады. Жылдамдықтардың таралу эпюрасында көрінетін (5.3 в суреттегі В сызығы) талдау бойынша, қабырғалар маңында олардың мәндері үлкен емес. Сондықтан қабырға бойында төмен жылдамдықты ерекше қабат түзіледі, оны тұтқыр қосалқы қабат деп атау қабылданған.

Турбуленттік ағыс кезінде кедергі заңдарын қарастыру үшін құбырларда Re өзгеріс диапазонын (4000 және одан жоғары) үш ерекше салаға бөлген дұрыс.

Бірінші ерекше салада, сұйықтық ағысының жылдамдықтары салыстырмалы түрде аз болған кезде (Рейнольдс саны да аз), тұтқыр қосалқы қабат қабырғаның бұлдырлығын толығымен жасырады, сондықтан бұлдырлық қозғалыс кедергісіне практикалық әсер етпейді. Бұл сала гидравликалық тегіс құбырлар саласы деген атау алады.

Сұйықтық қозғалысының жылдамдықтары артқан кезде (Re саны да артады) тұтқыр қосалқы қабаттың қалыңдығы жұқара бастайды және екінші ерекше салада ол арқылы бұлдыр қабырғаның бұлдыршақтары өтеді, сондықтан бұлдырлық сұйықтық қозғалысының кедергісіне әсер ете бастайды.

Үшінші ерекше салада сұйықтық ағысының жоғары жылдамдықтары кезінде (Re мәні де жоғары) ағын кедергісіне анықтаушы әсерді қабырғалардың бұлдырлығы береді.

Белгіленген ерекше салаларды бөлетін шекаралар айқын көрінетін сипатқа ие еместігін және тек Рейнольдс санына ғана емес, сондай-ақ қабырғалардың бұлдырлық дәрежесіне де тәуелді екендігін атап өту қажет.

Турбуленттік ағыс кезінде құбырларда өтетін үрдістерді талдағаннан кейін, барлық аталған құбылыстарды есептік тәуелділіктерде ескерудің күрделілігі айқын болады. Шынында, турбуленттік ағыстар үшін қазіргі уақытта жеткілікті қатаң және нақты теория жоқ. Сондықтан, олардың есептеу негізінде Дарси формуласы жатыр және әр түрлі эксперименталдық мәліметтер бар, олар үйкеліске су күшінің жоғалтулар коэффициентінің λ_t мәнін анықтауға мүмкіндік береді.

Осы эксперименталдық мәліметтер әр түрлі анықтамалықтарда кестелер, графиктер және эмпирикалық формулалар түрінде беріледі.

λ_t есептеуге арналған ең қарапайым эмпирикалық формулалардың бірі А.Д.Альтшул ұсынған формула болып табылады:

$$\lambda_t = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}}}, \quad (5.7)$$

мұндағы, Δ - бұлдырлық бұлдырларының эквиваленттік (шартты) биіктігі.

Альтшул формуласы әмбебап болып табылады және турбуленттік ағыстың үш ерекше саласының кез келгеніне қолданылуы мүмкін. Бірақ гидравликалық тегіс құбырлар саласы үшін Блазиус формуласын қолданған дұрыс:

$$\lambda_t = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (5.8)$$

Коэффициент λ_t мәнін анықтау тәсілдерін сипаттағаннан кейін, турбуленттік ағыс кезінде су күші жоғалтуларының шығынға тәуелділігін қарастыру керек.

Алдында аталғандай, ламинарлық ағыс кезінде күшті жоғалту шығынға пропорционал түрде артады. Бұл тәуелділік 5.3 г суретте көрсетілген (0А тік сызығы). Өтпелі салада (5.3 г суреттегі АВ) ағыстың ламинарлықтан турбуленттіге өтуі жүреді және кедергінің әлдебір секірісі байқалады. Әрі қарай турбуленттік ағыс кезінде жоғалтулардың барынша күрт $h_{тр}$ артуы байқалады, олардың шығынға тәуелділік дәрежесі квадратқа жақындай түседі.

Осылайша, турбуленттік ағыстың барлық диапазонында гидравликалық күш жоғалтуларының шығынға тәуелділік қисығы квадратты парабола немесе оған жақын болады.

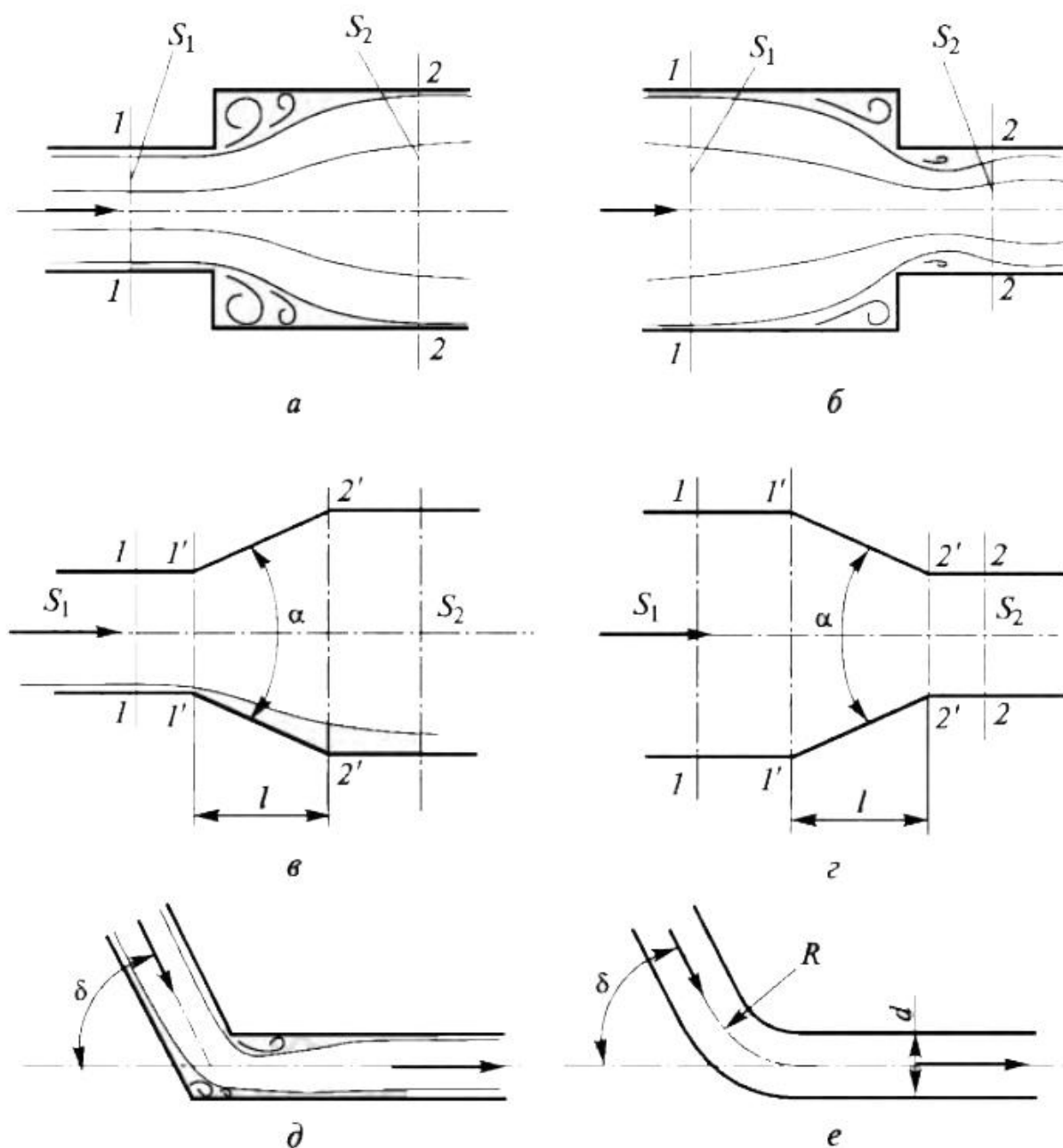
5.4. Жергілікті гидравликалық кедергілер

Жергілікті кедергілерге құбырлардың қысқа телімдерін жатқызады (арналар), оларда көлемі мен бағыты бойынша сұйықтық қозғалысының жылдамдықтарының өзгеруі жүреді. Қарапайым жергілікті кедергілерді шартты түрде ағын қимасындағы өзгерістерден (кенею, сығылу) туындаған кедергілер және сұйықтық қозғалысы бағытының өзгеруімен байланысты кедергілер деп бөлуге болады. Бірақ жергілікті кедергілердің көпшілігі аталған жағдайлардың комбинациясы болып табылады, себебі ағынның бұрылысы оның қимасының өзгеруіне алып келуі мүмкін, ал ағынның кеңеюі (сығылуы) – сұйықтықтың тік сызықты қозғалысынан ауытқуға алып келеді (5.1 б суретті қараңыз). Оған қоса, әр түрлі гидравликалық арматура (крандар, вентильдер, клапандар және т.б.) қарапайым жергілікті кедергілердің комбинациясы болып табылады. Жергілікті кедергілерге сондай-ақ сұйықтық ағындарын бөлумен және біріктірумен байланысты құбыр желілерінің телімдерін жатқызады.

Жергілікті гидравликалық кедергілер турбуленттік сұйықтық ағыстары бар гидрожүйелердің жұмысына елеулі әсер ететіндігін естен шығармау керек. Ламинарлық ағындары бар гидрожүйелерде көптеген жағдайларда бұл күштік жоғалтулар құбырлардағы үйкеліс жоғалтуларымен салыстырғанда кішірек. Берілген тараудың аясында турбуленттік ағыс режимі кезіндегі жергілікті гидравликалық кедергілер қарастырылады.

Жергілікті кедергілердің сантүрлілігіне қарамастан, олардың көпшілігінде қозғалыс жылдамдықтарының өзгерісі құйындардың туындауына алып келеді, олар өз айналымы үшін сұйықтық ағынының энергиясын қолданады (5.1 б суреттен қараңыз). Осылайша, көптеген жергілікті кедергілерде күштің гидравликалық жоғалтуларының негізгі себебі құйын түзілісі болып табылады. Практика көрсеткендей, бұл жоғалтулар сұйықтық жылдамдығының квадратына пропорционал, және оларды анықтау үшін Вейсбах формуласы пайдаланылады (3.15).

Алайда, турбуленттік сұйықтық ағындары бар машина жасау гидрожүйелерінде ішінде ламинарлық ағыстар бар жергілікті кедергілер кездесуі мүмкін. Мұндай кедергілердегі жоғалтулар бірінші дәрежедегі жылдамдыққа (және шығынға) пропорционал, яғни сызықтық сипатқа ие. Олар 5.5 тарауда қарастырылады.



5.4. сурет. Жергілікті кедергілер:

а – кенет кеңеюлер; б – кенет сығылулар; в – біртіндеп кеңеюлер; г – біртіндеп сығылулар; д – дөңгеленбейтін құбыр бұрылысы; е – дөңгеленетін құбыр бұрылысы

Вейсбах формуласы бойынша күш жоғалтуларын есептеу кезінде ζ жергілікті кедергінің өлшемсіз коэффициентін анықтау өте қиын болып табылады. Жергілікті гидравликалық кедергілерде жүретін үрдістердің күрделілігінен теория жүзінде ζ мәнін табу тек жекелеген жағдайларда мүмкін болады, сондықтан бұл коэффициент мәндерінің көпшілігі эксперименталдық зерттеулердің нәтижесінде анықталады. Турбуленттік ағыс режиміндегі барынша кең таралған жергілікті кедергілерге арналған ζ коэффициентін анықтау тәсілдерін қарастырайық.

Ағынды кенеттен кеңейту үшін (5.4 а сурет), ζ_p коэффициентіне арналған теориялық түрде алынған формула бар, ол кеңеюге дейінгі аудан (S_1) мен одан кейінгі ауданның (S_2) қатынасымен тікелей анықталады:

$$\zeta_p = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2. \quad (5.9)$$

Сұйықтық құбырдан бакқа ағатын, яғни ағынның құбырдағы қимасының ауданы (S_1) бактағы осындай ауданнан (S_2) біршама кіші болған кездегі жекелеген жағдайды атап өту керек. Сонда (5.9) формуладан $\zeta_p = 1$ екендігі шығады.

Ағынды кенеттен сығу үшін (5.4 б сурет), теория жүзінде ұқсас формула алу мүмкін емес. Сондықтан, кенеттен сығылу кезіндегі күштің жоғалу коэффициентін ζ_c анықтау үшін И.Е.Идельчик ұсынған эмпирикалық формула пайдаланылады, ол да кеңеюге дейінгі аудан (S_1) мен одан кейінгі ауданның (S_2) қатынасын ескереді:

$$\zeta_c = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right). \quad (5.10)$$

Ағынды кенеттен сығу үшін де сұйықтық құбыр бойымен бактан шығатын жекелеген жағдайды атап өту қажет, яғни құбырдағы ағын қимасының ауданы S_2 бактағы осындай ауданнан S_1 біршама кіші болады. Сонда, (5.10) формуладан $\zeta_c = 0,5$ екендігі шығады.

Гидравликалық жүйелерде ағынның біртіндеп кеңеюі (5.4 в сурет) және ағынның біртіндеп сығылуы (5.4 г сурет) өте жиі кездеседі. Кеңейетін арнаны гидравликада диффузор, ал сығылатынды – конфузор деп атау қабылданған. Егер конфузор 1'-1' және 2'-2' қималарында біртіндеп өту арқылы орындалса, оны сопло деп атайтындығын атап өту керек. Бұл жергілікті гидравликалық кедергілер жеткілікті үлкен ұзындықтарға l болуы мүмкін (әсіресе α кіші бұрыштары кезінде). Сондықтан, ағын геометриясының өзгеруінен туындаған құйын түзілісі әсерінен жоғалтулардан басқа, бұл жергілікті кедергілерде ұзындық бойынша үйкеліс жоғалтулары да ескеріледі.

Біртіндеп кеңею $\zeta_{п.р}$ және біртіндеп сығылу $\zeta_{п.с}$ коэффициенттерінің мәндерін (5.9) және (5.10) формулаларына түзету коэффициенттерін енгізу арқылы табады: $\zeta_{п.р} = k_p \zeta_p$ және $\zeta_{п.с} = k_c \zeta_c$.

k_p және k_c түзету коэффициенттері бірліктен кіші сандық мәндерге ие, олар α бұрышына, сондай-ақ қималар мен 1'-1' және 2'-2' өтулерінің үйлесімділігіне тәуелді болады. Олардың мәндері анықтамалықтарда келтірілген.

Барынша кең таралған жергілікті кедергілерге ағындардың бұрылыстары да жатады. Олар құбырдың кенет бұрылысымен (5.4 д сурет) және біртіндеп бұрылысымен (5.4 е сурет) көрініс табуы мүмкін.

Құбырдың кенеттен бұрылысы (немесе бүкпесі) елеулі құйын түзілістерін туындатады (5.4 д суретті қараңыз) және сондықтан күштің біршама жоғалуына алып келеді. Бүкпе кедергісінің коэффициенті ζ_k бірінші кезекте бұрылыс бұрышымен δ анықталады және анықтамалықтан таңдалуы мүмкін.

Құбырдың біртіндеп бұрылуы (немесе тармақ) құйын түзілісін біршама төмендетеді, сәйкесінше, күш те азаяды. Берілген кедергіге арналған $\zeta_{от}$ коэффициенті δ бұрылыс бұрышына ғана емес, сондай-ақ салыстырмалы бұрыш радиусына R/d да тәуелді болады (5.4 е суретті қараңыз). $\zeta_{от}$ коэффициентін анықтау үшін әр түрлі эмпирикалық тәуелділіктер бар, олар анықтамалықтарда келтірілген.

Гидравликалық жүйелерде кездесетін басқа жергілікті кедергілердің жоғалту коэффициенттері де анықтамалық бойынша айқындалады.

Бір құбырға орнатылған екі не одан көп гидравликалық кедергілер егер олардың арасындағы қашықтық $40d$ (d – құбыр диаметрі) болса, өзара әсер етуі мүмкін.

5.5. Рейнольдстың үлкен және кіші сандары кезіндегі жергілікті кедергілер. Барабар ұзындық әдісі

Алдыңғы тарауда жергілікті гидравликалық кедергілер қарастырылған болатын, олардың күштік жоғалтулары жылдамдық немесе шығын квадратына пропорционал болады. Жоғалтулар тәуелділігінің квадраттық сипаты – ең көп таралғандығын, бірақ жергілікті кедергі үшін жекелеген жағдай екендігін ескерген дұрыс.

Машина жасау гидрожүйелерінде ішінде ламинарлық ағыстары бар жергілікті кедергілер кездеседі. Мұндай кедергілердегі күштік жоғалтулар жылдамдыққа (немесе шығынға) бірінші дәрежеде пропорционал келеді, яғни сызықтық сипатқа ие. Оған қоса, сұйықтықтың ламинарлық ағысы кезінде құбырлардағы жергілікті кедергілердің коэффициенттері әрдайым тұрақты болып тұрмайды. Көрсетілген кедергілер жоғалтуларының квадратталған тәуелділіктері бар кедергілерге қарағанда біршама сирек кездеседі, және белгілі бір мәні болмайды, бірақ жекелеген гидрожүйелерді есептеу кезінде оларды ескеру қажет.



Сур. 5.5. Жиклер схемасы

Мысал ретінде жиклерді қарастырамыз (сур. 5.5.), оның арнасында ламинарлық ағыс жүреді. Жиклердегі күштік жоғалтулар арнадағы үйкеліс жоғалтуларынан және осы арнадан шығу кезіндегі ағынның кенеттен кеңеюінен жинақталады. Бұл ретте көрсетілген жоғалтулардың бірінші түрі бірінші дәрежедегі жылдамдыққа (себебі арнада ламинарлық ағыс), ал екіншісі – жылдамдық квадратына (құйын түзу жоғалтуларына) пропорционал болады.

Егер жоғалтулардың екі түрін де назарға алатын болсақ, жиклер кедергісінің коэффициентіне арналған формула келесі түрге ие болады:

$$\zeta = \frac{A}{Re} + B. \quad (5.11)$$

Бұл кез келген жергілікті кедергінің коэффициентіне арналған жалпы өрнек болып табылады. Бірінші қосынды (5.11) сызықтық жоғалтуларды, екіншісі – квадраттық жоғалтуларды ескереді. Бірінші және екінші қосындының арасындағы қатынас әрбір нақты кедергінің геометриялық өлшемдеріне тәуелді болады.

(5.11) тәуелділікті пайдалану гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде ауқымды күрделенулерге алып келеді. Алайда практика көрсеткендей, жергілікті кедергілердің көп бөлігінде жоғалтулардың бір түрі екіншісінен біршама артық болады, сондықтан нақты есептеулерді жүргізу кезінде (5.11) формула қосындыларының бірін түсіріп тастайды.

Егер квадратталған жоғалтулар сызықтықтан асып түссе, онда (5.11)-де бірінші қосындыны алып тастайды және сонда $\zeta = B = const$ тең болады. Мұндай кедергілер 5.4 тарауда егжей-тегжейлі қарастырылған.

Егер квадратталған жоғалтулар сызықтық жоғалтулардан біршама аз болса, онда екінші қосындыны алып тастайды және сонда $\zeta = A/Re = var$ тең болады.

Алайда мұндай тәуелділікті практика жүзінде пайдалану әрдайым оңтайлы емес. Сондықтан кедергісінің сызықтық заңы бар жергілікті кедергілер үшін (немесе сызықтыққа жуық заңмен) эквиваленттік ұзындық әдісін жиі қолданады. Бұл әдістің мәні жергілікті кедергі үшін эквиваленттік ұзындық және шартты диаметр (немесе қиманың шартты ауданы) берілетіндігіне негізделеді. Бұл ретте олардың мәндері шартты түрде құбыр желісіндегі күштік жоғалтулар берілген гидравликалық кедергілердегі жоғалтуларға тең болатындай етіп таңдалады. Онда осы жергілікті кедергідегі жоғалтуларды анықтауды құбыр желісіне арналған есептік тәуелділіктер бойынша жүргізеді.

Мұндай кедергілерге көптеген сүзгілер, сондай-ақ сызықтық дроссельдер (13.2 тарауда қарастырылады) және кейбір жиклерлер жатады.

Т а р а у 6

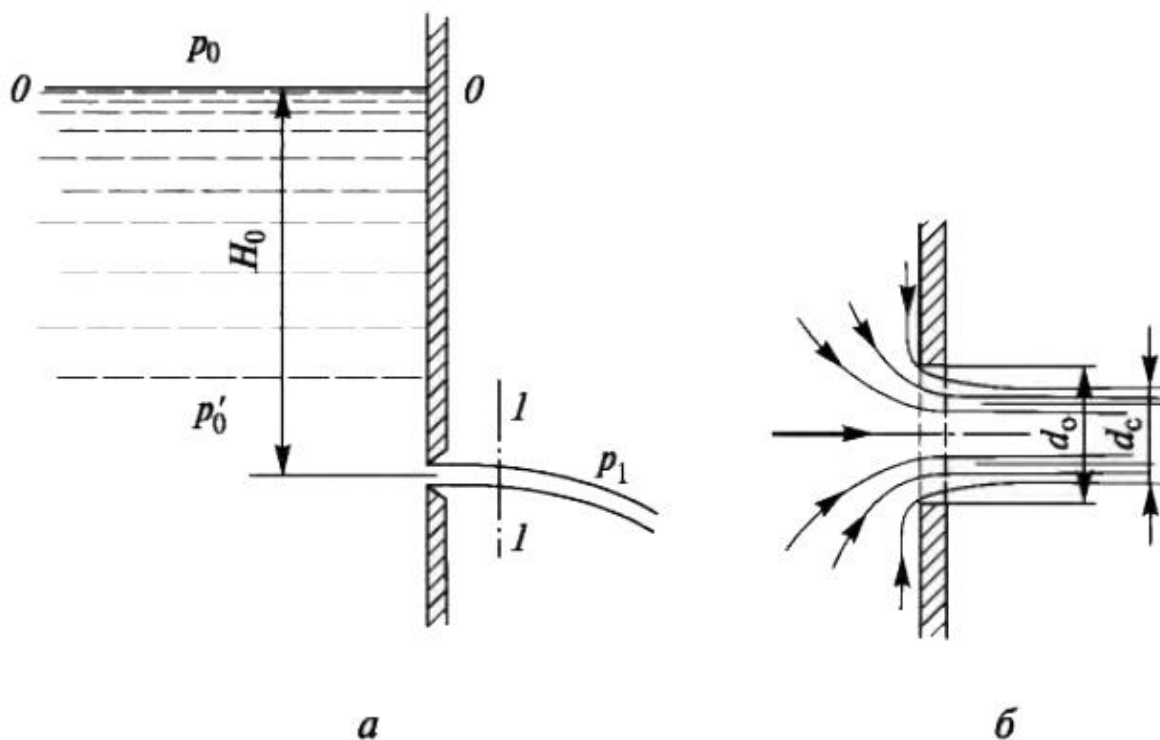
СҰЙЫҚТЫҚТЫҢ АҒЫП ШЫҒУЫ

6.1. Жұқа қабырғадағы саңылау арқылы ағып шығу

Сұйықтықтың бак қабырғасындағы H_0 тереңдікте орналасқан диаметрі d_0 саңылау арқылы кейбір артық p_1 қысымы бар газды ортаға ағып шығуын қарастырайық (сурет 6.1 а). Бұл ретте, егер саңылау бак өлшемі және H_0 тереңдігіне қарағанда кішірек болса, онда бактың басқа қабырғалары мен сұйықтықтың еркін беті сұйықтықтың саңылауға ағып келуіне әсер етпейді.

Бұл жағдайда ағып шығу сипаты 6.1 б суретте көрсетілген. Сұйықтық бөлшектері саңылауға әр түрлі траекториялар бойынша қозғала отырып, оған жақын орналасқан көлемнен жақындайды. Олардың кейбірі саңылауға түскен кезде өз қозғалысының бағытын 90° -қа өзгертуі керек. Себебі әрбір бөлшектің массасы бар, ол өз қозғалысының бағытын лезде өзгерте алмайды. Оның салдары ағып шығу кезінде сұйықтық ағыншасының сығылуы болып табылады. Ағыншаның сығылу үрдісі

саңылаудың бір диаметріне теңдеу қашықтықта толығымен аяқталады, және одан кейін ағынша көлденең қимасының диаметрі d_c болатын цилиндр формаға ие болады. Егер саңылау сыртқы жағынан жүзі алынып тасталған қалың қабырғада орын алса, онда ағып шығу шарттары дәл осындай болады.



Сурет 6.1. Сұйықтықтың жұқа қабырғадағы саңылау арқылы гарды ортаға ағып шығу (а) және ағыншаның қалыптасу (б) схемасы.

Ағыншаның сығылу дәрежесі *сығылу коэффициентімен* ε бағаланады, ол ағыншаның көлденең қимасы ауданының саңылау ауданына тең болады:

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0} = \left(\frac{d_c}{d_0} \right)^2. \quad (6.1)$$

Қарастырылып отырған саңылау арқылы сұйықтықтың Q шығынын анықтайық. Ол үшін екі қимаға арналған Бернулли теңдеуін жазамыз (6.1 а сурет): 0-0 қима және 1-1 қима. 0-0 қима – бактағы сұйықтықтың ашық кеңістігі, сәйкесінше, ондағы қысым p_0 , ал сұйықтық жылдамдығын нөлге тең деп санауға болады. Ағыншаның 1-1 қимасы ағынша цилиндр форманы қабылдаған бөлігінде таңдалуы тиіс; онда осы қимадағы қысым қоршаған ортаның p_1 қысымына тең болады. Егер салыстыру жазықтығы ретінде саңылау осі арқылы өтетін көлденең жазықтықты алатын болсақ, онда келесі шығады:

$$H_0 + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \alpha \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g},$$

мұндағы, α - Кориолис коэффициенті, ол ағыншаның 1-1 қимасы бойынша жылдамдықтың әркелкі таралуын ескереді; v - 1-1 қимадағы сұйықтықтың орташа жылдамдығы; ζ - сұйықтық бөлшектерінің саңылаудың кіріс ернеуіне тежелуін ескеретін саңылау кедергісінің коэффициенті.

Теңдеудің оң жақ бөлігіндегі бірінші қосындыны сол жақ бөлігіне ауыстырып, оны

$$H_p = H_0 + \frac{p_0 - p_1}{\rho g}$$

есептік күш ретінде белгілейміз, онда

$$H_p = (\alpha + \zeta) \frac{v^2}{2g};$$

осыдан сұйықтықтың ағып шығуының орташа жылдамдығы

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} \sqrt{2gH_p} = \varphi \sqrt{2gH_p} \quad (6.2)$$

мұндағы, φ - өлшемсіз мөлшер, ол *жылдамдық коэффициенті* деген атқа ие және ол төмендегі формуламен анықталады:

$$\varphi = \frac{v}{\sqrt{2gH_p}} = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}. \quad (6.3)$$

Идеалдық сұйықтық ағып кеткен жағдайда ($\alpha = 1$ и $\zeta = 0$), (6.3) формуладан $\varphi = 1$ шығады, яғни идеалдық сұйықтықтың ағып шығу жылдамдығы

$$v_{и} = \sqrt{2gH_p}. \quad (6.4)$$

Осылайша, (6.3) және (6.4) формулаларды салыстыру негізінде φ жылдамдық коэффициентінің физикалық мәнін қалыптастыруға болады. Бұл нақты сұйықтықтың орташа ағып шығу жылдамдығының осы жағдайдағы идеалдық сұйықтықтың ағып шығу жылдамдығының қатынасына тең өлшем болып табылады. Нақты сұйықтық ағып шыққан кезде φ коэффициентінің бірліктен аз екендігі анық.

Ағып шығу кезінде Q шығынын нақты сұйықтықтың орташа ағып шығу жылдамдығының және ағыншаның тірі қимасының нақты ауданының туындысы ретінде анықтаймыз. (6.1) және (6.3) формулаларды қолданып, келесіні аламыз:

$$Q = S_c v = \varepsilon S_o \varphi \sqrt{2gH_p}$$

Екі өлшемсіз ε және φ коэффициенттерінің туындысын *шығын коэффициенті* деп атау қабылданған және ол былай белгіленеді:

$$\mu = \varepsilon \varphi \quad (6.5)$$

Онда,

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH_p}. \quad (6.6)$$

(6.6) формуладан келесі шығады:

$$\mu = \frac{Q}{S_o \sqrt{2gH_p}} = \frac{Q}{S_o v_{и}} = \frac{Q}{Q_{и}}.$$

Осылайша, μ шығын коэффициентінің физикалық мәні оның сұйықтықтың ағып шығуы кезіндегі Q нақты шығынның ағыншаның сығылуы мен ағып шығу кедергісі болмаған кезде туындайтын $Q_{и}$ шығынының қатынасына тең болуы болып табылады.

Идеалдық сұйықтың ағып шығуы кезінде $Q_{и}$ шығын болып табылмайтындығына назар аудару керек, себебі идеалдық сұйықтың нақты сұйықтықтан тұтқырлығының болмауымен ерекшеленеді. Идеалдық сұйықтың ағып шығуы кезіндегі сұйықтық бөлшектерінің инерциялық қасиеттерімен байланысты ағыншаның сығылу әсері үйкеліс болмаған жағдайда өте көп дәрежеде көрінеді.

Практика жүзінде (6.6) формула біршама сирек пайдаланылады, себебі әсіресе жабық гидрожүйелерде H_p есептік күшті анықтау кезінде қиындықтар туындайды. Сондықтан келесі түрлендірулерді жүргіземіз. Бак ішінде саңылау осінің деңгейінде одан аздап алшақ жерде (сұйықтық жылдамдығы нөлге тең болатындай орында) p'_0 қысымды белгілейміз (6.1 а суретті қараңыз), сонда саңылау арқылы сұйықтың ағып шығуы орындалатын қысымның Δp құлауы келесі түрде жазылады:

$$\Delta p = p'_0 - p_1 = (p_0 - \rho g H_0) - p_1 = \rho g H_p.$$

Осы формуладан H_p күшін өрнектеп, және оны (6.6) формулаға қою арқылы, төмендегіні аламыз:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}. \quad (6.7)$$

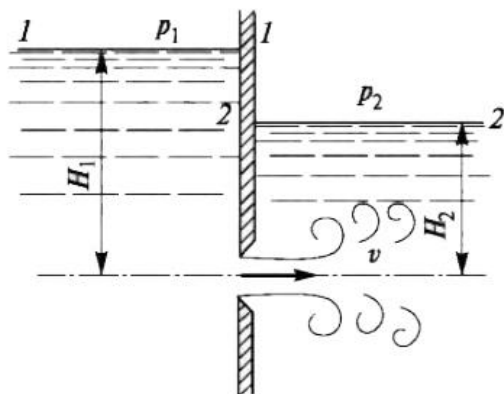
(6.7) формуласының көмегімен негізгі мәселе – ағып шығу кезіндегі сұйықтық шығыны анықталады. Ол машина жасау гидрожүйелерінде элементтерді есептеу кезінде кең қолданылады.

Осылайша, біз үш коэффициентті енгіздік - ε, φ және μ , олар сұйықтың ағып шығу үрдісін сипаттайды. Олардың барлығы Рейнольдс Re санының функциялары болып табылады. Алайда ағып шығуы Re барынша жоғары мәндерінде жүретін тұтқырлығы аз сұйықтықтар үшін (бензин, су және т.б.) бұл коэффициенттер үнемі тұрақты: $\varepsilon = 0,64; \varphi = 0,97; \mu = 0,62$. Квадратты кедергі саласында дөңгелек саңылаулар арқылы минералдық майлар ағып шыққан кезде $\mu = 0,62$ қабылдауға болады.

6.2. Деңгейден ағып шығу

Сұйықтық жабық арналар арқылы аққан кезде, сұйықтың газды ортаға емес, дәл осы сұйықтықпен толтырылған кеңістікке ағып шығуын көруге болады (6.2 сурет). Мұндай ағып шығуды деңгейден ағып шығу немесе батырылған саңылау арқылы ағып шығу деп атайды.

Мұнда, алдыңғы жағдайдағы сияқты, Q шығынын анықтау кезінде Бернулли теңдеуін құрастыру керек. Оны 1-1 және 2-2 қималары үшін жазамыз, онда сұйықтың қозғалыс жылдамдықтары нөлге тең деп қабылданады:



$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = H_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{пот},$$

мұндағы, $\sum h_{пот}$ - сұйықтың 1-1 және 2-2 қималарының арасында қозғалған кездегі күш жоғалтулары.

Күш жоғалтуларын анықтау кезінде бұл жағдайда олардың екі құрамадан шығатындығын ескеру керек:

$$\sum h_{пот} = h_o + h_{в.р.},$$

Сур. 6.2. Жұқа қабырғадағы саңылау арқылы сұйықтың деңгейден ағып шығу схемасы

мұндағы, h_0 - саңылаудың кіріс ернеуіне сұйықтықтың бөлшектері тежелген кездегі күш жоғалтулары; $h_{в.р}$ - сұйықтық саңылаудан өткеннен кейін бактағы кенеттен кеңеюге күштерді жоғалту.

h_0 жоғалтулары саңылау арқылы газды ортаға ағып шыққан кездегі жоғалтуларға тең:

$$h_0 = \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Деңгейден ағып шығу кезінде сұйықтықтың бөлшектері саңылаудан өту кезінде алған ағыншаның барлық энергиясы тыныштықтағы сұйықтыққа түскен кезде құйын түзілісіне жоғалатындығын ескеру керек. Сондықтан, $h_{в.р}$ жоғалтулары сан түрінде тиісті жылдамдық күшіне тең, ол Кориолис коэффициентін α ескере отырып, ағыншадағы сұйықтықтың орташа жылдамдығы бойынша есептелген:

$$h_{в.р} = \alpha \frac{v^2}{2g}.$$

Осылайша, күштің жиынтық жоғалтулары

$$\sum h_{\text{пот}} = \zeta \frac{v^2}{2g} + \alpha \frac{v^2}{2g}.$$

Алынған өрнекті Бернулли теңдеуіне қойып, келесіні аламыз:

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = H_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \zeta \frac{v^2}{2g} + \alpha \frac{v^2}{2g}.$$

Егер, бұл теңдеуде есептік күш ретінде $H_p = H_1 - H_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ өрнегін алатын болсақ, онда түрлендірулерден кейін ағыншаның сығылған қимасындағы сұйықтықтың орташа жылдамдығын анықтайтын формуланы алуға болады:

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} \sqrt{2gH_p},$$

ол (6.2) формуламен ұқсас. Бұл, ағып шығу кезіндегі Q шығынды анықтайтын формуланы алу үшін қажетті түрлендірулерді өткізіп, (6.6) және (6.7) формуланы алуға болатындығын білдіреді.

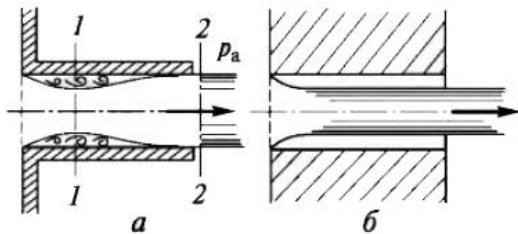
Осылайша, газды ортаға ағып шығу сияқты, деңгейден ағып шығу кезінде Q шығынды анықтайтын есептік формулалар бірдей түрге ие. Оған қоса, практика көрсеткендей, осы формулаларда қолданылатын ε, φ және μ коэффициенттері ағып шығудың екі жағдайында да Рейнольдстың тиісті сандарының теңдігінде бірдей мәндерге ие болады.

6.3. Саптамалар арқылы ағып шығу

Алынған (6.6) және (6.7) формулаларын талдау S_0 және H_p өзгермеген кезде саңылау арқылы ағып шығу кезінде Q шығынының артуы μ шығын коэффициенті артқан кезде мүмкін болады деген қорытынды жасауға болады. Бұл мәселенің шешілуіне әр түрлі конструкциялы саптамалар әсер етеді. Саптамалардың келесі түрлері бар: цилиндрлік (сыртқы және ішкі), конустық (қосылатын және ажырайтын), коноидальды және біріктірілген.

Сыртқы цилиндрлік қаптама дегеніміз кіріс ернеуі өңделмейтін қалың қабырғадағы қысқа түтіше немесе бұрғылам (6.3 сурет). Оның ұзындығы $l=(3..5)d$, мұндағы d – саңылау диаметрі.

Практикада газды ортаға ағып шығу кезінде цилиндрлік қаптамалар арқылы сұйықтықтың екі ағып шығу режимін көруге болады: үзіліссіз (6.3 а суретті қараңыз) және қабырғалардан ағынмен үзілу (6.3 б суретті қараңыз).



Сур. 6.3. Сыртқы цилиндрлік саптама арқылы сұйықтықтың ағып шығу схемасы:

а – ағып шығудың үзіліссіз режимі; б – ағынның қабырғадан үзілуі арқылы.

Ағып шығудың үзіліссіз режимі қаптама ішінде сұйықтық ағыны алдымен әлдебір минималды көлденең қимаға дейін сығылатындығымен сипатталады. Оның ауданын ε ағыншасының сығылу коэффициенті арқылы анықтаймыз. Оны сұйықтық жұқа қабырғадағы саңылау арқылы ағып шыққан кезде алуға болады (6.1 тарауды қараңыз), кейін ол саптамадағы саңылау өлшеміне дейін кеңейеді. Ақырында қаптамадан ағып шығудың осындай режимінде оның шыға берісінде ағынша сығылмайды ($\varepsilon=1$) және ағынша қимасының ауданы саптамадағы өту қимасының ауданына тең болады. Сондықтан осы жағдайда Q шығынын (6.7) формула бойынша анықтау кезінде шығын коэффициенті $\mu = \varphi$ болады.

Бұл жағдай үшін саптама ішінде сұйықтықтың турбуленттік ағыс режимі кезінде ($\alpha=1$) және жоғалтулар коэффициенті $\zeta = 0,5$ болған кезде (күш жоғалтулары кенеттен сығылу кезіндегі жоғалтулар сияқты анықталады), шығын коэффициенті

$$\mu = \varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,5}} \approx 0,82.$$

Алынған жылдамдық φ және шығын μ коэффициенттерін осы коэффициенттердің сұйықтық жұқа қабырғадағы саңылау арқылы ағып шыққан кездегі мәндерімен ($\varphi=0,97, \mu=0,62$) салыстырсақ, цилиндрлік саптама арқылы үзіліссіз ағып шығу кезінде Q шығыны осындай саңылау арқылы жұқа қабырғадан ағып шығуға қарағанда көбірек болатындығын көрсетеді. Ағындағы саптамадан шыға берістегі сұйықтықтың ν орташа жылдамдығы осы кезде азырақ болады. Жылдамдықтың төмендеуі жұқа қабырғадағы кіру ернеуінде туындайтын жоғалтулармен салыстырғанда саптамадағы күштің үлкен жоғалтуларымен туындаған.

Осы ретте Q шығынының артуы саптамадан шыға берісте ағынша сығылуының болмауы салдарынан туындайды. Оған қоса, үзіліссіз ағу кезінде саптама кіреберісінде ағын сығылады, ол Бернулли заңына сәйкес, сұйықтық қозғалысының жылдамдығы артатындығын көрсетеді, ал осы жердегі қысым ағып өту жүретін жердегі қысыммен салыстырғанда кішірейеді. Осы ретте, ағынның сығылу дәрежесі, сәйкесінше, тар қимадағы қысымның төмендеу дәрежесі де есептік күшке H_p қарағанда көбірек. Оған қоса, саңылаудың кірме ернеуінде қысымның үлкен құлауы байқалады, ол H_p бірдей болған кезде сұйықтықтың жұқа қабырғадағы саңылау арқылы өтуінен төмен. Осының нәтижесінде бактан саптамаға сұйықтықтың қосымша келуі және Q шығынның артуы қамтамасыз етіледі.

Саптама кіреберісінде ағынның сығылуымен, сондай-ақ H_p есептік күштен сығылу дәрежесінің тәуелділігімен саптама арқылы ағып шығу режимінің күрт өзгеруі байланысты. Ол белгілі бір критикалық есептік күш $H_{кр}$ кезінде орындалады, ол судың атмосфераға ағуы кезінде 14 м су бағанын құрайды. Сырттай бұл ағып шығу режимінің ауысуы сұйықтық ағыны саптама қабырғаларына үзіліп, сұйықтық оларға тиместен атмосфераға ағатындай көрінеді. Ағып шығудың бұл режимі ағынның саптама қабырғаларынан үзілуі арқылы ағып шығу деген атау алды (6.3 б суретті қараңыз).

Ағын қабырғалардан үзілгенге дейінгі ағып шығуда ағынның тар қимасындағы қысым қаныққан булардың қысымына жуықтайды. Жоғарыда аталғандай (4.3 тарау), ағында мұндай қысым кезінде кавитацияның туындауын күту қажет. Алайда ағыстың кавитациялық режимі газды ортаға ағып шығу кезінде қалыптасып үлгере алмайды. Туындайтын кавитацияның бастапқы кезеңі газды ортаның саптама ішіне енуіне септігін тигізеді. Осы сәттен бастап, сұйықтық ағыншасы сығылудан кейін саптама қабырғаларымен әрекеттесуін тоқтатады және ендігі кеңейместен, саптама ішінде оның қабырғаларына жанаспастан қозғала бастайды. Ағып шығу жұқа қабырғаның саңылау арқылы ағып шығуға ұқсай бастайды (6.1 тарау), ε , φ және μ коэффициенттері де бірдей болады. Осылайша, ағып шығу режимі ауысқан кезде шығынның ағын қимасы ауданының біршама қысқаруы есебінен 20%-ға жуық төмендеуі байқалады.

Ағын қабырғалардан үзілгеннен кейін, H_p ағыс күшін төмендете бастаса, онда үзілісті ағып шығу режимі ағыс күшінің ең кіші мәндеріне дейін сақталады, ол үшін саптаманың ішкі беті өздігінен ылғалдануы тиіс. Бұл цилиндрлік саптама арқылы ағып шығу режимі $H_p < H_{кр}$ кезінде де мүмкін екендігін білдіреді. Сәйкесінше, $H_p < H_{кр}$ кезінде ағып шығудың екі режимі де мүмкін.

Егер сұйықтық цилиндрлік саптама арқылы деңгейден ағып шықса, онда ағын қабырғалардан ажырамайды. Саптама ішіндегі ағынның тар қимасындағы қысым сұйықтықтың қаныққан булар қысымына жуықтай бастаған сәттен бастап, саптамаға кіре берісте кавитация басталады және онымен байланысқан саптама кедергісі артады.

Осылай, жұқа қабырғадағы саңылау орнына сыртқы цилиндрлік саптаманы қолдану жүзеге асады. Ол есептік күш пен саңылаудың көлденең өлшемдерінің дәл осындай мәндерімен үзіліссіз ағып шығу режимінде саптама арқылы шығынның артуын қамтамасыз етеді.

Алайда сыртқы цилиндрлік саптаманың кемшіліктері де бар:

үзіліссіз ағып шығу режимінде – үлкен кедергі және шығынның жеткіліксіз жоғары коэффициенті;

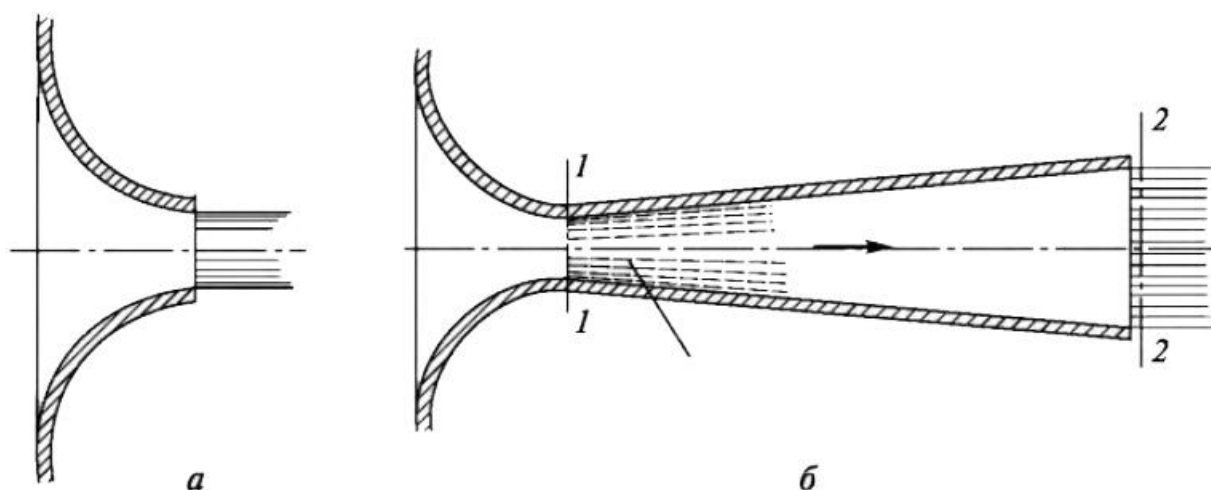
үзілісті ағып шығу режимінде – шығынның төмен коэффициенті;

$H_p < H_{кр}$ кезінде газды ортаға ағып шығу режимінің қосарлануы;

деңгей астымен ағып шығу кезінде кавитацияның туындау мүмкіндігі.

Мұны цилиндрлік саптаманы жиклер, дроссель немесе форсунка ретінде пайдалану кезінде ескеру қажет. Сыртқы цилиндрлік саптамалардың сырт бейнесін саптаманың кіреберіс ернеуін дөңгелету арқылы жақсартуға болады. Жиклерлер үшін саңылауға кіре берісте конустылық бұрышы 60° құрайтындай етіп жүзін алып тастау ұсынылады.

Саптаманың кіре беріс ернеуінің дөңгелену радиусы үлкен болған сайын, оның кедергі коэффициенті төмен және шығын коэффициенті жоғары бола түседі. Қысықтық радиусының шегінде, қабырғаның бірдей қалыңдығында, цилиндрлік саптама коноидалды саптамаға немесе соплоға жақындай түседі.



6.4 сурет. Жақсартылған саптама үлгілері:
а – коноидальды саптама немесе сопло; б – диффузорлық саптама

Конoidalдық саптама (сопло) (6.4 сурет а) табиғи сығылатын ағынша формасы бойынша белгіленеді, сондықтан саптама шыға берісіндегі сұйықтық ағыны үзіліссіз, параллель-ағыншалы және кавитацияның туындауына тұрақты болады. Бұл саптама үшін ағыншаның сығылу коэффициенті $\varepsilon = 1$, ал $\mu = \varphi = 0,96...0,99$.

Диффузорлық саптама (6.4 б сурет) сопло мен диффузор жинағы болып табылады. Шыға берісте диффузорды оңтайлы бұрышпен орнату керек. Ол саңылаудың өту қимасы (1-1 қима) мен есептік күшті өзгертпестен сұйықтық шығынын сопло арқылы өткен кездегі шығынмен салыстырғанда 2,5 есе арттыруға мүмкіндік береді. Диффузорлық саптаманың кемшілігі оның 1-1 тар қимада кавитацияның туындатуы мүмкін екендігінде болып табылады.

6.4. Сұйықтықтың гидравликалық құрылғылардағы өту қималары арқылы ағып шығуы

Гидравликалық құрылғыларда бөлшектердің өзара орналасуымен құрастырылған өту қималары арқылы Q шығынды анықтау кезінде, μ шығын коэффициентін бағалаумен қатар, саңылаудың өту қимасының S ауданын бөлшектердің бірінің екіншісіне қатысты x ауытқу функциясында анықтау керек. Негізінен, x өлшемі өту қимасының ашықтық дәрежесін анықтайды.

Есептеулер үшін келесі формуланы қолдану ұсынылады:

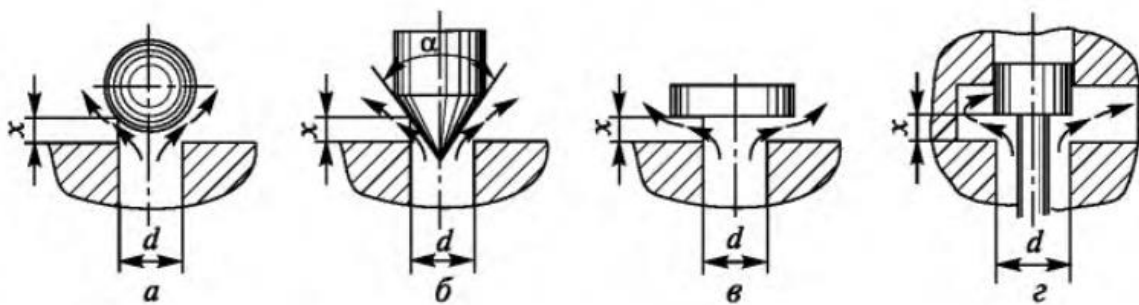
$$Q = \mu S(x) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

мұндағы, $S(x)$ - өту қимасының есептік ауданы, ол жабушы бөлшектің x ауытқу мәні бойынша анықталады: $\Delta p = p_1 - p_2$ - өту қимасындағы қысымның құлауы.

К е с т е 6.1

Ағып шығуларды сипаттайтын негізгі өлшемдер

Саңылауды жабатын бөлшек түрі	μ шығын коэффициенті	Өту қимасының ауданы $S(x)$ есептеу формуласы
Шар	0,6 ... 0,62	$\pi d x \sin 45^\circ$
Конус	0,8 ... 0,85	$\pi d x \sin \alpha$
Жазықтық ($x < d/4$)	0,8 ... 0,85	$\pi d x$
Плунжер	0,71 ... 0,79	$\pi d x$



Сурет 6.5. Саңылауды жабатын бөлшекке байланысты сұйықтықтың ағып шығуының есептік схемалары:

а – шар; б – конус; в – жазықтық; г - плунжер

6.1 кестеде және 6.5 суретте шығынды анықтау мәселелерін шешу кезінде ең көп кездесетін жағдайларды талдау нәтижесінде алынған есептік схемалардың негізгі нұсқалары келтірілген. Негізінен, олар диаметрі d дөңгелек өту қимасын жабатын бөлшектің формасымен, және саңылау мен жабушы бөлшектің көлденең өлшемдерінің қатынасымен өзгешеленеді. Олардың әрқайсысы үшін квадраттық кедергі саласында μ шығын коэффициентінің ұсынылатын мәндері және тиісті өту қимасының ауданын $S(x)$ бағалауға мүмкіндік беретін формула беріледі.

Т а р а у 7

ҚҰБЫР ЖЕЛІЛЕРІНІҢ ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЕСЕБІ

7.1. Қарапайым құбыр желілерінің есебі

Құбыр желісін гидравликалық есептеу кезінде оның *тұтыну күшін* $H_{\text{потр}}$ жиі анықтайды – ол құбыр желісінің бастапқы қимасында пьезометрлік биіктікке сан түрінде тең өлшем. Егер тұтыну күші берілсе, оны *жарамды күш* $H_{\text{расп}}$ деп атау қабылданған. Бұл жағдайда гидравликалық есептеу кезінде сұйықтықтың құбыр желісіндегі Q шығыны мен оның d диаметрі анықталады. Құбыр желісі диаметрінің мәні МЕМСТ 16516-80 сәйкес, белгіленген қатардан таңдалады.

Таралымдары жоқ құбыр желісі *қарапайым* деп аталады.

Кеңістікте еркін орналасқан тұрақты өту қимасы бар қарапайым құбыр желісінде (7.1 а сурет) жалпы l ұзындығы мен d диаметрі болсын, және бірқатар жергілікті кедергілері I және II болсын.

Бастапқы 1-1 және соңғы 2-2 осы құбыр желісінің қималары үшін Бернулли теңдеуін жазайық, ол кезде осы қималардағы Кориолис коэффициенттері бірдей деп есептейік ($\alpha_1 = \alpha_2$). Жылдамдық күштерін қысқартқаннан кейін

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}},$$

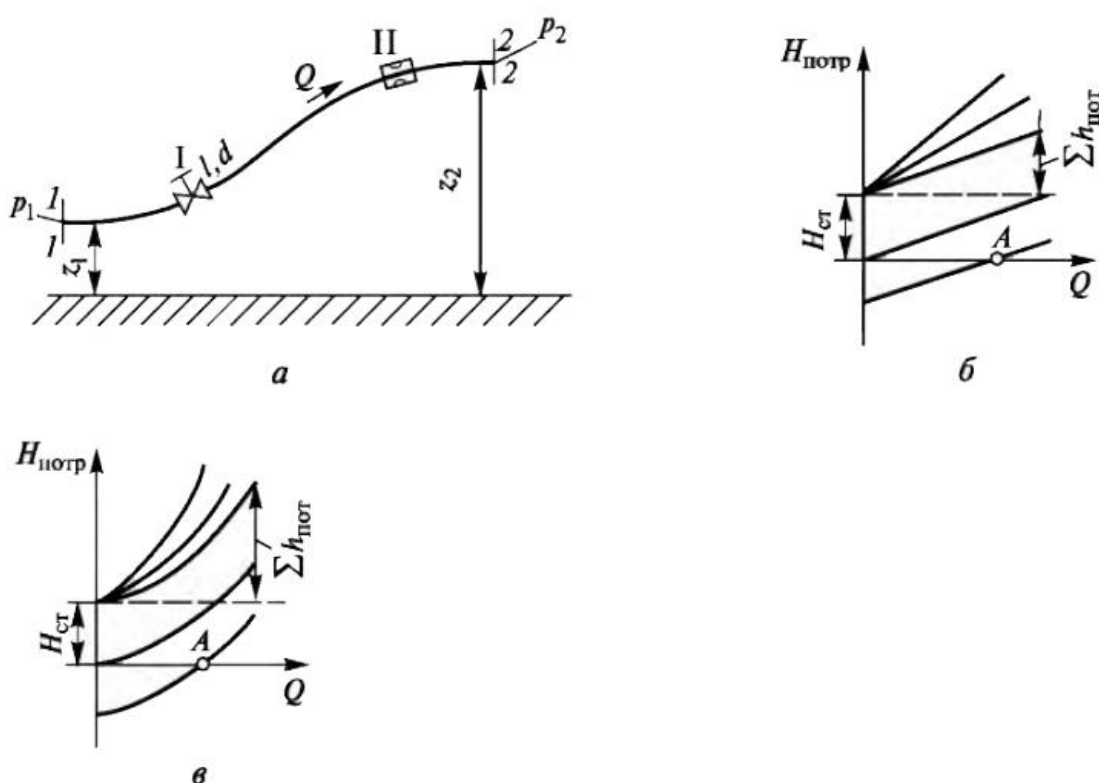
мұндағы, z_1, z_2 - сәйкесінше бастапқы және соңғы қималардың ауырлық орталарының координаталары; p_1, p_2 - сәйкесінше құбырдың бастапқы және соңғы қималарындағы қысым; $\sum h_{\text{пот}}$ - құбыр желісіндегі ағыс күшінің жиынтық жоғалтулары.

Осыдан тұтыну күші

$$H_{\text{потр}} = \frac{p_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}}. \quad (7.1)$$

Алынған формуладан көрініп тұрғандай, тұтыну күші жиынтық геометриялық биіктіктен құралады $\Delta z = z_2 - z_1$, оған сұйықтық құбыр желісі арқылы қозғалу үрдісінде көтеріледі.

Гидравликада құбыр желісінің статикалық күші ретінде $H_{\text{ст}} = \Delta z + p_2 / (\rho g)$ сомасын қолдану қабылданған.



7.1 сурет. Қарапайым құбыр желісі:

а – есептік схема; б – ламинарлық ағыс режимі кезіндегі тұтыну күшінің сипаттамалары; в – турбуленттік ағыс кезіндегі сипаттамалар

Онда, $\sum h_{\text{пот}}$ жиынтық жоғалтуларын Q шығының дәрежелік функциясы ретінде қоя отырып, төмендегіні аламыз:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \sum h_{\text{пот}} = H_{\text{ст}} + KQ^m, \quad (7.2)$$

мұндағы, K және m – құбыр желісіндегі ағыс режимі мен жергілікті кедергілердің сипаттамаларына тәуелді өлшемдер.

Ламинарлық ағыс кезінде сұйықтық ағыстары мен сызықтық жергілікті кедергілерде ($l_{\text{экв}}$ балама эквиваленттер берілген), жиынтық жоғалтулар

$$\sum h_{\text{пот}} = \frac{128\nu l_{\text{расч}} Q}{\pi g d^4},$$

мұндағы, $l_{\text{расч}} = l + l_{\text{экв}}$ - құбыр желісінің есептік ұзындығы.

Сәйкесінше, осы кезде (7.2) формулада $K = \frac{128\nu l_{\text{расч}}}{\pi g d^4}, m = 1$.

Сұйықтықтың турбуленттік ағысы және жергілікті квадраттық кедергілер кезінде (ζ жоғалту коэффициенттері берілген) (3.15) және (3.16) формулаларды қолдану ұсынылады. Формулалардағы орташа сұйықтық жылдамдығын шығын арқылы алмастыра отырып, ағыс күшінің жиынтық жоғалтуларын аламыз:

$$\sum h_{\text{пот}} = \left(\sum \zeta + \lambda_r \frac{l}{d} \right) \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4}$$

Осыдан (7.2) формулада $K = \left(\sum \zeta + \lambda_r \frac{l}{d} \right) \frac{8}{g\pi^2 d^4}$, ал дәреже көрсеткіші $m = 2$. Осы ретте

жалпы жағдайда λ ұзындығы бойынша үйкеліс жоғалтуларының коэффициенті де Q шығынының функциясы екендігін ұмытпаған жөн.

Әрбір нақты жағдайда дәл осылай жасай отырып, күрделі емес алгебралық түрлендірулер мен есептеулерден кейін, берілген қарапайым құбыр желісіне арналған тұтыну күшінің талдау тәуелділігін анықтайтын формуланы аламыз. Мұндай тәуелділіктердің үлгілері графикалық түрде 7.1 б, в суреттерде келтірілген.

Жоғарыда келтірілген формулаларды талдау $H_{\text{потр}}$ тұтыну күшін анықтау бойынша мәселелер құбыр желісіндегі Q шығын мен оның d диаметрі белгілі болған кезде қиын еместігін көрсетеді, себебі $Re_{\text{кр}} = 2300$ критикалық мәнін оның нақты мәнімен салыстыра отырып, құбыр желісіндегі сұйықтықтың ағыс режимін әрдайым бағалауға болады, ол кезде (4.5) және (3.2) тәуелділіктері келесі формуламен есептеледі:

$$Re = \frac{4Q}{\pi d \nu} \quad (7.3)$$

Ағыс режимін анықтағаннан кейін күш жоғалтуларын 5 тараудың формулалары бойынша есептеуге болады.

Егер Q және d өлшемдері белгісіз болса, көптеген жағдайда ағыс режимін бағалау қиын болады, сәйкесінше, құбыр желісіндегі ағыс күшінің жоғалтуларын анықтайтын формулаларды таңдау қиындай түседі. Мұндай жағдайда не кезектескен жақындату әдісін қолдану, ол көптеген есептеу жұмыстарын қажет етеді, не графикалық әдісті қолдану ұсынылады, оны қолдану кезінде құбыр желісінің тұтыну күшінің сипаттамасын құру қажет.

7.2. Қарапайым құбыр желілері қажет ететін су күшінің сипаттамаларын құру

H - Q координаталарындағы аналитикалық тәуелділіктің (7.2) графикалық көрінісі берілген құбыр желісі үшін гидравликада *тұтыну күшінің сипаттамасы* деп аталады. 7.1 б суретте тұтыну күшінің бірнеше мүмкін сипаттамалары келтірілген (сызықтық – ағыстың ламинарлық режимінде және сызықтық жергілікті кедергілерде; қисық сызықтық – ағыстардың турбуленттік режимінде және құбыр желісінде квадраттық жергілікті кедергілер болған жағдайда).

Графиктерде көрсетілгендей, $H_{\text{ст}}$ статикалық күшінің мәні оң болуы да мүмкін (сұйықтық қандай да бір Δz биіктікке беріледі немесе ақырғы қимада p_2 артық қысым бар), теріс те болуы мүмкін (сұйықтық төмен аққан кезде немесе ол қуысқа қарай қозғалған кезде).

Тұтыну күшінің сипаттамаларының күштілігі құбыр желісінің кедергісіне тәуелді және құбырдың ұзындығы артқан сайын және оның диаметрі кішірейген сайын артады, сондай-ақ жергілікті гидравликалық кедергілердің саны мен сипаттамаларына тәуелді болады. Оған қоса, ағыстың ламинарлық режимінде беріліп отырған өлшем сұйықтықтың тұтқырлығына да тәуелді болады. Тұтыну күші сипаттамаларының абсцисса осімен қиылысу нүктесі (7.1 б, в суреттегі А нүктесі) құбыр желісіндегі сұйықтықтың ол өз бетімен аққан кездегі шығынын анықтайды.

Тұтыну күшінің графикалық тәуелділіктері қарапайым құбыр желілерін де, күрделі желілерді де есептеген кезде Q шығынын анықтау үшін қолданылады. Сондықтан, осындай тәуелділікті құру әдістемесін қарастырайық (7.2 а сурет). Ол келесі кезеңдерден тұрады.

1-ші кезең. (7.3) формуланы қолдана отырып, $Q_{кр}$ критикалық шығынының мәнін, тиісті $Re_{кр} = 2300$ анықтаймыз, және оны шығындар осінде белгілейміз (абсциссалар осі). $Q_{кр}$ -ден сол жақта орналасқан барлық шығындар үшін құбыр желісінде ламинарлық ағыс режимі болатыны анық, ал $Q_{кр}$ -дан оң жақта орналасқан шығындарда турбуленттік болады.

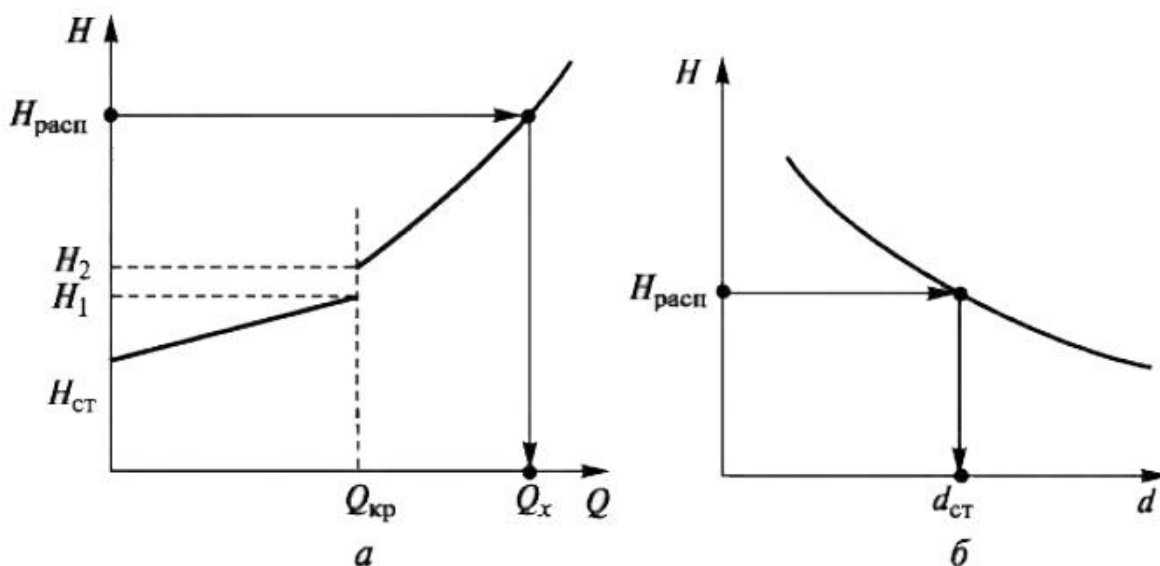
2-ші кезең. H_1 және H_2 тұтыну күштерінің құбыр желісіндегі шығындар кезіндегі мәнін есептейміз, ол $Q_{кр}$ -ға тең, тиісінше H_1 - ламинарлық ағыс режиміндегі есептеу нәтижесі, H_2 - турбуленттік нәтиже.

3-ші кезең. Ламинарлық ағыс режимі үшін тұтыну күшінің сипаттамасын құрастырамыз ($Q_{кр}$ -дан аз шығындар үшін). Егер құбыр желісінде орнатылған жергілікті кедергілер шығыннан жоғалтулардың сызықтық тәуелділігіне ие болса, онда тұтыну күшінің сипаттамасы сызықтық түрге ие.

4-ші кезең. Турбуленттік ағыс режиміне арналған тұтыну күшінің сипаттамасын құрамыз ($Q_{кр}$ -дан асатын шығындар үшін). Барлық жағдайда қисық сызықты сипаттама пайда болады, ол екінші дәрежеге жақындайды.

Аталған құбыр желісі үшін тұтыну күшінің сипаттамасы бар кезде, жарамды күштің $H_{расп}$ белгілі мәні бойынша Q_x ізделініп отырған шығын мәнін табамыз (7.2 суреттегі а).

Егер құбыр желісінің ішкі d диаметрін табу керек болса, онда бірнеше d мәндерін бере отырып, тұтыну күшінің $H_{потр}$ диаметрге d тәуелділігін құру керек (7.2 сурет б). Әрі қарай $H_{потр}$ мәні бойынша стандартты $d_{ст}$ қатардан ең жуық ірі диаметр алынады.



Сурет 7.2 Қарапайым құбыр желілерін есептеуге арналған графикалық тәуелділіктер.

а – тұтыну күшінің қисығы; б – диаметр анықтауға арналған қисық

Бірқатар жағдайларда гидрожүйелерді есептеу кезінде тұтыну күшінің сипаттамасының орнына құбыр желісінің сипаттамасын қолданады. *Құбыр желісінің сипаттамасы* – құбыр

желісіндегі ағыс күшінің жиынтық жоғалтуларының шығынына тәуелділігі. Бұл тәуелділіктің аналитикалық көрінісі келесі түрге ие:

$$\sum h_{\text{пот}} = KQ^m. \quad (7.4)$$

(7.4) және (7.2) формулаларын салыстыру құбыр желісінің сипаттамасы тұтыну күшінің сипаттамасынан $H_{\text{ст}}$ статикалық ағыс күшінің болмауымен ерекшеленетіндігі туралы қорытынды береді, ал $H_{\text{ст}} = 0$ кезінде бұл тәуелділіктер сәйкес келеді.

7.3. Қарапайым құбыр желілерінің қосылыстары

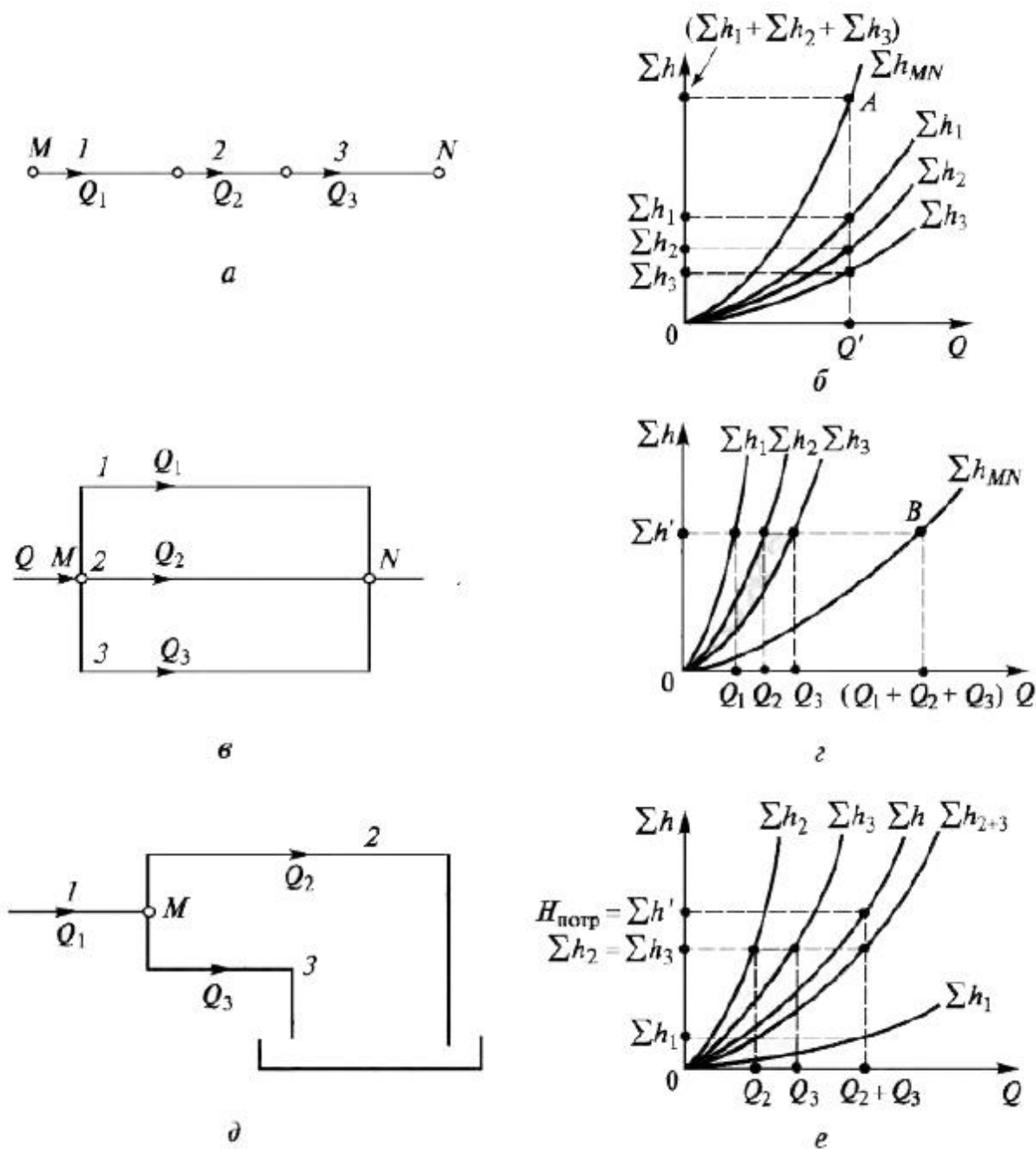
Қарапайым құбыр желілерінің қосылыстарын есептеу әдістерін қарастырайық.

Ұзындығы, диаметрі, жергілікті кедергілер жинағы әр түрлі бірнеше қарапайым құбыр желілерінің (7.3 а суреттегі 1, 2, 3) *кезектескен қосылысы* бар болсын. Бұл құбыр желілері кезектесіп қосылғандықтан, олардың әрқайсында сұйықтықтың Q бірдей шығыны болады. Барлық қосылыс үшін ағыс күшінің жиынтық жоғалуы (M және N нүктелерінің арасында) $\sum h_{MN}$ әрбір қарапайым құбыр желісіндегі ағыс күшінің жоғалуынан жинақталады ($\sum h_1, \sum h_2$ және $\sum h_3$), яғни кезектескен қосылыс үшін келесі теңдеулер жүйесі әділ:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 \\ \sum h_{MN} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3 \end{array} \right\}. \quad (7.5)$$

Әрбір қарапайым құбыр желісіндегі ағыс күшінің жоғалтулары тиісті шығындардың мәндері арқылы анықталуы мүмкін:

$$\sum h_1 = K_1 Q_1^{m_1}; \sum h_2 = K_2 Q_2^{m_2}; \sum h_3 = K_3 Q_3^{m_3}. \quad (7.6)$$



Сурет 7.3. Құбыр желілері қосылыстарының кезектескен (а), параллель (в) және күрделі (д) схемалары және оларға тән сипаттамалар (б, г, е).
1...3 – құбыр желісі

(7.5) теңдеулер жүйесі (7.6) тәуелділіктермен толықтырылып, құбыр желілері кезектесіп қосылған гидрожүйені есептеуге негіз болады.

Егер есептеудің графикалық әдісі қолданылса, онда қосылыстың жиынтық сипаттамасын құрау қажеттілігі туады.

7.3 б суретте кезектескен қосылыстың жиынтық сипаттамасын алу тәсілі көрсетілген. Ол үшін 1,2,3 қарапайым құбыр желілерінің сипаттамалары қолданылып, (7.6) тәуелділігі бойынша құрылады.

Кезектескен қосылыстың жиынтық сипаттамасына тән нүктені құрау үшін (7.5) сәйкес, бастапқы құбыр желілеріндегі ағыс күшін жоғалтуларды бір шығынға жинақтау керек. Осы мақсатпен графикте еркін тік сызық жүргізіледі (Q' еркін шығыны кезінде). Осы тік сызық бойынша тік сызықтың құбыр желілерінің сипаттамаларымен қиылысқаннан туындаған

кесінділерді жинақтайды ($\sum h_1, \sum h_2$ және $\sum h_3$ жоғалтулары). Осылайша алынған А нүктесі қосылыстың жиынтық сипаттамасына тиесілі болады. Сәйкесінше, бірнеше қарапайым құбыр желісінің кезектескен қосылысының жиынтық сипаттамасы берілген шығында бастапқы сипаттамалар нүктелерінің ординатасын қосу нәтижесінде алынады.

Параллель дегеніміз екі ортақ нүктесі бар құбыр желілерінің қосылысы (таралу нүктесі және қосылу нүктесі). Үш қарапайым құбыр желісінің параллель қосылу мысалы 7.3 в суретте келтірілген. Гидрожүйедегі сұйықтықтың таралу нүктесіне (М нүктесі) дейінгі және қосылу нүктесінен кейінгі (N нүктесі) Q шығыны бірдей және параллель тарамдардағы Q_1, Q_2 және Q_3 шығындар сомасына тең.

Егер толық күштерді М және N нүктелерінде Q_M және H_N арқылы белгілейтін болсақ, әрбір құбыр желісі үшін күшті жоғалту осы күштердің айырымына тең болады:

$$\sum h_1 = H_M - H_N; \sum h_2 = H_M - H_N; \sum h_3 = H_M - H_N,$$

яғни, параллель құбыр желілерінде күш жоғалтулары әрдайым бірдей. Бұл осындай қосылыс кезінде, әрбір қарапайым құбыр желісінің әр түрлі гидравликалық кедергілеріне қарамастан, Q_1, Q_2 және Q_3 шығындары олардың арасында жоғалтулар тең болатындай етіп таралатындығымен түсіндіріледі.

Осылайша, параллель қосылысқа арналған теңдеулер жүйесі келесі түрге ие:

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ \sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3 \end{cases} \quad (7.7)$$

Қосылысқа кіретін әрбір құбыр желісіндегі күш жоғалтулары (7.6) түрдегі формуламен анықталады. Осылайша, (7.7) теңдеулер жүйесі (7.6) формуламен толықтырылып, құбыр желілерінің параллель қосылыстарының гидрожүйелерін есептеудің негізі болып табылады.

7.3 г суретте параллель қосылыстың жиынтық сипаттамасын алу тәсілі көрсетілген. Ол үшін 1,2,3, қарапайым құбыр желілерінің сипаттамалары қолданылады, олар (7.6) тәуелділігі бойынша құрастырылады.

Параллель қосылыстың жиынтық сипаттамасына жататын нүктені алу үшін (7.7) сәйкес, бастапқы құбыр желілеріндегі бірдей күш жоғалту кезіндегі шығындарды қосу керек. Осы мақсатпен графикте еркін көлденең сызық жүргізіледі (еркін жоғалту $\sum h'$ болған кезде). Осы көлденең бойынша графикалық түрде құбыр желілерінің бастапқы сипаттамаларымен қиылысуынан туындаған кесінділерді (Q_1, Q_2 және Q_3 шығындары) жинақтайды. Осылайша алынған В нүктесі қосылыстың жиынтық сипаттамасына тиесілі. Сәйкесінше, құбыр желілерінің параллель қосылысының жиынтық сипаттамасы берілген жоғалтулар кезінде бастапқы сипаттамалардың абсцисса нүктелерін қосу нәтижесінде алынады.

Осындай әдіспен тарамдалған құбыр желілеріне арналған жиынтық сипаттамалар да құрылады. *Тарамдалған қосылыс* дегеніміз бір ортақ нүктесі бар бірнеше құбыр желілерінің жиынтығы (тарамдалу орны және құбырлардың жинақталу нүктесі).

Жоғарыда аталған кезектескен және параллель қосылыстар күрделі құбыр желілеріне жатқызылады. Алайда, гидравликада *күрделі құбыр желісі* деп бірнеше кезектескен және параллель қосылған қарапайым құбыр желілерінің қосылысын атайды.

7.3 д суретте осындай күрделі құбыр желісінің үлгісі келтірілген, ол 1,2,3, үш құбыр желісінен тұрады. 1 құбыр желісі 2 және 3 құбыр желілеріне қатысты кезектесіп қосылған. 2 және 3 құбыр желілерін параллель деп санауға болады, себебі олардың бір тарамдалу нүктесі (М нүктесі) бар және олар бір гидробакқа сұйықтық береді.

Күрделі құбыр желілері үшін есептеу графикалық әдіспен жүргізіледі. Осы ретте келесі реттілік ұсынылады:

- күрделі құбыр желісі бірнеше қарапайым құбыр желілерінен жіктеледі;
- әрбір қарапайым құбыр желісі үшін оның сипаттамалары құрылады;
- графикалық қосу арқылы күрделі құбыр желісінің сипаттамасы алынады.

7.3 е суретте күрделі құбыр желісінің жиынтық сипаттамасын ($\sum h$) алу кезіндегі графикалық құрылымдардың реттілігі көрсетілген. Алдымен, $\sum h_2$, және $\sum h_3$ құбыр желілерінің сипаттамалары параллель құбыр желілердің сипаттамаларын қосу ережесі бойынша қосылады, кейін параллель қосылыстың $\sum h_{2+3}$ сипаттамасы $\sum h_1$ сипаттамасымен кезектесіп жалғасқан құбыр желілерінің ережесі бойынша қосылады, және осылайша күрделі құбыр желісінің сипаттамасы Q_1 құралады.

Осылайша құрылған график болған кезде (7.3 е суретті қараңыз), күрделі құбыр желісі үшін гидрожүйеге келіп түсетін $\sum h$ шығынының белгілі мәні бойынша барлық күрделі құбыр желісі үшін $H_{\text{потр}} = \sum h'$ тұтыну күшін анықтауға болады: параллель тарамдардағы Q_2 және Q_3 шығындары; әрбір қарапайым құбыр желісіндегі $\sum h_1$, $\sum h_2$ және $\sum h_3$ күш жоғалтулары.

7.4. Сорғылық берілісті құбыр желісі

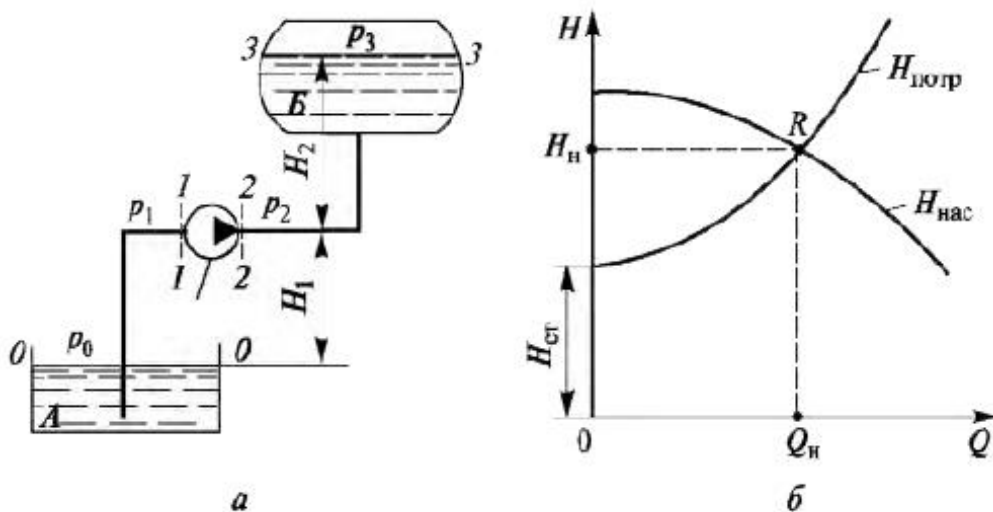
Жоғарыда аталғандай, сұйықтықты берудің негізгі тәсілі машина жасауда оны сорғымен күштеп айдау болып табылады. Сорғы дегеніміз жетектің механикалық энергиясын жұмыстық сұйықтықтың ағын энергиясына түрлендіретін гидравликалық құрылғы болып табылады. Гидравликада сұйықтық қозғалысы сорғы арқылы қамтамасыз етілетін құбыр желісі *сорғылық берілісті құбыр желісі* деп аталады (7.4 а сурет).

Сорғылық берілісті құбыр желісін есептеудің мақсаты сорғы жасайтын тегеурінді анықтау болып табылады (сорғы тегеуріні). Сорғы тегеуріні H_H дегеніміз сорғы сұйықтық салмағының бірлігіне берген толық механикалық энергия болып табылады. Осылайша, H_H анықтау үшін сұйықтықтың толық меншікті энергиясының сорғы арқылы өткен кездегі артуын анықтау керек, яғни:

$$H_H = H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}}, \quad (7.8)$$

мұндағы, $H_{\text{вх}}, H_{\text{вых}}$ - сорғыдан шыға және кіре берістегі сұйықтықтың меншікті энергиясы.

Сорғылық берілісті жиылтылған құбыр желісінің жұмысын қарастырайық (7.4 а сурет). Сорғы сұйықтықты төменгі резервуардан А сұйықтықтың p_0 қысымымен басқа резервуарға Б айдайды, ондағы қысым p_3 . Сорғының сұйықтықтың төменгі деңгейіне қатысты орналасу биіктігі H_1 сору биіктігі деп аталады, ал сұйықтық сорғыға келіп түсетін құбыр желісін *сорушы құбыр желісі* немесе сору гидрожелісі деп атайды.



Сурет 7.4. Сорғылық берілісті құбыр желісінің схемасы (а) және жұмыстық нүктені анықтау

графигі (б)

Құбыр желісінің ақырғы қимасының орналасу биіктігі немесе сұйықтың жоғарғы деңгейі H_2 айдау биіктігі деп аталады, ал осы сұйықтық сорғыдан қозғалатын құбыр желісі *тегеурінді* немесе айдау гидрожелісі деп аталады.

Сорушы құбыр желісіндегі сұйықтық ағынына, яғни 0-0 және 1-1 қималарына арналған Бернулли теңдеуін жазайық:

$$\frac{p_0}{\rho g} = H_1 + \frac{p}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{\text{вс}}, \quad (7.9)$$

мұндағы, $\sum h_{\text{вс}}$ - сорушы құбыр желісіндегі тегеурін жоғалтулары.

Бұл (7.9) теңдеу сорушы құбыр желілеріне арналған негізгі теңдеу болып табылады. Негізінен p_0 қысымы шектеулі (көбінесе ол атмосфералық қысым) болып келеді. Сондықтан, сорушы құбыр желісін есептеудің негізгі мақсаты сорғы алдындағы қысымды анықтау болып табылады. Ол сұйықтың қаныққан бу қысымынан жоғары болуы керек. Ол сорғыға кіре берісте кавитацияның туындауын болдырмау үшін қажет. (7.9) теңдеуден сорғыға кіре берістегі сұйықтың меншікті энергиясын табуға болады:

$$H_{\text{вх}} = \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{\text{вс}}. \quad (7.10)$$

Тегеурінді құбыр желісіндегі сұйықтық ағынына, яғни 2-2 және 3-3 қималарына арналған Бернулли теңдеуін жазайық:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_3}{\rho g} + \sum h_{\text{нап}}, \quad (7.11)$$

мұндағы, $\sum h_{\text{нап}}$ - тегеурінді құбыр желісіндегі тегеурін жоғалтулары.

Бұл теңдеудің сол жақ бөлігі сұйықтың сорғыдан шыға берістегі меншікті энергиясын $H_{\text{вых}}$ білдіреді. (7.8)-ге $H_{\text{вх}}$ үшін (7.10) және $H_{\text{вых}}$ үшін (7.11) тәуелділіктерінің оң жақ бөлігін қою арқылы төмендігіні аламыз:

$$H_{\text{н}} = H_1 + H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\rho g} + \sum h_{\text{вс}} + \sum h_{\text{нап}}. \quad (7.12)$$

(7.12) теңдеуден көрінгендіктей, $H_{\text{н}}$ сорғы тегеуріні сұйықтың $(H_1 + H_2)$ биіктікке көтерілуін, қысымның p_0 -дан p_3 -ға дейін артуын қамтамасыз етеді және ол сорушы және тегеурінді құбыр желілері арқылы кедергілерді асып өтуге шығындалады.

Егер (7.12) теңдеудің $H_1 + H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\rho g}$ оң жағында $H_{\text{ст}}$ белгілеп, $\sum h_{\text{вс}} + \sum h_{\text{нап}}$ -ны KQ^m -ға ауыстырса, онда төмендегі шығады:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + KQ^m.$$

Соңғы өрнекті құбыр желісіне арналған тұтыну күшін анықтайтын (7.2) формуламен салыстырамыз. Олардың бірдейлігі айқын:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{потр}}, \quad (7.13)$$

яғни, сорғы құбыр желісінің тұтыну күшіне тең тегеурін туындатады.

(7.13) алынған теңдеуі сорғының тегеурінін талдау арқылы табуға мүмкіндік береді. Алайда, көп жағдайларда, аналитикалық тәсіл біршама күрделі, сондықтан сорғылық берілісті құбыр желілерін есептеуде графикалық әдіс кең таралған.

Бұл әдіс құбыр желісінің тұтыну күші сипаттамаларының графигінде $H_{\text{потр}} = f(Q)$ [немесе құбыр желісінің сипаттамасы $\sum h = f(Q)$] және сорғы сипаттамасын $H_{\text{нас}} = f(Q)$ бірге құрастыруға негізделеді. Сорғы сипаттамасы ретінде сорғы жасайтын тегеуріннің шығынға тәуелділігі қарастырылады. Бұл тәуелділіктердің қиылысу нүктесі гидрожүйенің *жұмыстық нүктесі* деп аталады және (7.13) теңдеудің графикалық шешімінің нәтижесі болып табылады.

7.4 б суретте осындай графикалық шешімнің мысалы келтірілген. Мұнда R нүктесі және гидрожүйенің ізделініп отырған жұмыстық нүктесі бар. Оның координаталары сорғы жасайтын H_1 тегеуріні мен сорғыдан гидрожүйеге келіп түсетін сұйықтықтың Q_H шығынын анықтайды.

Егер қандай да бір себептермен графиктегі жұмыстық нүктенің қалпы жобалаушыға ұнамаса, онда бұл қалыпты өзгертуге болады, ол үшін құбыр желісінің немесе сорғының қандай да бір параметрлерін түзету қажет болады.

7.5. Құбыр желісіндегі гидравликалық соққы

Гидравликалық соққы дегеніміз құбыр желісінде сұйықтықтың жылдамдығы кенеттен өзгерген кезде туындайтын үдемелі үрдіс, мысалы, жаппа жабыны (кран) жылдам жабылған кезде ағынның тоқтап қалуы.

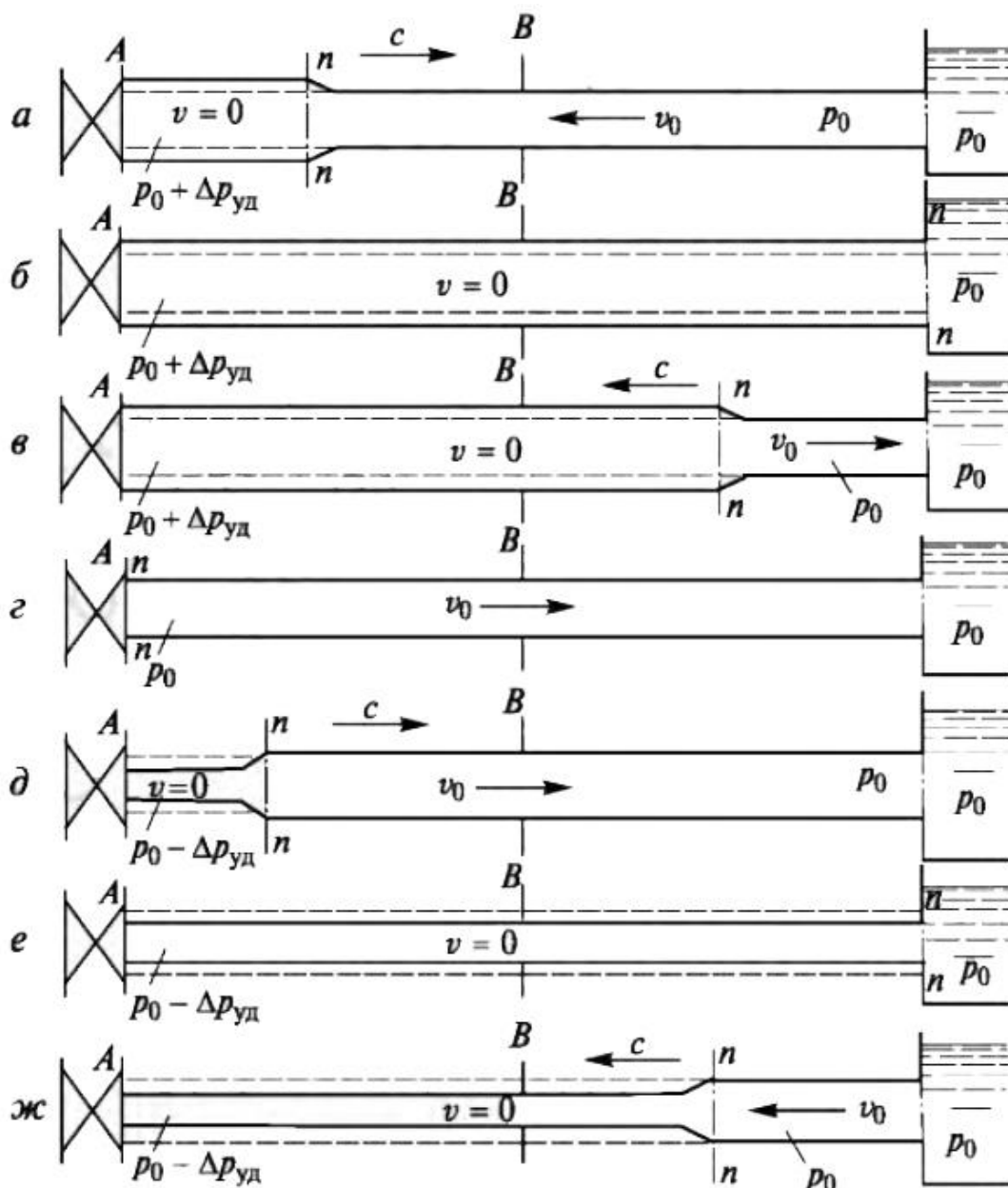
Бұл үрдіс тез өтеді және ол қысымның жылдам артуымен және төмендеуімен сипатталады. Кей жағдайда гидрожүйенің бұзылуына алып келуі мүмкін. Ол қозғалыстағы ағынның кинетикалық энергиясы тоқтау кезінде құбыр қабырғаларын созу және сұйықтықты сығу арқылы туындайды. Ең үлкен қауіпті қысымның бастапқы секірісін туындатады.

Құбыр желісіндегі ағынды жылдам жауып тастаған кезде туындайтын гидравликалық соққының кезеңдерін қарастырайық (7.5 сурет).

Сұйықтық v_0 жылдамдықпен жүріп бара жатқан құбырдың соңында А кранының лезде жабылуы жүргізілсін (7.5 а сурет). Онда, кранға тиген сұйықтық бөлшектерінің жылдамдығы тоқтап, олардың кинетикалық энергиясы құбыр қабырғалары мен сұйықтық деформациясының жұмысына көшеді. Бұл ретте құбыр қабырғалары созылады, ал сұйықтық сығылады. Тоқтаған сұйықтықтағы қысым $\Delta p_{\text{уд}}$ өседі. Тежелген сұйықтық бөлшектеріне кранда басқа бөлшектер соқтығысып, олар да жылдамдығын жоғалтады, осының нәтижесінде $n - n$ қимасы оң жаққа с жылдамдықпен орын ауыстырады, оны *соққы толқынының жылдамдығы* деп атайды; ал өтпелі саланың өзі ($n - n$ қимасы) қысымын $\Delta p_{\text{уд}}$ мөлшерге өзгертеді, ол *соққы толқыны* деп аталады.

Соққы толқыны резервуарға жеткен кезде, сұйықтық барлық құбыр бойынша тоқтап, сығылады, ал құбыр қабырғалары – созылады. Қысымның соққылық артуы $\Delta p_{\text{уд}}$ барлық құбырға таралады (7.5 б сурет).

Бірақ мұндай жағдай тепе-тең болуы мүмкін емес. Көтерілген қысым әрекетінен $(p_0 + \Delta p_{\text{уд}})$ сұйықтық бөлшектері құбырдан резервуарға қарай талпынады, осы кезде қозғалыс резервуарға тікелей жанасқан қимадан басталады. Енді $n - n$ қимасы құбыр желісі бойымен кері бағытта – кранға қарай – дәл сол с жылдамдықпен өзіндегі p_0 қысымды сақтай отырып қозғала жөнеледі (7.5 в сурет).



7.5 сурет. Құбыр желісіндегі гидравликалық соққы кезеңдері

Сұйықтық пен құбыр қабырғалары p_0 қысымына сай келетін бастапқы қалпына оралады. Деформация жұмысы толығымен кинетикалық энергияға ауысып, құбырдағы сұйықтық бастапқы v_0 жылдамдығын қайтарады, бірақ ол кері бағытта бағытталған.

Осы жылдамдықпен «сұйық бағана» (7.5 г сурет) краннан шығып кетуге бағытталып, нәтижесінде теріс соққылық толқын туындайды (сұйықтықтағы қысым $\Delta p_{уд}$ мәніне кішірейеді). Сұйықтықтың екі күйінің арасындағы шекара краннан резервуарға қарай c жылдамдықпен жөнеледі, ол өз артында сығылған құбыр қабырғалары мен кеңейген сұйықтықты қалдырады (7.5 д сурет). Сұйықтықтың кинетикалық энергиясы қайтадан деформация жұмысына көшеді, бірақ таңбасы теріс болатыны белгілі.

Құбырдағы сұйықтық күйі резервуарға теріс соққылық толқынның келу сәтінде 7.5 е суретте көрсетілген. 7.5 б суретте бейнеленген жағдай сияқты, ол тепе-тең емес, себебі құбырдағы сұйықтық резервуардағыдан төмен қысымда ($p_0 - \Delta p_{уд}$). 7.5 ж суретте құбыр мен резервуардағы қысымның теңелу үрдісі көрсетілген, ол сұйықтықтың v_0 жылдамдығының туындауымен сүйемелденеді.

Резервуардан қайтарылған толқын кранға жеткен кезде кран жабылған сәттегі жағдай туындайтыны анық. Гидравликалық соққының барлық циклі қайталанады.

Құбырлардағы гидравликалық соққының теориялық және эксперименталдық зерттеулерін алғаш рет Н.Е. Жуковский орындаған болатын. Оның тәжірибелерінде $\Delta p_{уд}$ біртіндеп төмендейтін 12 толық цикл тіркелген. Өткізілген зерттеулердің нәтижесінде, Н.Е.Жуковский $\Delta p_{уд}$ соққы қысымын бағалауға мүмкіндік беретін аналитикалық тәуелділіктерді аша алды. Н.Е.Жуковский атын алған осы формулалардың бір төмендегі түрге ие:

$$\Delta p_{уд} = \rho v_0 c, \quad (7.14)$$

мұнда соққы толқынының таралу жылдамдығы келесі формула бойынша анықталады:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{\rho d}{\delta E}}},$$

мұндағы, K – сұйықтық икемділігінің көлемдік модулі; E – құбыр желісі қабырғасының материалының икемділік модулі; d және δ – ішкі диаметр мен құбыр желісі қабырғасының қалыңдығы.

(7.14) формула тікелей гидравликалық соққы кезінде әділ, ол кезде ағынның жабылу уақыты $t_{закр}$ гидравликалық соққы фазасынан t_0 аз:

$$t_{закр} < t_0 = \frac{2l}{c},$$

мұндағы l – құбырдың ұзындығы.

Гидравликалық соққы фазасы t_0 - соққы толқыны краннан резервуарға дейін баратын және кері қайтатын уақыт. $t_{закр} > t_0$ болған кезде, соққы қысымы азырақ болады, және мұндай гидросоққы *тікелей емес* деп аталады.

Қажет болған жағдайда гидравликалық соққыны «жұмсарту» әдістерін қолдануға болады. Олардың ең тиімдісі крандардың немесе сұйықтық ағынын тоқтататын басқа құрылғылардың іске қосылу уақытын арттыру. Осындай әсерге сұйықтық ағынын жабатын құрылғылардың алдына гидроаккумуляторларды немесе сақтандырушы клапандарды орнату арқылы қол жеткізуге болады. Құбырлардың ішкі диаметрін ұлғайту және құбыр желілерінің ұзындығын қысқарту (гидравликалық соққы фазаларын азайту), құбыр желісіндегі сұйықтық қозғалысының жылдамдығын азайту соққы қысымын төмендетуге септігін тигізеді.

Б Ө Л І М П

ТЕРМОДИНАМИКА ЖӘНЕ ЖЫЛУ АЛМАСУ НЕГІЗДЕРІ

Т а р а у 8

ТЕРМОДИНАМИКА НЕГІЗДЕРІ

8.1. Термодинамикалық жүйе және оның күйі

Термодинамика — бұл энергияның қасиеттері, оның түрлерінің өзара әрекеттесулері және түрлену заңдылықтары туралы ғылым. Термодинамика жеке молекулаларды, олардың өзара әрекеттесулері мен денелердің ішіндегі энергетикалық түрленулерді қарастырмай, молекулалардың көп мөлшерінен тұратын денелерді қарастырады.

Термодинамиканың зерттеу нысаны термодинамикалық жүйе болып табылады. *Термодинамикалық жүйе* деп дене немесе зерттеу үшін алынған денелер жиынтығы аталады. Жүйенің құрамына кірмейтін басқа денелерді *қоршаған орта* деп атайды. Термодинамикалық жүйенің оны қоршаған ортамен бөлетін шекарасы болады. Сонымен бірге бұл шекаралар материалды (қабықша) немесе абстрактты (шартты беттер) болуы мүмкін.

Қоршаған ортамен зат алмаса алатын жүйе *ашық жүйе* деп аталады. *Жабық жүйе* қоршаған ортамен зат алмаса алмайды.

Термодинамикалық жүйе қоршаған ортамен сонымен қатар энергиямен де алмаса алады. *Оқшауланған жүйе* деп қоршаған ортамен жылу немесе жұмыс түріндегі энергиямен алмасу мүмкіндігі жоқ жүйені атаймыз. Жылуоқшауланған немесе адиабаталық жүйе деп ортамен жылу алмаса алмайтын, бірақ механикалық жұмыспен алмаса алатын жүйе аталады. Механикалық оқшауланған жүйе қоршаған ортамен механикалық жұмыспен алмаса алмайды, бірақ жылудымен алмаса алады.

Қоршаған ортамен энергия алмасу нәтижесінде термодинамикалық жүйе күйінің өзгеруі *термодинамикалық процесс* деп аталады. Техникалық құрылғыларда жылудың механикалық

жұмысқа (немесе керісінше) түрленуі жылуды қабылдап және жұмыс істей алатын заттың көмегімен жүзеге асырылады. Мұндай затты **жұмыс денесі** деп айту қабылданған. Жұмыс денесі ретінде көбінесе газдар қолданылады.

Термодинамикалық жүйелерді зерттеуді жеңілдету үшін идеал газ түсінігі жиі қолданылады. **Идеал** газ деп молекулаларының арасында өзара әрекеттесу күші болмайтын, ал молекулалардың көлемі бойынша өте кішкентай (бірақ шекті массасы бар) газдарды айтады.

Термодинамикалық жүйенің күйі белгілі бір физикалық шамалармен бағаланады. Белгілі тәсілдермен өлшеуге болаптын физикалық шамалар **күй параметрлері** атауына ие. Күй параметрлеріне көбінесе температура, қысым, тығыздықты жатқызады.

Температура T жұмыс денесін қыздыру өлшемі болып табылады және оның ішкі энергиясын сипаттайды. Температура бірлігі ретінде ең кеңінен таралған Цельсий (C) және Кельвин (K) температуралық шкалаларында бірдей мәнге ие болатын градусы қабылдайды. Ноль ретінде мұздың еру температурасы қабылданатын Цельсийдің температуралық шкаласы тұрмыста және тұрмыстық құралдарда кең қолданысқа ие. Кельвиннің температуралық шкаласында ноль ретінде молекулалардың қозғалысы толықтай тоқтайтын температура қабылданады. Осы шкалаға сәйкес анықталған температура **абсолют температура** деп аталады. Кельвин шкаласы термодинамикалық есептеулерде қолданылады. Кельвин шкаласы бойынша өлшенген температура (T) мен Цельсий шкаласы бойынша өлшенген температура (t) өзара келесі қатынаспен байланысады:

$$T = 273 + t.$$

Қысым физикалық шама ретінде 1.2 бөлімде толық қарастырылған. ХЖ оның негізгі өлшем бірлігі Па (паскаль) болып табылады. Қысым абсолютті, артық және вакуумді болуы мүмкін. Термодинамикалық күйдің параметрі **абсолют қысым** болып табылады.

Зат мөлшерін бағалау үшін оның **тығыздығы** ρ қолданылады (1.3.1 бөлімді қараңыз). Алайда термодинамикада тығыздыққа кері шама – меншікті көлем $\omega = 1/\rho = W/m$ кең қолданысқа ие. ХЖ бұл массасы $m = 1$ кг жұмыс дене (көбінесе газ) алатын көлем.

Аталған параметрлер бір-бірімен өзара байланысты. Олардың арасындағы тәуелділікті сипаттайтын теңдеу термодинамикалық жүйенің **күй теңдеуі** деп аталады.

Идеал газдың күй теңдеулері кеңінен белгілі. Олардың ішінен Клапейрон теңдеуі ең үлкен қолданысқа ие. Осы теңдеудің жазылу түрлерінің біреуі (массасы 1 кг газ үшін) келесі түрге ие:

$$\frac{p\omega}{T} = R = const. \quad (8.1)$$

Клапейрон теңдеуінен (8.1) идеал газ күйінің басқа теңдеулері алынуы мүмкін. Осылайша температура T тұрақты болған кезде Бойль – Мариотт ($p\omega = const$) теңдеуін, қысым p тұрақты болғанда – Гей-Люссак теңдеуін ($\omega/T = const$) және тұрақты көлемде Шарль ($p/T = const$) теңдеуін аламыз.

Клапейрон теңдеулерін көптеген техникалық құрылғыларда, идеал газ сияқты болатын нақты химиялық біртекті газдарды есептеу үшін де қолдануға болады. Сондықтан (8.1) бойынша есептеу нәтижелері тәжірибелік мәліметтерден айтарлықтай ауытқымайды. Осылайша, химиялық біртекті термодинамикалық жүйе үшін (8.1) теңдеуі оның күйін анықтайды, ал (8.1) үш параметр (p , ω , T) байланыстыратындықтан, олардың екеуінің мәнін біле отырып, күйдің үшінші параметрін табуға болады.

Клапейрон теңдеуіне кіретін R тұрақтысы меншікті газ тұрақтысы деп аталады. Ол әр түрлі газдар үшін әр түрлі, бірақ кез келген химиялық біртекті газ үшін ол мына формула бойынша анықталуы мүмкін

$$R = R_u / \mu,$$

бұл жерде μ – сандық жағынан осы газдың молекулалық массасына тең болатын өлшемсіз шама; R_u – универсал газ тұрақтысы деп аталатын және барлық газдар үшін бірдей 8314 Дж/(кг·К) мәнге ие тұрақты.

Тәжірибеде есептеулер кезінде біртекті газдармен емес олардың қоспаларымен (ауа, жану өнімдері) жұмыс істеуге тура келеді. Бұл жағдайда n газдардан тұратын қоспаның газ тұрақтысы мына формула бойынша анықталады:

$$R = \frac{m_1}{m} R_1 + \frac{m_2}{m} R_2 + \dots + \frac{m_n}{m} R_n,$$

бұл жерде $m_1, m_2, \dots, m_n$ — қоспаны құрайтын газ массалары; $R_1, R_2, \dots, R_n$ — қоспаны құрайтын газ тұрақтылары; m — газ қоспаларының жалпы массасы ($m = m_1 + m_2 + \dots + m_n$).

Нақты газдар үшін идеал газ теңдеуі (8.1) бойынша есептеулер олардың қысымы үлкен емес, ал температурасы өте төмен болмайтын жағдайда айтарлықтай қателік көрсетпейтінін айта кету керек. Қысымды арттырғанда және температураны төмендеткенде есептеу қателіктері артады. Бұл қателіктер нақты газ молекулаларының шекті өлшемдерінен және олардың арасында өзара әрекеттесу күшінің болатындығынан туындайды. Алайда нақты газдардың нақтырақ күй теңдеулері күрделіліктеріне байланысты қолданылуы шектеулі болып келеді. Сондықтан көптеген техникалық есептеулерді жүргізген кезде (8.1) теңдеуді немесе 8.5 бөлімде көрсетілген тәуелділіктерді қолданады.

8.2. Жүйелердің энергетикалық сипаттамалары

Термодинамиканың маңызды түсінігі энергия болып табылады. Бұл түсінік материя түсінігімен тығыз байланысты. Қоршаған әлемнің материясы тұрақты қозғалыста және өзгерісте болады. Материя қозғалысы әр түрлі түрлерді қабылдауы мүмкін: механикалық, жылулық, электрлік және т.с.с., және де материя қозғалысының бір түрі басқа түріне өтуі мүмкін. Осы қозғалыстың кез келген түрінің сандық өлшемі әр түрлі түрде (механикалық, жылулық, электрлік және т.с.с.) көрінетін энергия болады.

Термодинамикада жүйенің толық энергиясы E деп сыртқы күш өрістеріндегі кинетикалық (E_k) және потенциалды (E_n) энергиялардан және ішкі энергиядан (U) тұратын энергияны есептеу қабылданған:

$$E = E_k + E_n + U.$$

Массасы m және жылдамдығы v болатын жүйенің кинетикалық энергиясы $E_k = mv^2/2$ формуласымен анықталады. Кинетикалық энергияның газ бен сұйықтықтардың ағындарын термодинамикалық есептеу кезінде айтарлықтай мәні болады. Қалған жағдайларда оның термодинамикалық талдауын есепке алмайды.

Потенциалды энергияға E_n қандай да бір күш өрісіндегі өзінің орнына байланысты кез келген механикалық жүйе ие болады (мысалы, Жердің гравитациялық өрісінде). Жүйенің потенциал энергиясының өзгерісі ΔE_n оны күш өрісінің бір нүктесінен басқасына жылжыту үшін орындалатын жұмысқа тең. Термодинамикалық есептеулердің басым көпшілігінде бұл шаманы ескермейді, себебі олар үшін ΔE_n өзгерісі өте кішкентай.

Термодинамикалық жүйенің ішкі энергиясы U молекулалардың қозғалыс энергиясынан, молекулалық, атом ішілік және басқа өзара әрекеттесу энергияларынан тұрады. Жалпы жағдайда термодинамикалық талдау кезінде ішкі энергияны құраушы бөліктерге бөлмейді, ол *күй функциясы*, яғни жүйенің ішкі күйлерін анықтайды және күй параметрлеріне тәуелді болады деп есептейді. Газ қасиеттерін эксперименталды зерттеулер идеал газдың ішкі энергиясы тек оның температурасына тәуелді екендігін және газ қысымы мен ол алатын көлемге тәуелді болмайтындығын көрсетті.

Ішкі энергия тек жүйе күйімен анықталатындықтан, оның өзгерісі термодинамикалық процесс сипатына тәуелді емес, тек осы күйдің бастапқы және соңғы мәндерімен ғана анықталады. Есептеулер кезінде ішкі энергияның бастапқы және соңғы мәндерін анықтаудың қажеті жоқ, тек осы шаманың өзгерісін ΔU табу маңызды. Осылайша, термодинамикада жүйенің маңызды энергетикалық сипаттамаларының бірі оның ішкі энергиясының өзгерісі ΔU болып табылады.

Термодинамикалық талдаудың кей жағдайларында меншікті ішкі энергияны, яғни заттың бірлік массасына келтірілген энергияны қолданған ыңғайлы: $u = U/m$.

ХЖ энергияның өлшем бірлігі Дж (джоуль) болып табылады. Ол 1 метр жолға 1 ньютон күш орындайтын механикалық жұмысқа тең ($1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Меншікті ішкі энергияның өлшем бірлігі Дж/кг.

Бір денеден басқа денеге энергияны беру әр түрлі тәсіл арқылы жүргізіледі, олардың ішінде ең танымалы — жұмыс және жылумен алмасу.

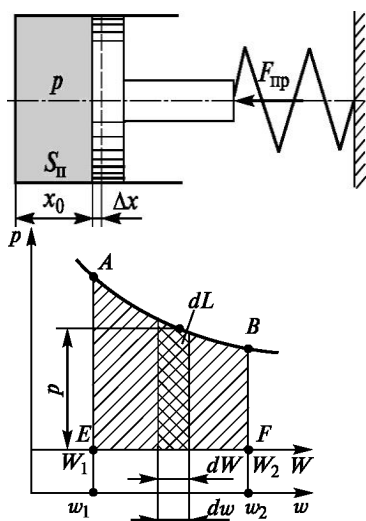
Механикалық жұмысты L энергияны жіберу түрі ретінде келесі мысалмен көрнекі көрсетуге болады. Цилиндрде (8.1 сурет) артық қысыммен p газ болсын және ауданы A_n және сояуышта серіппеден $F_{пр}$ жүктемесі бар поршень орнатылсын. Поршеньге сандық жағынан p тең қысым өзгерісі әсер етсін, себебі оған сол жағынан артық қысым p әсер етеді, ал оң жағында ол нольге теңеседі. Егер $pS > F_{пр}$ болса, онда поршень оңға Δx қозғалады, яғни жұмыс жасалады. Цилиндрдегі газ қысымы төмендейді, ал серіппе қосымша сығылады. Осылайша, газ энергиясы төмендейді, ал серіппе энергиясы артады, яғни ол газдан серіппеге механикалық жұмыс көмегімен жартылай беріледі.

Жұмыстың анықтамасы цилиндрдегі қысымның p көлемнің W арту шамасы бойынша төмендеуімен күрделенеді (поршеньнің оңға жылжуы). Оны 8.2 суреттегі график көрсетеді. Көлем W_1 бастап W_2 дейін өзгерген кезде жұмыстың графикалық жалпы мөлшері $EABF$ фигурасының ауданымен өрнектеледі. Жұмысты анықтау үшін (8.2 суреттегі $EABF$ ауданын) жоғарғы математика әдістерін қолданамыз. Өте шексіз аз уақыт аралығында поршень шексіз кішкентай dx аралыққа жылжиды, көлем $dW = S_n dx$ өзгереді, ал цилиндрдегі қысым тұрақты болып қалады деп есептейміз. Сол кезде осы уақытта жасалған жұмысты мына формула бойынша табамыз:

$$dL = pS_n dx = pdW = mpdw, \quad (8.2)$$

бұл жерде m — цилиндрдегі газ массасы; dw — газдың меншікті көлемінің өзгерісі ($dw = dW/m$).

8.1 сурет. Механикалық жұмыс көмегімен энергияны беру схемасы



8.2 сурет. Механикалық жұмысты анықтауға арналған график

8.2 суреттегі dL шамасы торлы штрихпен бөлініп көрсетілген ауданмен анықталады. Қысымның A нүктесінен B дейінгі өзгерісіндегі аумақтағы жалпы жұмысты (8.2 суретті қараңыз) осы өрнекті интегралдау арқылы табамыз:

8.2 суретте келтірілген графикті p - w -диаграмма деп атау қабылданған.

$$L = m \int_{w_1}^{w_2} p dw.$$

Термодинамикада сонымен бірге меншікті механикалық жұмыс түсінігі (ішкі энергия жағдайындағы сияқты) яғни зат массасының бірлігіне келтірілген жұмыс қолданылады, $I = L/m$. Энергия қозғалысының басқа түрлеріне сәйкес жұмыстың басқа түрлері де болуы мүмкін: электрлік, химиялық және т.с.с.

ХЖ жұмыстың өлшем бірлігі ДЖ (джоуль), ал меншікті жұмыс өлшем бірлігі – Дж/кг болып табылады.

Энергияны берудің басқа түрі жылуалмасу болып табылады, ал осы тәсілмен берілген

энергия мөлшері *жылу мөлшері* Q_t немесе *жылу* деп аталады. Жылуалмасу термодинамикалық жүйе денелерінің өзгерісімен байланысты емес, энергияны бір дененің молекулаларын басқа дененің молекулаларына тікелей беруден тұрады. Бұл денелердің жанасқан жерінде молекулалардың, атомдардың және басқа бөлшектердің ретсіз соқтығысуларының нәтижесінде қамтамасыз етіледі.

Жылуды сандық бағалау үшін энергияны берудің басқа түрлерімен – жұмыспен аналогия жүргізген дұрыс. Алдыңғы қарастырылған мысалда dL жұмыс қысым өзгерісінің әрекетінен жасалған, (8.2) сәйкес p және dW көбейтіндісіне тең болған. Сонымен бірге қысым өзгерісінің p болуы жұмысты тудырған себеп болса, ал көлем өзгерісі dW «жұмыстың орындалу жағдайын» растаған, яғни жұмысты орындау салдары болды.

Жылулық тәсілімен энергияны берген кезде жылу берудің қажетті шарты температуралардың өзгерісі T болады. Бұл жылуалмасу туындайтын себеп. Жылуалмасуды (жылу беруді) орындаудың салдары *энтропия* S деп аталатын физикалық шаманың өзгерісі болып табылады. Сонда (8.2) сияқты шексіз аз уақытта берілетін жылу мына формула бойынша есептеледі:

$$dQ_t = TdS, \quad (8.3)$$

бұл жерде dS — жүйе энтропиясының шексіз аз өзгерісі.

Осылайша, энтропия деп жылуалмасу барысында өзгертін физикалық шама аталады. Энтропия – бұл термодинамикалық жүйенің күй функциясы. Энтропияның физикалық мағынасын түсінудегі негізгі қиындық оны өлшеуге болмайтындығы, тек қана өзгерісін есептеуге мүмкіндік бар. (8.3) өрнектен шексіз аз жылу мөлшерін dQ_t берген кездегі энтропияның өзгерісін dS есептеуге арналған формуланы аламыз:

$$dS = dQ_t/T.$$

Жылуның соңғы шамасын ΔQ_t берген кезде энтропия өзгерісі ΔS мына формула бойынша анықталады:

$$\Delta S = \Delta Q_t/T.$$

Энтропияның өлшем бірлігі Дж/К немесе кал/К болып табылады.

Термодинамикалық процесте жылуды анықтау үшін энтропия өзгерісі кезіндегі, яғни $T=f(S)$ (8.3 сурет) жүйе температурасының өзгерісін қарастырамыз.

Процесс барысында жүйе температурасы T_1 бастап T_2 дейін өзгерсін (C және D нүктелері). Сонда жылу мөлшері графикалық $GCDH$ ауданымен өрнектеледі. Жылуды Q_t анықтау үшін (8.3 суреттегі $GCDH$ аудан) жұмысты есептеген кездегі сияқты әдісті қолданамыз. Энтропия dS шексіз аз өзгерген кезде (8.3) формула бойынша анықталатын жылу dQ_t беріледі деп есептейміз. Бұл шама 8.3 суретте торлы штрихмен көрсетілген. Энтропия S_1 бастап S_2 дейін өзгерген кездегі толық жылуды интегралдау көмегімен табамыз:

$$Q_t = \int_{S_1}^{S_2} TdS.$$

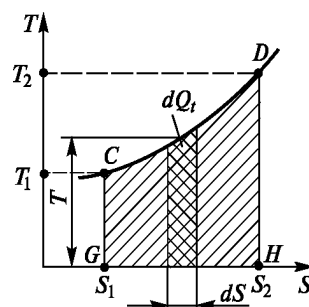
8.3 суретте келтірілген графикті TS-диаграмма деп атау қабылданған.

ХЖ жылу мөлшерінің өлшем бірлігі Дж (джоуль) болып табылады

Алайда, әлі күнге дейін жылудың ескірген бірлігі – калория (кал) қолданылып келеді.

Жылу бірлігін ауыстырған кезде мына қатынас қолданылуы мүмкін:

1 кал = 4,19 Дж немесе 1 Дж = 0,239 кал. Меншікті жылудың өлшем бірлігі: Дж/кг немесе кал/кг



8.3 сурет. Жылуды анықтауға арналған график 69

Жоғарыда келтірілген мәліметтерден жылуалмасу мен жұмыстың энергиямен алмасу түрлері, ал олардың мөлшері энергия алмасу процесінде берілетін энергия екендігі шығады.

Термодинамикалық талдауда кең қолданылатын энергетикалық сипаттамалардың бірі *энтальпия*. Энтальпия H – бұл термодинамикалық жүйенің ішкі энергиясының және оның қысымы p мен көлемінің W көбейтінділерінің қосындысына тең шама:

$$H = U + pW \quad (8.4)$$

Бұл шама жұмыс денесі ретінде газды қолданатын термодинамикалық жүйелерді талдаған кезде жиі қолданылады. Мысалы, цилиндрдегі газдың энтальпиясы (8.1 суретті қараңыз) мына формула бойынша есептелуі мүмкін:

$$H = U + pS_n x_0.$$

Соңғы тәуелділікті талдау екінші қосылғыш сығылған газдың потенциал энергиясы деген тұжырым жасауға мүмкіндік береді. Оны кеңейткен кезде бұл энергия жұмысты орындау үшін жүзеге асырылуы мүмкін. Осыдан энтальпия жұмыс денесінің ішкі энергиясы мен ол сығылу нәтижесінде ие болатын потенциал энергиясының қосындысы болып табылатынын көреміз.

Энтальпия H мәндері термодинамикалық жүйенің әр күйі үшін жеке болатын U , p және W мәндерімен анықталады. Сондықтан энтальпияның да жүйенің әр күйі үшін белгілі бір және жеке мәні болады, яғни оның күй функциясы болып табылады.

Термодинамикада меншікті энтальпия да кең қолданысқа ие:

$$h = \frac{H}{m} = \frac{U + pW}{m} = u + pw.$$

Басқа энергетикалық параметрлер сияқты ХЖ энтальпияның өлшемділігі Дж (джоуль), ал меншікті энтальпияның өлшемділігі – Дж/кг болады.

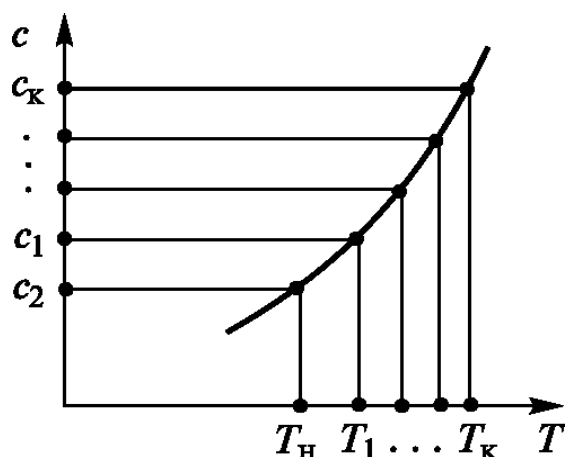
Осылайша, термодинамикалық жүйенің ішкі энергиясы мен энтальпиясы оның күй функциясы, ал жұмыс пен жылуалмасу энергиямен алмасу түрлері болып табылады.

8.3. Жылу сыйымдылық

Термодинамикалық есептеулерде жылу мөлшерін анықтау үшін *жылу сыйымдылық* түсінігі қолданылады. Заттың жылу сыйымдылығы c деп көп жағдайда оны бір градусқа қыздырған кезде оған кететін жылу мөлшері деп түсіндіріледі.

Тәжірибеде меншікті жылу сыйымдылық, яғни зат мөлшерінің бірлігінің жылу сыйымдылығы қабылданған. Массалық, көлемдік және мольдік жылу сыйымдылық түрлері болады. Массалық жылу сыйымдылық кең қолданысқа ие болды, ол бірлік масса заттың жылу сыйымдылығы. Зат массасы m болған кезде, оның массалық жылу сыйымдылығы мына формула бойынша анықталады:

$$c = \frac{1}{m} \frac{\Delta Q_t}{\Delta T}, \quad (8.4)$$



8.4 сурет. Жылу сыйымдылықтың температураға тәуелділігі

бұл жерде ΔQ_t — затқа берілген жылу мөлшері;
 ΔT — *зат температурасының өзгерісі*.

ХЖ меншікті массалық жылу сыйымдылықтың өлшем бірлігі Дж/(кг • К) болып табылады.

Заттың жылусыйымдылығы оны қыздыру шартына тәуелді болатындығын айта кету керек. Бұл денені қыздыру кезінде қандай да бір жұмыстың орындалуы мүмкін екендігімен түсіндіріледі. Сонда берілген жылу мөлшерінің бір бөлігі осы жұмысқа жұмсалады. Мұндай жағдайда бұл заттың жылу сыйымдылығы төмен болады.

Машина жасауда жұмыс денесін (газды) қыздыру немесе суыту қысымды p өзгертпей

жүргізілетін процестер қолданылады. Мұндай жылу сыйымдылықты ары қарай c_p деп белгілейміз (тұрақты қысым кезіндегі меншікті жылу сыйымдылық). Көлем тұрақты болып қалатын жылу алмасу кезінде алынған заттың (газдың) жылуsыйымдылығының маңызы да жоғары. Мұндай жылу сыйымдылықты ары қарай c_v деп белгілейміз (тұрақты көлем кезіндегі меншікті жылуsыйымдылық).

c_p және c_v жылуsыйымдылықтары бір-бірімен өзара байланысты. Идеал газ үшін олардың арасындағы тәуелділік физикадағы белгілі Майер формуласы орнатады

$$c_p - c_v = R,$$

бұл жерде R — универсал газ тұрақтысы, Дж/(кг • К)

Кейбір техникалық құрылғылардың термодинамикалық есептеулерінде *адиабата көрсеткіші* деп аталатын c_p и c_v меншікті жылу сыйымдылықтар қатынасы маңызды болатындығын айта кету керек:

$$k = c_p / c_v. \quad (8.6)$$

Майер формуласы мен (8.6) бірге шешу арқылы c_p және c_v меншікті жылу сыйымдылықтардың, адиабата көрсеткіші k мен меншікті газ тұрақтысының R арасындағы байланысты алуға болады:

$$c_p = \frac{k}{k-1} R \text{ және } c_v = \frac{1}{k-1} R.$$

Тәжірибе жылуsыйымдылық температураға айтарлықтай тәуелді болуы мүмкін екендігін көрсетті (8.4 сурет). Сондықтан нақты жылу сыйымдылық температура шексіз аз өзгерген кезде (шамамен $T = \text{const}$ болған кезде) (8.5) формула бойынша анықталуы мүмкін. Алайда, температура төмендеген кезде (бастапқы T_n бастап соңғы T_k дейін) нақты процестерді есептеу үшін ΔT температура мен ΔQ_t жылудың соңғы өзгерістерін қолданған ыңғайлы. Бұл жағдайда жылу мына формуламен анықталуы мүмкін

$$\Delta Q_t = cm\Delta T = cm(T_n - T_k),$$

бұл жерде c — T_n мен T_k температура интервалындағы меншікті массалық жылу сыйымдылық.

Есептік жылу сыйымдылықты анықтау үшін әр түрлі температура кезінде ($T_1, T_2, \dots, T_n$), осы заттың жылу сыйымдылықтары келтірілген кестені қолдану керек және оның орташа мәнін тапқан дұрыс. Жылу сыйымдылық бойынша мәліметтерді термодинамика бойынша кез келген анықтамалықтан алуға болады.

Термодинамикалық есептеулерді жүргізген кезде газ қоспаларымен жиі жұмыс істеуге тура келеді. Қоспаның меншікті жылу сыйымдылығын анықтау үшін осы қоспаны құрайтын әр газ үшін $c_1, c_2, \dots, c_n$ меншікті жылу сыйымдылықты алдын ала анықтау керек. Газ қоспаларының жылу сыйымдылықтарын есептеу үшін формуланы қоспаны қыздыру үшін жұмсалатын жылу қоспаның әр газын қыздыру үшін жұмсалған жылу мөлшерінің қосындысына тең деген болжаммен алады. Сонда газ қоспасының массалық жылуsыйымдылығы келесі формула бойынша есептеледі:

$$c = \frac{m_1}{m} c_1 + \frac{m_2}{m} c_2 + \dots + \frac{m_n}{m} c_n$$

бұл жерде $m_1, m_2, \dots, m_n$ — қоспаны құрайтын газдардың массалары, ал m — газ қоспасының жалпы массасы.

8.4. Термодинамиканың бірінші заңы

Ғылымның даму барысында энергияның әр түрлерінің арасында сандық қатынастар анықталды. Бұл қатынастар эквивалент атауына ие болған. Энерегияның әр түрлерінің эквиваленттілігі негізінде энерегияның сақталу және түрлену заңы қалыптасқан (XIX ғ. ортасында): энергия жоқтан пайда болмайды және ешқайда жоғалып кетпейді.

Термодинамикалық талдауға ыңғайлы түрге келтірілген энергияның сақталу және түрлену заңы *термодинамиканың бірінші заңы (бірінші бастамасы)* деп аталады.

Термодинамиканың бірінші заңының математикалық тәуелділігін алу үшін қоршаған ортамен жылу және механикалық жұмыспен алмаса алатын жабық жүйені қарастырамыз. Осы жүйеге қандай да бір уақыт периодында Q_t жылу берілсін және осы периодта ол L жұмысын орындасын. Осының есебінен жүйенің ішкі энергиясы ΔU –ға өзгереді. Сонда энергияның сақталу және түрлену заңының негізінде термодинамиканың бірінші заңының математикалық жазбасын аламыз:

$$\Delta U = Q_t - L. \quad (8.7)$$

Термодинамикада жүйеге келтірілген жылуды, яғни оның ішкі энергиясын арттыратын жылуды оң деп есептеу қабылданған. Термодинамикалық жүйемен орындалған жұмысты, яғни оның ішкі энергиясын төмендететін жұмысты оң деп есептейді.

Осылайша, (8.7) тәуелділігі термодинамиканың бірінші заңын келесідей қалыптастыруға мүмкіндік береді: термодинамикалық жүйенің ішкі энергиясының өзгерісі оған келтірілген энергия мен осы жүйе орындаған жұмыстың айырмасына тең.

Термодинамиканың бірінші заңының тұжырымдамасы бірінші ретті мәңгі қозғалтқыш мүмкін емес деген тұжырыммен шамалас. Бірінші ретті мәңгі қозғалтқыш деп энергия берілмеген кезде де жұмыс істей алатын машинаны айтады.

Термодинамиканың бірінші заңынан үш жеке жағдай алынуы мүмкін. Егер термодинамикалық жүйе абсолют қатты (механикалық жұмыс мүмкін емес) және адиабаталық (жылу өтпейтін) қабықшаға салынса, онда $\Delta U = 0$ жүйенің ішкі энергиясы тұрақты. Егер термодинамикалық жүйе абсолют қатты қабықшаға салынса, онда сыртқы ортамен жылуалмасу мүмкін емес, онда $\Delta U = Q_t$, яғни оның ішкі энергиясы берілген жылу шамасына артады. Егер термодинамикалық жүйе жылу оқшаулайтын, бірақ деформацияланатын қабықшаға (механикалық жұмыс мүмкін) орналастырылса, онда $\Delta U = -L$, яғни оның ішкі энергиясы осы жүйе атқаратын жұмыс шамасына төмендейді.

Әлі күнге дейін термодинамиканың бірінші заңы жабық жүйелерге қатысты қарастырылып келген. Ашық термодинамикалық жүйеде оның ішкі энергиясының өзгерісі қосымша түрде зат алмасумен байланысты.

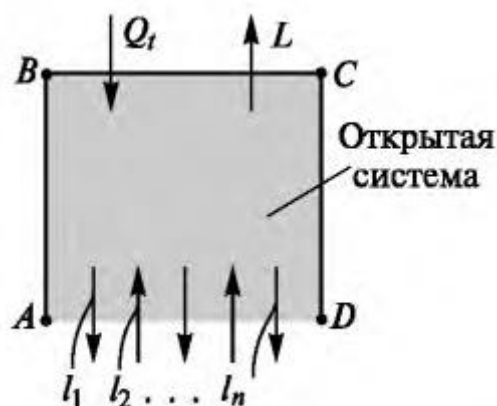
Қоршаған ортамен жылу Q_t және жұмыспен L алмасу жүзеге асырылатын $ABCD$ бетпен шектелген ашық термодинамикалық жүйені (8.5 сурет) қарастырамыз. Сонымен бірге AD бет арқылы зат алмасу (бірнеше ағынмен) жүреді, осы ағынның бір бөлігі ашық жүйеге түседі, ал тағы бір бөлігі одан шығып кетеді. Осы ағындардың әрқайсысы белгілі бір уақыт аралығында AD бет арқылы p_j (j – ағын номері) қысымдағы көлемі W_j болатын затты тасымалдайды. Затты тасымалдаған кезде W_j көлемдегі p_j қысым өзгермейді деп есептейміз, ал онымен бірге тасымалданатын ішкі энергия U_j тең. Осылайша, әр ағын ашық жүйеге энтальпия алып келеді немесе оны алып кетеді (8.4):

$$H_j = U_j + p_j W_j.$$

Сонда қарастырылып отырған жағдай үшін термодинамиканың бірінші заңы келесі математикалық түрде жазылады:

$$\Delta U = Q_t - L + (H_1 + H_2 + \dots + H_n),$$

бұл жерде $H_1, H_2, \dots, H_n$ — заттың әр ағынының энтальпиясы (жүйеге келіп түсетін ағындар үшін



Ашық жүйе 8.5 сурет. Ашық термодинамикалық жүйенің схемасы

$H > 0$, ал жүйеден шығатындар үшін $H < 0$ қабылдайды).

Осылайша, ашық жүйе үшін термодинамиканың бірінші заңы қоршаған ортамен жылу және жұмыс алмасумен бірге жүйеге алып келінген және одан зат ағындарымен шығарылатын энтальпияларды ескереді.

8.5. Термодинамикалық үдерістер

Тепе-теңдік күйдегі, яғни температура T , қысым p және меншікті көлемі ω оның барлық нүктесінде бірдей болатын термодинамикалық жүйені қарастырамыз. Термодинамикалық жүйе, мысалы газдың қандай да бір көлемі егер қоршаған орта екеуінің арасында энергиямен алмасу (жұмыс немесе жылу алмасу түрінде) болмаса, тепе-теңдікте болады. Осы газ бен қоршаған ортаның арасында энергиямен алмасу пайда болған кезде оның күй параметрлері (T , p және ω) өзгере бастайды, яғни термодинамикалық процесс басталады. Сондықтан термодинамикалық процесс деп қоршаған ортамен энергия алмасу нәтижесінде термодинамикалық жүйе күйінің өзгерісін айтады.

Бұл процестің қажетті шарты газ көлемі мен қоршаған орта арасында температура айырымының немесе қысым айырымының болуы болып табылады. Бірінші жағдайда жылу алмасу мүмкіндігі, ал екінші жағдайда – механикалық жұмысты орындау (газды сығу немесе кеңейту) мүмкіндігі пайда болады.

Қысымның немесе температураның шексіз кішкентай өзгерістерінде жүретін процестер шексіз баяу жүреді. Бұл кезде термодинамикалық жүйенің барлық нүктелерінде (мысалы тұйықталған көлемде) күй параметрлері (T , p , ω) кез келген уақытта бірдей болады, яғни кез келген сәтте жүйе тепе-тең болады. Осының салдарынан бұл процестерді *тепе-теңдік процестер* деп атайды. Тепе-теңдік процестер кері бағытта да жүруі мүмкін, яғни қайтымды сипатқа ие болуы мүмкін. Сондықтан оларды қайтымды процестер деп те атайды.

Күй параметрлерінің айтарлықтай өзгерістерінде жүретін процестер қайтымсыз сипатқа ие, яғни кері бағытта жүре алмайды. Қысым немесе температураның айтарлықтай өзгерісінде жүретін процестерді *тепе-теңдіксіз* немесе *қайтымсыз* процестер деп атайды.

Тепе-теңдік процестердің теориялық екендігін айта кету керек. Нақты процестер қанда да бір шамада болсын әрқашан тепе-теңдіксіз (қайтымсыз), себебі кез келген нақты процестің кері жүруі үшін сырттан қосымша энергия жұмсау керек.

Термодинамиканың бірінші заңы тұрғысынан термодинамикалық процесті қарастырайық. Жабық жүйе үшін термодинамика заңының математикалық жазу түрлерінің бірі (8.7) жүйеге (газ көлеміне) берілген жылу Q осы жүйенің (газдың) жұмыс денесінің ішкі энергиясын ΔU арттыру үшін және L жұмыс орындау үшін қажет екендігін көрсетеді. Жалпы жағдайда нақты процестерді зерттеген кезде ішкі энергияны ΔU өзгертуге және жұмыс L жасауға қажетті жылу үлесі белгісіз болады. Бұл нақты процестерді термодинамикалық талдауды қиындатады.

Осы көрсетілген қиындықты жою үшін осы нақты процесте ішкі энергияны ΔU өзгерту үшін берілген жылудың Q бір бөлігі жұмсалады деп есептейміз және оны келесідей белгілейміз:

$$\varphi = \Delta U / Q.$$

Соңғы формуладан жүйенің ішкі энергиясының өсіндісін табамыз:

$$\Delta U = \varphi Q. \quad (8.8)$$

(8.8) теңдеуден жұмысты орындауға жылудың қалған бөлігі жұмсалатындығы шығады:

$$L = (1 - \varphi)Q.$$

Ішкі энергия мен жұмыстың арасындағы жылуды бөлетін тұрақты пропорция кезде өтетін, яғни $\varphi = \text{const}$ кезіндегі процестерді *политропиялық* (немесе *политропты*) деп атайды. Бұл кезде процестің «политропиялық» критеріі ретінде мына формула бойынша анықталатын политроп көрсеткіші қолданылады:

$$n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n} \quad (8.9)$$

бұл жерде c_p және c_v — сәйкесінше тұрақты қысым мен көлем кезіндегі меншікті жылу сыйымдылықтар; c_n — n политроп көрсеткішіне ие сол заттың ағымдық (еркін) процестегі меншікті жылу сыйымдылығы.

Политроп көрсеткішін n енгізу термодинамиканың бірінші заңы (8.7) және Клапейрон теңдеуінің (8.1) негізінде математикалық түрлендірулерден кейін идеал газ үшін келесі тәуелділікті алуға мүмкіндік береді:

$$p\omega^n = \text{const}, \text{ немесе } p_1\omega_1^n = p_2\omega_2^n \quad (8.10)$$

(8.10) теңдеуі термодинамикалық процестің басындағы p_1 қысымды және ω_1 меншікті көлемді оның соңындағы оған ұқсас шамалармен (p_2 және ω_2) байланыстырады.

Сол теңдеулерді қолдана отырып, процестің басындағы температура T_1 және соңындағы температура T_2 болған кезде осы параметрлердің байланысын алуға болады

$$T\omega^{n-1} = \text{const} \quad \text{немесе} \quad T_1\omega_1^{n-1} = T_2\omega_2^{n-1} \quad (8.11)$$

немесе

$$\frac{1}{T} p^{\frac{n-1}{n}} = \text{const}, \quad \text{немесе} \quad \frac{1}{T_1} p_1^{\frac{n-1}{n}} = \frac{1}{T_2} p_2^{\frac{n-1}{n}}. \quad (8.12)$$

(8.10)...(8.12) тәуелділіктері политроп көрсеткіші n белгілі болған кезде идеал газдардың термодинамикалық процестерін есептеуге мүмкіндік береді.

Политроп көрсеткіші n тәжірибелік есептеулер үшін ыңғайлы, бірақ физикалық мағынасы қиын болады. Алайда оны φ шамасымен математикалық тәуелділікпен байланыстыруға болады. Ол үшін (8.6) ескере отырып, (8.9) мынаны аламыз:

$$c_n = c_v \frac{k - n}{1 - n}. \quad (8.13)$$

Ары қарай термодинамикалық процесс пайдалы жұмыс орындамай жүретін жағдайды, яғни $L = 0$, $\omega = \text{const}$ және $c = c_v$ жағдайды қарастырамыз. (8.7) термодинамиканың бірінші заңы мен (8.5) формулаға сәйкес мынаны жазамыз:

$$\Delta U = Q_t = c_v m \Delta T.$$

Политроптың n еркін көрсеткішінде, бірақ температура өзгерісінің ΔT сол мәні кезінде жүретін процесс үшін (8.5) сәйкес келесіні аламыз:

$$Q_t = c_n m \Delta T.$$

Ары қарай ΔU және Q_t үшін өрнекті (8.8) теңдеуіне қоямыз және оны политроптың n еркін көрсеткішімен процестегі меншікті жылу сыйымдылыққа қатысты шешеміз:

$$c_n = c_v / \varphi.$$

Соңғы формула мен (8.13) теңдеудің оң жақтарын теңестіре отырып, мына шешімді аламыз:

$$\varphi = \frac{1 - n}{k - n} \quad \text{немесе} \quad n = \frac{1 - \varphi k}{1 - \varphi} \quad (8.14)$$

(8.14) тәуелділіктері политроп n көрсеткіші мен газдың (осы газ үшін k көрсеткіші – константа) ішкі энергиясын өзгерту үшін жұмсалған жылу үлесінің φ арасындағы байланысты анықтайды. Осылайша, политроп көрсеткіші n термодинамикалық процесс шарттарымен, яғни ішкі энергияны өзгерісіне жұмсалған φ жылу үлесімен анықталады.

Политроп көрсеткішін n енгізу әр түрлі физикалық параметрлерді есептеуді айтарлықтай жеңілдетеді. Осылайша, егер (8.2) өрнекке (8.14) тәуелділігін қойса, интегралдағаннан кейін жұмысты есептеуге арналған формуланы аламыз:

$$L = \frac{m}{n - 1} (p_1 \omega_1 - p_2 \omega_2).$$

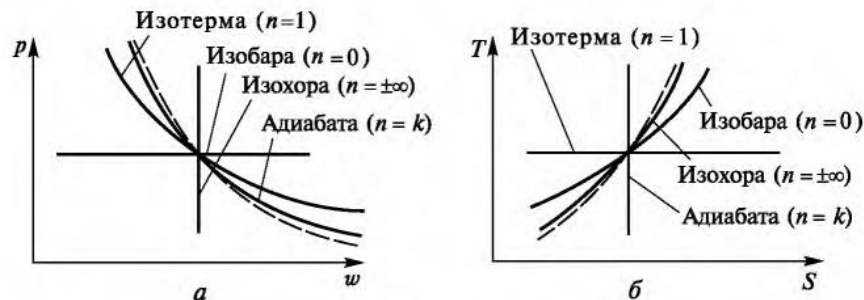
Бұл формуланы (8.1) теңдеуді ескере отырып, мына түрге келтіруге болады:

$$L = \frac{mR}{n-1}(T_1 - T_2).$$

(8.5) теңдеуден (8.13) тәуелділікті ескере отырып, жылу мөлшерін есептеуге арналған формуланы аламыз:

$$Q_t = c_{vm} \frac{k-n}{1-n}(T_1 - T_2).$$

Енгізілген φ және n параметрлерінің маңыздылығын ескере отырып, термодинамикалық жүйе мен қоршаған орта арасында жылу алмасу жүретін процестер үшін (8.10)...(8.12) формулаларының қолдануларына талдау жүргіземіз.



8.6 сурет. Термодинамикалық процестердің сызықтары: a — $p\omega$ -диаграмма; b — TS -диаграмма

Процестерді талдауды $\varphi = 0$, яғни берілген жылу ішкі энергияның өзгерісіне жұмсалмайтын жағдайдан бастаған дұрыс. Бұл жағдайда политроп көрсеткіші $n = 1$, ал (8.11) және (8.12) тәуелділіктер $T_1 = T_2$ теңдеулері болады, яғни процесс тұрақты температура кезінде жүреді және **изотермиялық** деп (немесе **изотермдік**) деп аталады. (8.10) тәуелділігі Бойль–Мариотт заңына ($p\omega = \text{const}$) айналады. Изотермдік процесс сызықтары (изотермдер) 8.6 суретте көрсетілген. p — ω координатасында изотерма гиперболы (8.6, а суретті қараңыз), ал T – S координаталарында горизонталь түзу (8.6, б суретті қараңыз) болып табылады.

φ ұлғайған кезде жүйенің ішкі энергиясы мен оның температурасы өзгере бастайды. $\varphi = 1/k$ жеткен кезде политроп көрсеткіші (8.14) сәйкес нольге тең болады ($n = 0$). Сонда (8.10) және (8.12) тәуелділіктері $p_1 = p_2$ түрге ие болады, яғни процесс тұрақты қысымда жүреді және **изобаралық** деп аталады. (8.11) тәуелділігі Гей-Люссак заңына ($T/\omega = \text{const}$) түрленеді. Изобаралық процесстер сызықтары (изобара) $p\omega$ -диаграммада горизонталь түзу (8.6, а суретті қараңыз), ал TS - диаграммасында горизонталь түзу (8.6, б суретті қараңыз) болып табылады.

Белгілі бір жағдайда барлық жылу жүйе ішкі энергиясының артуына жұмсалыуы мүмкін. Сонда $\varphi = 1$ және (8.14) сәйкес $n = \pm\infty$. Осы процесс үшін (8.10) тәуелділігінен n дәрежесін түбірден шығарған ыңғайлы. Нәтижесінде мынаны аламыз:

$$p_1^{\frac{1}{n}} \omega_1 = p_2^{\frac{1}{n}} \omega_2.$$

$n = +\infty$ және $n = -\infty$ болған кезде $p^u = 1$, ал $\omega_1 = \omega_2$. Сәйкесінше тұрақты көлемдегі процесс **изохоралық** процесс деп аталады. (8.11) тәуелділігін талдау да осы сияқты нәтиже береді, бірақ оны түрлендірген кезде $n - 1$ дәрежесін қолданған дұрыс. Сонда (8.12) тәуелділігіндегі дәреже көрсеткіші бірге тең мәнді қабылдайды, ал тәуелділіктің өзі Шарль заңына ($p/T = \text{const}$) түрленеді. Изохоралық процесс сызығы (изохора) $p\omega$ -диаграммада вертикаль түзу (8.6, а суретті қараңыз), ал TS – температура T күрт артатын ұлғаятын тәуелділік (8.6, б суретті қараңыз) болып табылады.

Ең соңынан **адиабаталық** (немесе **адиабаттық**) процесті талдаймыз. Ол қоршаған ортамен жылу алмаспайды. Адиабаталық процесс кезінде политроп n көрсеткіші адиабата k көрсеткішіне тең, ал есептеу үшін $n = k$ кезіндегі (8.10)...(8.12) формулалары қолданылады. Адиабаталық процестің сызығы (адиабата) $p\omega$ -диаграммада қысымның айтарлықтай өзгерісімен қисық сызықты тәуелділік (8.6, а суретті қараңыз), ал TS –диаграммада вертикаль түзу (8.6, б суретті қараңыз) болып табылады.

8.6. Термодинамикалық циклдер

Термодинамикалық цикл деп (немесе айналмалы процесс) деп термодинамикалық жүйе алғашқы күйінен шығып, параметрлерінің біраз өзгерісінен кейін қайтадан осы күйіне қайтып келетін процесті айтамыз. Жүйе циклдың соңында өзінің бастапқы орнына қайтып келетіндіктен, оның барлық параметрлері (p, ω, T, S) де бастапқы мәндерін қабылдайды. Сонда осы процесті көрсететін қисықтар $p\omega$ - және TS -диаграммаларда тұйықталған сызық түріне ие болады (8.7 сурет).

Жоғарыда айтып өткендей, термодинамикалық жүйенің ішкі энергиясы оның күй параметрлерімен анықталады. Сондықтан циклдың басында және соңында оның ішкі энергиясы бірдей, яғни бір цикл кезінде ішкі энергияның өсімі $\Delta U = 0$. Сонда термодинамиканың бірінші заңы (8.7) негізінде былай жазамыз

$$Q_t = L,$$

яғни, жүйе бір циклда жасаған жұмыс ол осы уақыт алған жылу мөлшеріне тең.

8.7,а суретте көрсетілген циклдың $p\omega$ -диаграммасын қарастырайық. Циклдың бастапқы орны A нүктесі болсын, ал цикл сағат тілінің бағытымен қозғалсын, яғни $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$ және т.с.с. Сонда ABC қисығының бөлігінде жұмыс оң, себебі жүйе көлемі ұлғаяды. Бұл жұмыс E_{ABCF} ауданымен анықталады (8.2 бөлімді қараңыз), яғни $L_1 = k_L S_{E_{ABCF}}$ (k_L — пропорционалдық коэффициенті). CDA қисығының бөлігінде жұмыс теріс (жүйе көлемі кішірейеді) және оның мәні E_{ADCF} ауданымен анықталады, яғни $L_2 = k_L S_{E_{ADCF}}$. Цикл барысында жүйе орындаған барлық жұмысты жоғарыда көрсетілген аудандардың айырымынан табамыз:

$$L = L_1 - L_2 = k_L (S_{E_{ABCF}} - S_{E_{ADCF}}) = k_L S_{ABCD}.$$

$S_{E_{ABCF}} > S_{E_{ADCF}}$, болатындықтан, бір цикл кезінде жасалған жұмыс оң болады.

Сол сияқты, бірақ TS -диаграмманы қолданып (8.7 сурет) $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$ және т.с.с. тұйықталған контур бойынша қозғалыс кезіндегі жылуды табамыз. Циклдың BCD бөлігінде жұмыс денесіне Q_{t1} жылу беріледі. Оның мәні G_{BCDH} ауданымен анықталады, яғни $Q_{t1} = k_Q S_{G_{BCDH}}$ (k_Q — пропорционалдық коэффициенті). DAB аумағында жұмыс денесінен жылу шығарылады және оның мәні G_{BADH} ауданымен анықталады, яғни $Q_{t2} = k_Q S_{G_{BADH}}$. Сонда бір цикл кезінде берілген жылуды мына формула бойынша табамыз:

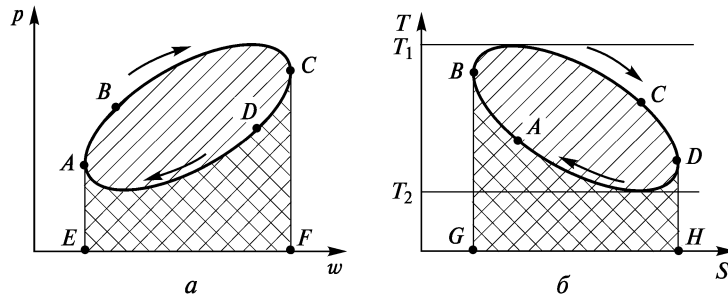
$$Q_t = Q_{t1} - Q_{t2} = k_Q (S_{G_{BCDH}} - S_{G_{BADH}}) = k_Q S_{ABCD}.$$

$S_{G_{BCDH}} > S_{G_{BADH}}$ болатындықтан, жылу оң мәнге ие болады, яғни ол жүйеге беріледі.

Қарастырылған мысалда цикл уақыты ішінде термодинамикалық жүйе жылу алады және механикалық жұмыс атқарады. Мұндай цикл тура деп аталады, яғни тура термодинамикалық жүйеде жүйеге берілген жылудың механикалық жұмысқа түрленуі жүреді. Тәжірибеде тура айналымды қолданатын құрылғының мысалы іштен жанатын қозғалтқыш болып табылады.

Егер 8.7 суреттегі диаграммалардың келтірілген талдауын кері бағытта ($A \rightarrow D \rightarrow C \rightarrow B \rightarrow A$, яғни сағат тіліне қарсы) қайталаса, онда нәтижесінде теріс жұмысты және теріс жылуды аламыз, яғни мұндай термодинамикалық жүйедегі жұмыс жұмыс денесін суытуға (жылуды шығаруға) жұмсалады. Мұндай циклдарды *кері* деп атайды. Тәжірибеде кері циклды қолданатын құрылғы мысалы суытқыш қондырғы болып табылады.

Қарастырылған мысалда жұмыс денесіне Q_{t1} жылу берілген. Бірақ ол толықтай жұмысты орындауға жұмсалмайды. Оның Q_{t2} түріндегі бөлігі жұмыс атқармай шығарылған.



8.7 сурет. Термодинамикалық цикл кескіні: *a* — $p\omega$ -диаграмма; *б* — TS -диаграмма

Жылудың жұмысқа түрлену тиімділігі η_t циклдың термиялық ПӘК бағаланады:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_{t1}} = \frac{Q_1}{Q_{t1}} = \frac{Q_{t1} - Q_{t2}}{Q_{t1}} = 1 - \frac{Q_{t2}}{Q_{t1}}. \quad (8.15)$$

$Q_{t1} = k_Q S_{GBCDH}$ және $Q_{t2} = k_Q S_{GBADH}$ екендігін ескере отырып, термиялық ПӘК TS -диаграмманың ауданы арқылы өрнектеуге болады:

$$\eta_t = 1 - \frac{S_{GBADH}}{S_{GBCDH}}. \quad (8.16)$$

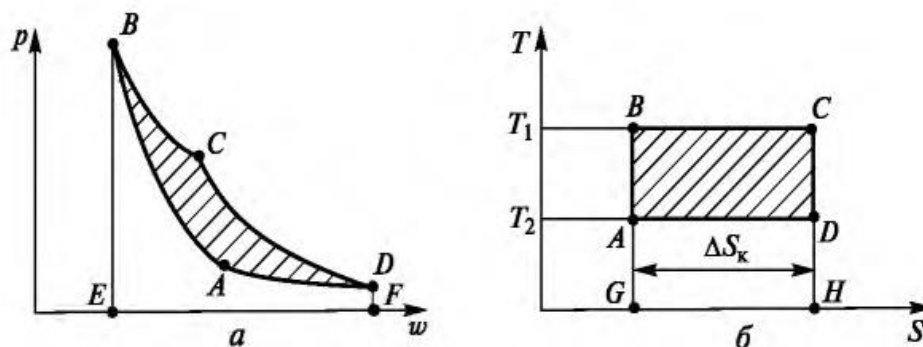
(8.16) өрнектен S_{GBADH} ауданының кішіреюі немесе S_{GBCDH} ауданның ұлғаюы η_t термиялық ПӘК арттыратындығы шығады, ал $S_{GBADH} = 0$ немесе $S_{GBCDH} = \infty$ болған кезде $\eta_t = 1$, бұл нақты процестерде мүмкін емес.

Идеал цикл, яғни η_t термиялық ПӘК максимум мәнге ие цикл жасау мақсатында (8.16) формуласына талдау жүргіземіз. Мысал ретінде жылу T_1 температурамен жылу көзінен температурасы төменірек T_2 мәнге ие болатын оның тұтынушысына берілетін циклды қарастырамыз.

(8.16) формулаға сәйкес ең үлкен η_t қамтамасыз ету үшін температураның $T_{\max} = T_1$ және $T_{\min} = T_2$ берілген мәндерінде S_{GBADH} ауданын барынша кішірейту керек және S_{GBCDH} арттыру керек (8.7,6 суретті қараңыз).

Қарастырылып отырған цикл жұмысының шартымен температураның максимум мәні T_1 анықталғандығын ескерсек, онда егер BCD сызығын (8.7,6 суретті қараңыз) $T = T_1$ кезінде горизонталь түзуге созса S_{GBCDH} максимум болады. Бұл 8.8, б суретте жасалған (BC сызығы). Қарастырылып отырған цикл жұмысының шарттарымен температураның минимум мәні T_2 анықталған. Егер BAD сызығын да (8.7,6 суретті қараңыз) $T = T_2$ кезінде горизонталь сызыққа созсақ, S_{GBADH} минимум болады. Бұл 8.8, б суретте орындалған (AD сызығы). S_{GBCDH} максимумын және S_{GBADH} минимумын қамтамасыз ету үшін A және B нүктелерін, сонымен бірге C и D вертикаль түзулермен қосу керек екендігі белгілі.

Осы циклды француз ғалымы С.Карно ұсынған және ол Карно циклы деп аталады. Көріп отырғанымыздай, температураның берілген өзгерісінде максимум термиялық ПӘК қамтамасыз ететін цикл (Карно циклы) екі изотермадан (BC және DA) және екі адиабатадан (AB және CD) құралған. 8.8, а суретте $p - \omega$ координаталарында тура сол Карно циклы келтірілген. Карно циклын жүзеге асыру келесідей қамтамасыз етілуі мүмкін. Жұмыс денесі бастапқы температурасы T_1 болатын газ болып табылатын құрылғы бірінші сатыда жылу көзінен Q_{t1} жылу алады. Жылуды алу барысында газдың температурасы тұрақты T_1 болып қалады, ал энтропия ΔS_k мәнге артады (8.8, б суреттегі BC сызығы). Бұл кезде газ ұлғаяды (оның көлемі ұлғаяды), ал оның қысымы төмендейді (8.8, а суреттегі BC сызығы). Осылайша газ оң жұмыс атқарады.



8.8 сурет. Термодинамикалық Карно циклының кескіні: а — р- v -диаграмма; б — T - S -диаграмма

Екінші сатыда жылу алмасу болмайды. Жұмыс газының температурасы T_1 -ден T_2 -ге төмендейді, ал энтропия өзгеріссіз қалады (8.8,б суреттегі CD сызығы). Бұл кезде көлем өсуін жалғастырады, ал қысым бірінші сатыға қарағанда қарқынды түрде төмендейді (8.8,а суреттегі CD сызығы), яғни газ қайтадан жұмыс атқарады.

Үшінші сатыда ертеректе алынған жылудың бір бөлігі Q_{12} жұмыс денесінен (газдан) тұтынушыға беріледі. Жылуды беру процесі кезінде газ температурасы T_2 тұрақты болып қалады, ал энтропия ΔS_k (8.8,б суреттегі DA сызығы) шамаға төмендейді. Бұл кезде газ көлемі кішірейеді, ал оның қысымы артады (8.8, а суреттегі DA сызығы), яғни үшінші сатыда газ жұмысы осы сияқты бірінші және екінші сатымен салыстырғанда теріс таңбаға ие болады.

Соңғы (төртінші) сатыда жылу алмасу тағы да болмайды, газ температурасы T_2 бастап T_1 дейін артады, ал энтропия өзгермейді (8.8,б суреттегі AB сызығы). Бұл кезде газ көлемі одан сайын кішірейеді (8.8,а суреттегі AB сызығы), яғни газ үшінші сатыдағы сияқты таңбамен жұмыс істейді.

Карно циклын жылу көзі мен оның тұтынушысының арасында өткізгіш (жұмыс газы) болған кезде ғана жүзеге асыруға болатындығын айта кетейік, себебі жылу көзі мен тұтынушының температуралары әр түрлі (T_1 , T_2) бірақ тұрақты болады және осы себептен олардың арасындағы бұл процесс бір өткізгішсіз тұйықтала алмайды.

Жылу көзінен жұмыс денесіне жылу берген кезде олардың температурасы T_1 бірдей, ал жылу алмасу температуралар әр түрлі болғанда ғана мүмкін болады. Демек, олардың температурасының айырмашылығы өте кішкентай болғаны.

T_2 температура кезінде және температуралардың айырмашылығы шексіз аз болғанда жұмыс денесі мен жылу тұтынушысының арасында жылу алмасу барысында осыған ұқсас процесс жүреді. Сәйкесінше, Карно циклы тепе-теңдікті болып табылады, себебі бұл циклда процестер температураның шексіз аз өзгерістерінде жүреді.

Карно циклының термиялық ПӘК бағалау үшін 8.8,б суретке сәйкес $Q_{11}=k_Q T_1 \Delta S_k$ және $Q_{12}=k_Q T_2 \Delta S_k$ шамаларын есептейміз. Бұл өрнекті Q_{11} және Q_{12} арналған өрнекке (8.15) қоямыз және түрлендіргеннен кейін Карно циклының термиялық ПӘК анықтауға арналған формуланы аламыз:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Алынған формуланы талдау Карно теоремасын тұжырымдауға мүмкіндік береді: жылу көзі мен жылу қабылдағышы бар циклдың термиялық ПӘК термодинамикалық процеске қатысатын жұмыс денелерінің қасиеттеріне тәуелді болмайды, жылу көзі мен қабылдағышының температураларымен ғана анықталады.

8.7. Термодинамиканың екінші заңы

8.6 бөлімде Карно циклы тепе-теңдікті процесс екендігі көрсетілген. Сонымен бірге, газ ұлғайған кезде (8.8 суреттегі BCD сызықтары) жүйе энтропиясы ΔS_k артады, ал оны сыққан кезде

тепе-теңдік айналымды процесте энтропияның өзгерісі нольге теңеседі, яғни

$$\Delta S_K = 0.$$

Тәжірибе нақты термодинамикалық процестердің тепе-теңдіксіз процестер болатындығын көрсетеді, яғни олар кері бағытта жүруі мүмкін болатын өзгерістермен бірге жүреді.

Оқшауланған жүйелерде нақты термодинамикалық процестер әрқашан тепе-теңдік орнатуға бағытталатындықтан, және егер жүйеде қысым немесе температура айырмашылықтары болса, онда процесс осы айырмашылықты жоюға бағытталады. Мұндай процесс әрқашан қайтымсыз болады, себебі оны тудыратын параметрлерді түзеткенге дейін жүреді.

Сонымен қатар, нақты процестерде энергияны беру әрқашан оның біраз бөлігінің жоғалуымен жүреді. Мысалы, механикалық жұмыс атқарған кезде оның бір бөлігі міндетті түрде жылуға айналады. Үйкеліс болмайтын машинаны жасау мүмкін емес. Үйкеліс үйкелетін денелердің қызуын тудырады. Бөлінген жылу қоршаған ортаға таралады.

Екі денеден және өткізгіштен тұратын оқшауланған жүйеде де энергия жоғалады. Мысалы, тепе-теңдікті процесс болып табылатын Карно циклының өзінде механикалық жұмыс орын алып, ал нақты құрылғыда жұмыстың болуы міндетті түрде үйкеліс пен энергияның жоғалуын тудырады.

Осылайша, кез келген нақты процесс тепе-теңдіксіз болады және қандай да бір дәрежеде энергия жоғалуымен жүреді.

8.4 бөлімде көрсетілгендей, термодинамиканың бірінші заңы энергияның әр түрлерінің арасында байланыс орнатады және олардың өзара түрленулерін зерттейді. Бірақ ол осындай түрленулер болуы мүмкін жағдайларды қарастырмайды. Мысалы, термодинамиканың бірінші заңы температурасы жоғары денеден жылудың температурасы төмен денеге немесе керісінше берілу мүмкіндігіне жол береді. Нақты процесс тек бірінші бағытта ғана жүре алады.

Термодинамиканың екінші заңы (екінші бастамасы) әр түрлі термодинамикалық процестерді жүзеге асыру мүмкіндігін қарастырады, яғни термодинамикалық процестерді сандық сипаттайтын бірінші заңға қарағанда екінші сан оларды сапалық сипаттайды. Ол процестер мүмкін болатын немесе мүмкін болмайтын шарттарды анықтайды.

Термодинамиканың екінші заңының тепе-теңдіксіз (нақты) процестердің мағынасын түсіндіретін бірнеше тұжырымдамалары бар.

Тұжырымдама айырмашылықтары олардың осы процестердің әр түрлі ерекшеліктерін көрсететіндігіне негізделеді. Олардың ең маңыздылары келесі тұжырымдамалар: жылу өздігінен аз қыздырылған денеден қатты қыздырылған денеге өте алмайды; нәтижесі жұмыстың жылуға толық түрленуі болатын процесс мүмкін болмай шықты.

Кейде термодинамиканың екінші заңының мағынасын нақтылау үшін бір тұрақты энергия көзімен жұмыс атқаратын екінші текті мәңгі қозғалтқыш түсінігін енгізеді. Сонда екінші заңының негізгі мағынасы екінші ретті мәңгі қозғалтқыштың мүмкін еместігін көрсетеді.

Екінші заң энтропия түсінігімен байланысты барлық мәселелерді қарастыруға мүмкіндік береді, сондықтан оны кейде энтропия туралы заң деп атайды. (8.3) сәйкес жылу берген кездегі ΔQ_t (жүйеге немесе одан) T температура кезінде жүйе энтропиясының өзгерісі келесі формула бойынша анықталады

$$\Delta S = \Delta Q_t / T. \quad (8.17)$$

Бірақ бұл тәуелділік тек тепе-теңдікті процестер үшін орындалады. Жұмыс орындалатын тепе-теңдіксіз процестер әрқашан осы жұмыстың бір бөлігінің жылуға ауысуымен жүреді (мысалы, үйкеліс есебінен), яғни қосымша $\Delta Q_{\text{ц}}$ пайда болады. Сонда

$$\Delta S = \frac{\Delta Q_t + Q_{\text{ц}}}{T} > \frac{\Delta Q_t}{T}. \quad (8.18)$$

Тепе-теңдікті (8.17) және тепе-теңдіксіз жүйелер үшін арналған (8.18) тәуелділіктерді

біріктіре отырып, мынаны аламыз:

$$\Delta S > \Delta Q_i / T.$$

Бұл қатынас термодинамиканың екінші заңының математикалық өрнегі болып табылады. Ол нақты термодинамикалық процесте жүйе энтропиясының өзгерісі тепе-теңдікті процесте болатын өзгерістен төмен болмайтындығын көрсетеді.

Т а р а у 9

МАШИНАЛАРДЫҢ ТЕРМОДИНАМИКАЛЫҚ ЦИКЛДЕРІ (ТЕХНИКАЛЫҚ ТЕРМОДИНАМИКА)

9.1. Машиналардың термодинамикалық циклдерін талдау ерекшеліктері

Термодинамика әдістері нақты машиналар мен құрылғылардың артықшылықтарын энергияны пайдалану тиімділігі тұрғысынан бағалауға мүмкіндік береді.

Кез келген нақты машинаның, мысалы іштен жану қозғалтқышының энергетикалық тиімділігін талдаған кезде барлық жоғалуларды шартты түрде үш түрге (үш топқа) бөледі. Осы топтардың әрқайсысы өзінің ПӘК бағаланады.

Бірінші топқа осы машинаның жұмыс негізіне қаланған теориялық циклдың кемшілігінен туындайтын энергия жоғалулары жатады. Бұл жоғалулар термиялық ПӘК η_t бағаланады (8.6 бөлімді қараңыз).

Екінші топқа теориялық және машина жұмыс істейтін циклдардың айырмашылықтарынан туындайтын жоғалуларды жатқызу керек. Бұл жоғалулар машинаның индикаторлық ПӘК η_i ескеріледі.

Үшінші топқа механикалық ПӘК η_m бағаланатын машинаның әр түрлі түйіндеріндегі үйкелістерден туындаған механикалық жоғалуларды жатқызады.

Машинаның, мысалы іштен жану қозғалтқышының толық ПӘК тиімді ПӘК деп атайды. Ол жоғарыда көрсетілген жеке үш ПӘК көбейтіндісіне тең:

$$\eta = \eta_t \eta_i \eta_m.$$

Бұл бөлімде термиялық ПӘК байланысты, яғни теориялық термодинамикалық циклдардың мәселелерімен байланысты сұрақтар ғана қарастырылады. Сондықтан нақты машиналардың циклдарын зерттеген кезде бірқатар болжамдар мен жеңілдіктер жасаймыз. Қарастырылатын процестерде жұмыс денесі жылу сыйымдылығы тұрақты идеал газ болып табылады; қарастырылып отырған машиналарда термодинамикалық процестер тұйықталған, яғни цикл болып табылады; жану процесі – бұл жылуды беру процесі; жану өнімдерімен жылуды шығару процесі – бұл жылуды бұру процесі деп есептейміз.

Термодинамикалық циклдардың тиімділігін талдауды ең кеңінен таралған жылу машиналары: поршеньді, газтурбиналы және реактивті қозғалтқыштар, бу күштік және суытқыш қондырғылар үшін жүргіземіз.

9.2. Поршеньді қозғалтқыштар

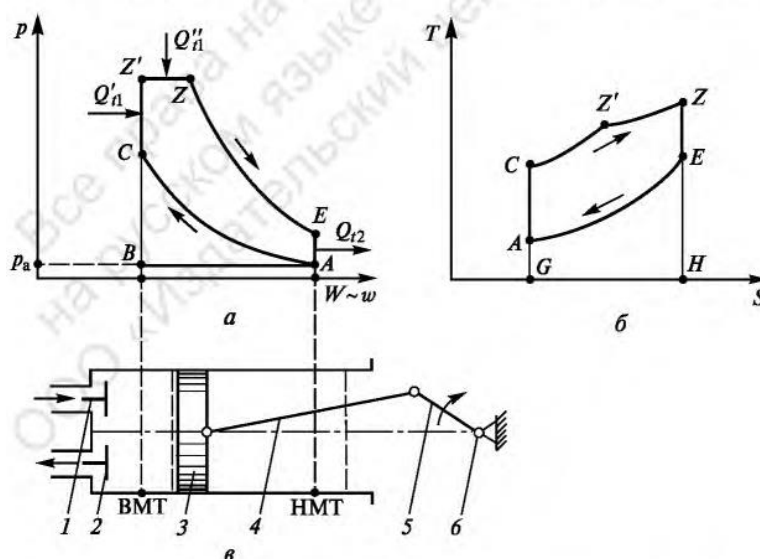
Іштен жанатын поршеньдік қозғалтқыштар ең кең таралған жылу қозғалтқыштары болып табылады. Олардың ішіндегі ең көп қолданысқа ие болғаны конструкциялық схемасы 9.1 в суретте келтірілген төрт ырғақты қозғалтқыш болып табылады. Оның жұмыс істеу принципі қысым p және көлем W координаталарында диаграмманы тұрғызып қарастырған дұрыс.

Қозғалтқыштың поршені 3 ЖӨТ жоғарғы өлі нүктесінен (9.1, в суретте – сол жақта) ТӨН төменгі өлі нүктесіне (9.1, в суретте – оң жақта) дейін цилиндрде қайтымды-ілгерілемелі қозғалыс жасайды. Оны шатун 4 және қос иін 5 (немесе иінді білік) арқылы қозғалысы қозғалтқыштың білігіне 6 беріледі. Поршеньнің сол жағында жану камерасы (немесе жұмыс камерасы) орналасады. Сонымен бірге қозғалтқышта (еріксіз басқарылатын) екі 1 және 2 клапаны болады.

Поршень ЖӨТ-нен ТӨН дейін оңға қозғалғанда 1 енгізу клапаны ашық, ал жұмыс камерасындағы қысым атмосфералық қысымға тең (немесе төменірек) болады, ал оның көлемі W артады. Оны 9.1, а суреттегі ВА сызығы көрсетеді. А нүктесінде 1 клапан жабылады және жұмыс

камерасы қоршаған ортадан оқшауланады.

Ары қарай поршень ТӨН-нен ЖӨН дейін солға қарай қозғалғанда жанғыш газ қоспасының адиабаталық сығылуы жүреді (9.1, а суреттегі АС сызығы). С нүктесінде қоспа тұтанады және жұмыс камерасындағы қысым p артқан кезде жанады, бірақ көлем W өзгермейді. Жылу Q_{11} берілетін бұл изохоралық процесс 9.1, а суретте CZ' сызығымен көрсетіледі.



9.1 сурет. Поршеньдік қозғалтқыштың $p-v$ (а) және $T-S$ (б) диаграммалары және контсрукциялық схемасы (в)

1 — кіргізу клапаны; 2 — шығару клапаны; 3 — поршень; 4 — шатун; 5 — қос иін; 6 — білік

Одан кейін поршень ЖӨН бастап оңға қарай қозғалыс бастайды, ал жану жалғасады, бірақ тұрақты қысымда p және көлемнің W артуымен жүреді, яғни Q_{11} жылу беріліп изобаралық процесс жүреді (9.1, а суреттегі Z'Z сызығы). Осылайша, жұмыс денесіне берілетін жалпы жылу:

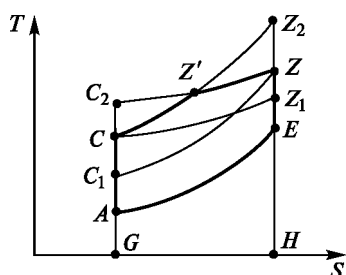
$$Q_{11} = Q_{11}' + Q_{11}''$$

Z нүктесінде жанғыш қоспаның жану процесі аяқталады және жылу беру аяқталады, ал поршень оңға қарай қозғалысын жалғастырады. Бұл кезде жұмыс камерасының көлемі артуын жалғастырады, ал қысым төмендейді, яғни ыстық газдың адиабаталық кеңеюі жүреді.

Поршень ТӨН жеткен кезде бұл процесс аяқталады, шығару клапаны 2 ашылады және ол арқылы жану өнімдерінің газ қоспасы жұмыс камерасынан шығарыла бастайды. Бұл процесті шартты түрде жылуды Q_{12} изохоралық бұру деп есептейді (9.1,а суреттегі EA сызығы). Ары қарай поршень 3 солға ЖӨН қарай қозғалады және газ қоспасын ығыстыруды жалғастырады. Бұл кезде жұмыс камерасындағы қысым атмосфералық қысымға тең (немесе жоғарырақ), ал көлем W кішірейеді (9.1, а суреттегі АВ сызығы).

Поршеньдік қозғалтқыштың термодинамикалық циклы деп ACZ'ZEA тұйықталған контурды есептейді. Осы цикл шегінде жану камерасы шартты түрде оқшауланғандықтан, жұмыс денесінің (газдың) массасы тұрақты болып қалады. Сонда абсолют көлем W меншікті көлемге w

пропорционал болады, сондықтан W осі w осімен сәйкес келеді деп есептеуге болады. Осылайша, 9.1, а суретте поршеньді қозғалтқыштың $p-v$ -диаграммасы тұрғызылған. 9.1,б суретте осы цикл үшін $T-S$ -диаграмма көрсетілген, сонымен бірге ондағы сипаттық нүктелер $p-v$ -диаграммадағы бір аттас нүктелерге сәйкес келеді. $T-S$ -диаграмма қозғалтқыш жұмысының тиімділігін бағалауға мүмкіндік береді, себебі оның аудандары энергияның әр түрлерін анықтайды (8.6 бөлімді қараңыз). Мысалы, $GCZ'ZEN$ ауданы отынды жағудан алынған жылуға Q_{11} пропорционал.



9.2 сурет. Поршеньді қозғалтқыштардың әр түрлі циклдары үшін $T-S$ -диаграммалар

GAEH ауданы шығарылған жылуға Q_{12} , яғни жану газдарымен жоғалған жылуға пропорционал. Тұйықталған қисық *ACZ'ZEA* ауданы циклда жұмыс жасауға жұмсалған жылуға пропорционал.

Қарастырылған цикл аралас цикл немесе Тринклер циклы деп аталады және поршеньді қозғалтқыштардың барлық циклдары үшін ортақ болады. Аралас цикл екі жеке жағдай алуға мүмкіндік береді.

Осылайша, егер p -диаграммада ZZ' бөлігін (9.1,а суретті қараңыз) нольдік шамаға айналдырсақ, онда көлем тұрақты болған кезде жылу берілетін цикл (Отто циклы) аламыз.

Егер p -диаграммда CZ' бөлігін нольдік шама түрінде жасасақ, онда қысым тұрақты болған кезде жылу берілетін цикл (Дизель циклы) аламыз.

TS-диаграммалардың көмегімен поршеньді қозғалтқыштардың жұмыс тиімділіктерін әр түрлі циклдармен салыстырмалы талдау жүргіземіз. Сонымен бірге талдау нәтижелері салыстыру жағдайына тәуелді болатындығын ескеру керек.

Мысалы, сығу жолының соңында температуралар тең болатын жағдайда Отто және Дизель циклдарын салыстырамыз (9.2 нүктедегі ортақ C нүктесі). Пайдалы жұмысқа жұмсалған жылу Отто циклында *ACZ₂E* ауданымен, ал Дизель циклындағы осы сияқты жылу – *ACZ₁E* ауданымен анықталады. Бірінші аудан үлкен болғандықтан, онда салыстырудың осындай жағдайында Отто циклы тиімдірек екенін байқаймыз.

Егер осы циклдарды максимум температуралары, яғни жылуды беру соңындағы температуралары бірдей болатын жағдай үшін салыстыратын болсақ (9.2 суреттегі Z ортақ нүктесі), онда пайдалы жұмысқа жұмсалған жылу Отто циклында *AQZE* ауданымен, ал Дизель циклында – *AC₂ZE* ауданымен анықталады. Бірінші аудан кіші болатындықтан, мұндай жағдайда Дизель циклы тиімдірек болып табылады.

Сығу жүрісінің соңында жоғары температураға рұқсат етілмейтін жағдайларда (мысалы, бензин қозғалтқыштарында) Отто циклы қолданылады. Дизельдер сығу жүрісінің соңында жоғары температураға жол берілетін, бірақ максимум температурасы бойынша шектелген (Z нүктесінде) отынмен жұмыс істейді, сондықтан олар Дизель циклын немесе аралас циклды қолдана алады. Заманауи дизельдік қозғалтқыштарда негізінен аралас циклды қолданады, себебі ол максимум температураны төмендетуге (Z нүктесінде) және бір уақытта Отто циклының «артықшылықтарын» қолдануға мүмкіндік береді.

Осылайша, TS-диаграммалары қозғалтқыштардың әр түрлі термодинамикалық циклдарын пайдалану тиімділігіне салыстырмалы бағалау жүргізуге, сонымен бірге әр түрлі параметрлердің олардың жұмысына әсерін сапалы талдауға мүмкіндік береді.

Қозғалтқыш жұмысының тиімділігін сандық бағалау үшін 8.6 бөлімде қарастырылған тәсілмен анықталатын термиялық ПӘК есептеу керек. Ол үшін шығарылған жылуға Q_{12} пропорционал 9.1, б суреттегі *GAEH* ауданын және берілген жылуға Q_{11} пропорционал *GCZ'ZEN* ауданын бағалау керек, одан кейін олардың мәндерін (8.15) қою қажет.

9.3. Газ-турбиналы қозғалтқыштар

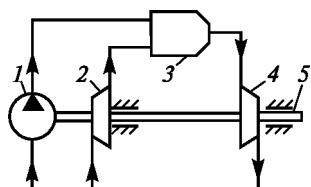
Газ-турбиналы қозғалтқыштар да іштен жану қозғалтқыштарына жатқызылады. Газ-турбиналы қозғалтқыштарды тұрақты қысым кезінде жылу берілетін және тұрақты көлем кезінде жылу берілетін қозғалтқыштар деп екіге бөлуге болады. Заманауи газ-турбиналы қозғалтқыштарда тұрақты қысым кезінде жылу беру тәсілі ең көп қолданысқа ие.

9.3 суретте негізгі түйіндері қосылған газ-турбиналы қозғалтқыштың схемасы келтірілген. Отынды беру сорғысы 1, компрессор 2 (әдетте қалақшалы типті) және турбиналық дөңгелек 4 ортақ білікке 5 орнатылған. Жұмыс режимінде біліктің 5 айналуын турбиналы дөңгелек 4 қамтамасыз етеді. Білік 5 айналған кезде сорғы 1 жану камерасына 3 отын беруді жүзеге асырады, ал компрессор 2 онда ауаны жібереді. Камерада 3 жұмыс қоспасы жанады (жылуды Q_{11} беру). Үлкен арынмен турбинаны дөңгелектің айналуын қамтамасыз ете отырып, оның қалақшаларына келеді. Турбинадан өңделген газ қоспасы шығысқа бағытталады (жылуды Q_{12} шығару).

Газ-турбиналы қозғалтқыш жұмысын қарастырғаннан кейін оның p -диаграммасын зерттейміз. Термодинамикалық цикл компрессорда 2 басталады, ол жерде қоршаған ортадан келген ауа адиабаталық сығылады. p -диаграммада бұл процесс AC адиабатамен көрсетіледі (9.4, а сурет). Ары қарай камерада 3 ол жанған кезде жылу беріледі. Тұрақты қысымда жылу Q'_{11} берілетін қозғалтқыштарда (Брайон циклы) бұл CZ_1 изобара бойынша, ал тұрақты көлем кезінде жылу берілетін Q''_{11} қозғалтқыштарда (Гемфри циклы) – CZ_2 изохорасы бойынша жүзеге

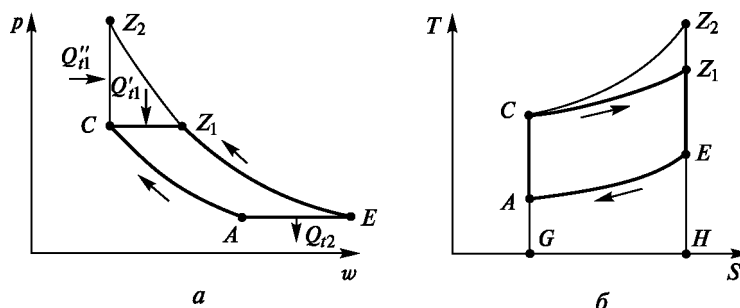
асырылады. Одан кейін турбинада Z_1E (немесе Z_2E) сызық бойынша газ кеңеюінің адиабаталық процесі және жылу Q_{t2} шығару – жану өнімдерінің газ қоспасын шығару (9.4,а суреттегі ЕА сызығы) жүреді.

9.4, б суретте сол циклдердің TS-диаграммалары келтірілген, сонымен бірге оның сипаттық нүктелері рω-диаграммасындағы бір аттас нүктелерге сәйкес келеді. TS-диаграмма газ-турбиналы қозғалтқыштардың екі түрлі циклдарын салыстыруға мүмкіндік береді. Осылайша, ACZ_1E ауданы тұрақты қысым кезінде ($p = \text{const}$) жылу шығарылатын циклда жұмыс орындау үшін қолданылған жылуды, ал ACZ_2E ауданы — тұрақты көлем кезіндегі ($w = \text{const}$) жылу берілетін циклдағы сол шаманы анықтайды.



9.3 сурет. Газ-турбиналы қозғалқыш схемасы:

1 — отын сорғысы; 2 — компрессор; 3 — жану камерасы; 4 — турбиналы дөңгелек; 5 — білік

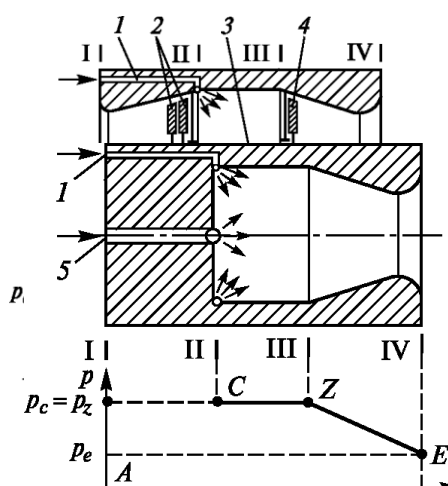


9.4 сурет. Газ-турбиналы қозғалтқыш диаграммалары: а — рω-диаграмма; б — TS-диаграмма

$S_{ACZ_1E} > S_{ACZ_2E}$ болатындықтан, тұрақты көлемі кезіндегі жылу берілетін цикл тұрақты қысым кезінде жылу берілетін циклға қарағанда тиімдірек және оның термиялық ПӘК жоғары.

Газ-турбиналы қозғалтқыштардың термиялық ПӘК мәндерін жоғарыда сипатталған әдіспен табуға болады. Ол үшін жүйеден шығарылатын жылуға Q_{t2} пропорционал болатын 9.4,б суреттегі $GAEN$ ауданды есептеу керек, одан кейін берілген жылуға Q_{t1} пропорционал болатын $GACZ_xEN$ (жылу $p = \text{const}$ болған кезде берілсе) немесе $GACZ_2EN$ (жылу $w = \text{const}$ болған кезде берілсе) аудандарын есептеу керек. Алынған мәндерді (8.15) қою керек.

Тұрақты көлем кезінде жылу берілетін жану қозғалтқыштарының конструкцияларының ерекшеліктері пульстендіруші жұмыс режимдеріне алып келеді. Сондықтан тұрақты қысым кезінде жылу берілетін қозғалтқыштың ПӘК салыстырғанда оның термиялық ПӘК жоғары болатындығына қарамастан, ол тәжірибеде кең қолданысқа ие болған жоқ.



9.5 сурет. Компрессорсыз аяуа реактивті (а), турбореактивті (б) және сұйықтық-реактивті (в) қозғалтқыштардың конструкциялық схемалары:

1 — отын беру каналы; 2 — компрессор дөңгелегі; 3 — білік; 4 — турбиналы дөңгелек; 5 — тотықтырғышты беру каналы

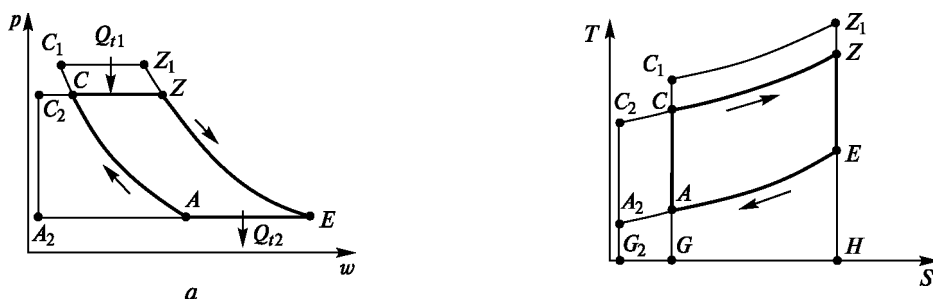
9.4. Реактивті қозғалтқыштар

Реактивті қозғалтқыштар ауа-реактивті, оларға компрессорсыз және турбореактивті (компрессорлы) қозғалтқыштар жатқызылады, сонымен бірге сұйықтық-реактивті болады.

Компрессорсыз ауа-реактивті қозғалтқыштың конструкциялық схемасы 9.5, а суретте келтірілген. Қарастырылып отырған қозғалтқыштың ағынды бөлігін шартты түрде үш құрамдас бөлікке бөлуге болады. I — I қимасынан II—II қимаға дейінгі бөлікті диффузор деп атау қабылданған, ары қарай II—II қимадан III—III қимаға дейінгі бөлікте жану камерасы және соңында III—III қимасынан IV—IV қимасына дейін шүмек орналастырылады.

Ауа ағыны диффузорға келіп түседі және қысым p_a мен p_c аралығында артқан кезде оның шегінде қозғалады (9.5, а суреттегі графикті қараңыз). II—II қимасында канал 1 арқылы берілетін отын шашыратылады және одан кейін ол жанады (III—III қимасына дейін). Жану камерасы шегіндегі қысымды тұрақты деп есептейміз: $p_c = p_z$. Жану өнімдерінің газ қоспасы шүмек арқылы қозғалған кезде (III—III бастап IV—IV дейін) оның қысымы p_e шамасына дейін төмендейді және жылдамдығы артады. Нәтижесінде шүмектен шығатын жерде ағынның жылдамдығы жоғары болады, оның есебінен реактивті тарту күші туындайды.

Ауа-реактивті қозғалтқыш жұмысын қарастырғаннан кейін оның p - w диаграммасын зерттейміз. Диффузордағы (I — I қимасынан II—II қимаға дейін) қысымның арту процесі адиабаталық деп есептейміз (9.6, а суреттегі AC адиабатасы). Жылуды Q_{11} беру жану камерасында тұрақты қысымда $p_c = p_z$ жүреді (линия на рис. 9.6, а суреттегі CZ сызығы). Жану өнімдерінің газ қоспасының шүмектегі кеңею процесін (III—III бастап IV—IV дейін) адиабаталық деп (9.6, суреттегі ZE сызығы), ал жану өнімдерінің ағынымен жылу Q_{12} шығаруды шартты изобаралық (9.6, а суреттегі EA сызығы) деп есептейміз.



9.6 сурет. Реактив қозғалтқыштардың диаграммалары:

а — p - w - диаграмма; б — TS -диаграмма

9.6, б суретте қозғалтқыштың TS -диаграммасы көрсетілген, сонымен бірге оның сипаттық нүктелері p - w -диаграммасының бір аттас нүктелеріне сәйкес келеді. TS -диаграмманы және 8.6 бөлімде келтірілген әдістемені қолдана отырып, қарастырылып отырған қозғалтқыштың ПӘК табуға болады. Ол үшін 9.6, б суреттегі берілген жылуға Q_{11} пропорционал болатын $GACZEN$ ауданын және шығарылған жылуға Q_{12} пропорционал болатын ауданды табу керек, одан кейін оларды термиялық ПӘК формуласына (8.15) қою керек.

Бұл қозғалтқыштың эксплуатациясы ауа ағыны оған кіретін жерде жоғары жылдамдыққа ие болған кезде, яғни ол қолданылатын нысанның жылдамдығы жоғары болғанда тиімділігі жоғары болады. Бұл жағдайда диффузордың соңындағы қысым (9.5, а суреттегі II—II қима) жоғары мәнге жетеді, жұмысқа қолданылатын жылуға сәйкес келетін 9.6, б суреттегі $ACZE$ ауданы ұлғаяды және қозғалтқыштың термиялық ПӘК артады. Осындай қозғалтқыштарды төмен жылдамдықпен қозғалатын нысандарда қолданудың тиімділігі өте төмен.

Ағынды үрлеу мәжбүрлі түрде (компрессормен) жүргізілетін ауа-реактивті қозғалтқыштың мұндай кемшілігі жоқ. 9.5, б суретте турбореактивті деп аталатын осындай қозғалтқыштардың мүмкін болатын конструкциялық схемаларының біреуі көрсетілген. Осы схеманы алдыңғы схемалардың (9.5, а суретті қараңыз біреуімен салыстырып қарастырған дұрыс. Турбореактивті

қозғалтқыштарда диффузор мен жану камерасының арасына жалпы білікке 3 тізбектей орнатылған бірнеше қалақшалы дөңгелектер 2 болып табылатын компрессор орналастырылған. Білік 3 жану камерасынан кейін бірден. Осылайша, жану камерасынан шығарылатын газдар турбиналы дөңгелекті 4 айналдырады, ал оның айналуы ортақ білік 3 арқылы қозғалтқыш арқылы ағынды үрлеуді қамтамасыз ететін компрессордың қалақшалы дөңгелектеріне 2 беріледі.

Осындай қозғалтқышта диффузорда қысымның p_c дейін жоғарылауымен бірге, ол компрессорда қосымша p_{c1} дейін ұлғаяды (9.5, б суреттегі графикті қараңыз). Бұл қысымды камераның барлық шегінде тұрақты ($p_{c1} = p_{z1}$) деп есептейміз. Осы қозғалтқышта қысымның төмендеуі турбиналы дөңгелекте 4 және ары қарай шүмекте $p_e = p_a$ дейін жүреді.

Бұл жағдайда p -диаграмма жоғары қарай ұзарады (9.6, а суретті қараңыз) және турбореактивті қозғалтқыш циклы $A \rightarrow C_1 \rightarrow Z_1 \rightarrow E \rightarrow A$ контуры бойынша жүреді. TS-диаграмма да Т осінің бағытына қарай ұзарады (9.6, б суреттегі AC_1Z_1EA қараңыз). Компрессорсыз және турбореактивті қозғалтқыштардың TS-диаграммаларын салыстырудан турбореактивті қозғалтқышта жұмысқа жұмсалған жылу 9.6,б суреттегі CC_1Z_1Z ауданға пропорционал шамаға үлкен деген тұжырым жасауға болады. Осылайша, оның эксплуатациясы тиімдірек, яғни қозғалтқыш жоғары термиялық ПӘК η_t ие. Бұл ПӘК мәні компрессорсыз қозғалтқыш үшін қолданылған әдіс бойынша анықталуы мүмкін.

Қарастырылған реактивті қозғалтқыштарда олардың жұмысын қамтамасыз ететін маңызды факторлардың бірі ауа ағыны болып табылады. Алайда осындай ағынды жасау мүмкін емес жағдайлар болады, мысалы қозғалтқышты ғарышқа эксплуатациялағанда немесе өте терең ұңғымаларды бұрғылаған кезде. Мұндай жағдайларда сұйықтық-реактивті қозғалтқыш қолданылады. Оның алдыңғылардан айырмашылығы жану камерасына ауаның орнына жану процесінде ауаны алмастыратын тотықтырғыш беріледі.

9.5, в суретте сұйықтық-реактивті қозғалтқыштың конструкциялық схемасы берілген. Мұндай қозғалтқыштың жану камерасында диффузорлық кірісі болмайды. Басқа жағынан 9.5, а суретте көрсетілген сияқты болады. Ауаның орнына канал 5 арқылы бұл камераға тотықтырғыш (мысалы сұйық оттегі) беріледі, ал канал 1 арқылы отын беріледі (9.5,а суретті қараңыз). Жанғаннан кейін өңделген газ алдыңғы жағдайлардағы сияқты шүмек арқылы шығарылады.

Сұйықтық-реактивті қозғалтқышта қысымның өзгеру графигі (9.5, в суретті қараңыз) 9.5, а суреттегі II — II қимасынан IV — IV қимасына дейінгі аралықтағы графикке ұқсас графикті қайталайды. Сонымен бірге I — I қимадан II — II дейінгі аралықта ол болмайды, себебі цикл p_c қысымда басталады. Сондықтан сұйықтық-реактивті қозғалтқыштың p -диаграммасындағы С нүктесі солға қарай ығысқан және қысым осіне жақын жерде болады (9.6, а суреттегі C_2 нүктесі). Ары қарай қарастырылып отырған қозғалтқыштың термодинамикалық циклы C_2ZE контуры бойынша жүреді. Жану өнімдерінің газ қоспасымен бірге жылуды Q_{12} шығару процесін изобаралық деп қабылдайды (9.6, а суреттегі EA_2 горизонталь сызық). Осы қозғалтқыш үшін бұл сызықты қысым осіне дейін (A_2 нүктесі) жүргізеді. A_2 және C_2 нүктелерін шартты түрде циклды тұйықтау үшін жалғайды. A_2 және C_2 жалғайтын сызық w төмен шамасында болады, сондықтан оның түрінің түбегейлі мағынасы болмайды. Осылайша, сұйықтық-реактивті қозғалтқыштың циклы $A_2 \rightarrow C_2 \rightarrow Z \rightarrow E \rightarrow A_2$ контуры бойынша жүреді.

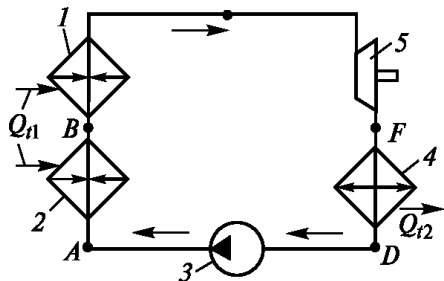
Қарастырылып отырған қозғалтқыштың TS-диаграммасы 9.6, б суретте көрсетілген ($A_2C_2ZEA_2$). Графиктерді талдаудан оның жоғарыда келтірілген графиктерден түбегейлі ерекшеленбейтіндігін көреміз. Сондықтан сұйықтық-реактивті қозғалтқыштың термиялық ПӘК басқа реактив қозғалтқыштардың ПӘК сияқты анықталады.

9.5. Бу-күштік қозғалтқыштар

Бу-күштік қондырғылар жылу энергиясын электрлік энергияға түрлендіру үшін қолданылады. Олар жылу және атом электрстанцияларының энергетикалық жүйелерінде кең қолданыс тапты. Бу-күштік қондырғылардың жұмыс циклдарын термодинамикалық зерттеу кезінде негізгі қиындық қолданылатын жұмыс денесімен туындайды. Егер жоғарыда қарастырылған қозғалтқыштарда жұмыс денелері белгілі бір қателікпен идеал деп есептеуге болатын газдар болса, ал бу-күштік қондырғыларда жұмыс денесі цикл периодында өзінің агрегаттық күйін өзгертетін су болып табылады. Сонымен бірге бу-күштік қондырғы бірыңғай машина емес, бірқатар жеке агрегаттардан тұрады.

9.7 суретте бу-күштік қондырғының схемасы келтірілген. Ол бу қазандығынан 2, бу қыздырғыштан 1, бу турбинасынан 5 конденсатордан (суытқыш) 4, сорғы 3 және

байланыстыратын құбыр желілерінен тұрады. Сорғы 3 суды бу қазандығына 2 айдайды, ол жерде су ылғал буға айналады. Ылғал бу – бу газ ортада шашыратылған тамшылардан тұратын екі фазалы қоспа. Ары қарай ылғал бу бу қыздырғышына 1 жіберіледі, ол жерде құрғақ бу күйіне келтіріледі. Құрғақ бу – бұл бір фазалы орта, яғни сұйықтықтың барлық шашыраған тамшылары бу күйіне өткен. Құрғақ бу бу турбинасына 5 беріледі, ол жерде ол турбинаны айналдыра отырып, жұмыс істейді. Одан кейін бу суға айналдырылатын конденсаторға 4 жіберіледі. Конденсатордан 4 кейін су сорғыға беріледі, яғни цикл қайтадан қайталанады.



7 сурет. Бу-күштік қондырғысының схемасы:

1 — бу қыздырғыш; 2 — бу қазандығы; 3 — сорғы; 4 — конденсатор (суытқыш); 5 — бу турбинасы.

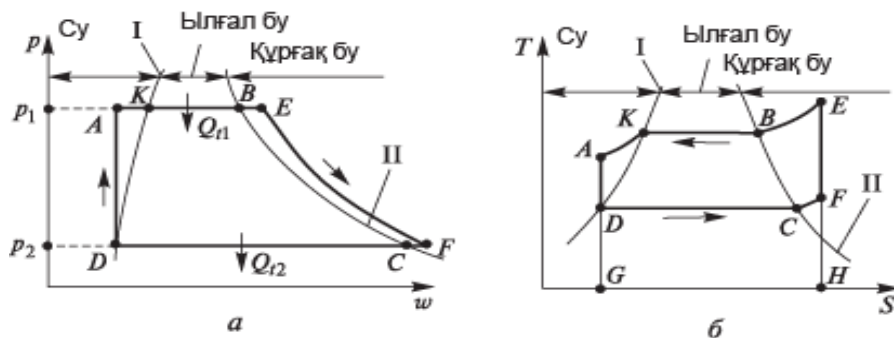
Бу-күштік қондырғының жұмыс процесінің негізінде термодинамикалық циклдың р ω -диаграммасын тұрғызамыз. р ω -диаграмманы салуды жұмыс денесін изобаралық қыздырудан ($p_1 = \text{const}$ болған кезде) бастаған дұрыс (9.8, а суреттегі АЕ изобарасы). Сонымен бірге АВ бөлігінде қыздыру 2 қазандықта, ал ВЕ бөлігінде – бу қыздырғышта 1 жүреді. 9.8, а суреттегі I сызық жұмыс денесінің (сол жақтағы) және ылғал будың (оң жақтағы) сұйық фазасын бөледі, яғни бу қазандығының АК бөлігінде сұйықтық қыздырылады, ал КВ бөлігінде ылғал бу құрғақ бу күйіне дейін келтіріледі. II сызық ылғал бу (сол жақтағы) және құрғақ бу (оң жақтағы) аумақтарын бөледі. Сәйкесінше, бу қыздырғышта 1 жұмыс денесі құрғақ бу күйінде келеді және қосымша қыздырылады. Осылайша, изобаралық қыздыру кезінде (Q_{11} жылуды беру) жұмыс денесі сұйық күйден (су) екі фазалы күй арқылы газ тәрізді күйге (құрғақ бу) өтеді.

Қыздырғаннан кейін турбинада будың адиаталық кеңеюі жүреді (9.8, а суреттегі EF сызығы).

Одан кейін жұмыс денесі конденсаторда 4 суытылады, яғни жылу Q_{12} шығарылады. Оны FD изобара көрсетеді (9.8, а сурет). Сонымен бірге FC бөлігінде жұмыс денесі газ (құрғақ бу), CD бөлігінде – екі фазалы орта (ылғал бу) болады және соңында D нүктесінде ол сұйықтыққа (суға) айналады.

Ары қарай сорғыда 3 қысым изохоралық жоғарылайды (9.8, а суреттегі DA сызығы) және термодинамикалық цикл тұйықталады.

9.8, б суретте тура сол циклдың TS-диаграммасы келтірілген және де оның «түйіндік» нүктелері р ω -диаграмманың ұқсас нүктелеріне сәйкес келеді. Сонымен бірге бұл диаграммаға жұмыс денесінің (судың) әр түрлі агрегаттық күйлерін бөлетін I және II сызықтары сызылған. Қарастырылып отырған циклдың TS- диаграммасының судың агрегаттық күйлерінің өзгерісінен туындайтын ерекшеліктері бар. Осылайша, р ω -диаграммада түзу болатын AKBE изобаралық қыздыру сызығы TS-диаграммада сынық болады. Бұл тұрақты температурада жүретін екі фазалы ортаны (ылғал буды) қыздыру процесінің ерекшеліктеріне негізделген (1.3.5 бөлімін қараңыз). Сондықтан процесс тек изобаралық қана емес, сонымен бірге изотермиялық болып табылады (9.8, б суреттегі KB бөлігі). АК (суды) және ВЕ (құрғақ буды) бөліктерінде бір фазалы жұмыс денесін қыздыру айнымалы температура кезінде жүреді, сондықтан AKBE изобараны р ω -диаграммадан TS-диаграммаға көшірген кезде KB изотермиялық бөліктің болуынан ол К және В нүктелерінде «сынады». Осы сияқты өзгерістер FD изобаралық суыту қисығын көшірген кезде орын алады.



9.8 сурет. Бу-күштік қондырғы диаграммалары:

а – $p\omega$ -диаграмма; б – TS-диаграмма

Бу-күштік қондырғының термиялық ПӘК алу үшін 9.8, б суреттегі $GDAKBEH$ фигурасының ауданын (ол берілген жылуға Q_{t1} пропорционал) және $GDCFH$ фигурасының ауданын (ол шығарылған жылуға Q_{t2} пропорционал) тауып, алынған мәндерді (8.15) формулаға қою керек.

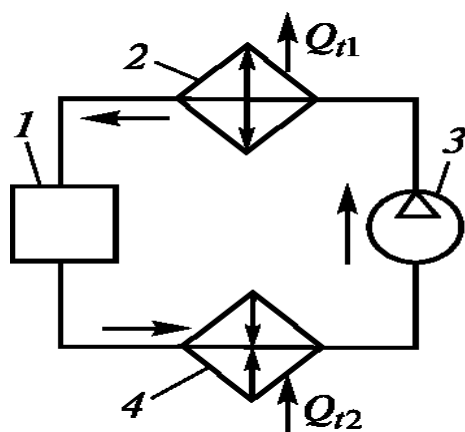
9.6. Тоңазытқыш қондырғылар

Жоғарыда қарастырылған жылулық қозғалтқыштардың термодинамикалық циклдарында жұмыс денесіне жылу механикалық жұмысты алу үшін берілген. Тоңазытқыш қондырғыларында қарама-қарсы процесс жүреді – жұмыс істеу есебінен жұмыс денесінен қоршаған ортаға жылу беріледі, яғни тоңазытқыш машиналардың циклдары жылулық қозғалтқыштың тура циклдарына қарағанда кері болып табылады. Тоңазытқыш қондырғыларының жұмыс денесін *тоңазытқыш агент* немесе *хладагенттер* деп атау қабылданған. Жұмыс денесі (хладагент) суытылатын нысаннан сыртқы ортаға жылу тасымалдайды.

Тоңазытқыш қондырғысы жұмысының тиімділігін сандық бағалау үшін термиялық ПӘК

емес, тоңазытқыш коэффициент ε_x қолданылады. Ол суытылатын нысаннан шығарылған жылудың Q_{t2} сол үшін орындалған жұмысқа L қатынасымен анықталады. Кері цикл кезіндегі жұмыс жұмыс денесінен қоршаған ортаға шығарылған жылу Q_{t1} мен суытылатын нысаннан жұмыс денесіне берілген жылудың Q_{t2} айырмашылығына тең, яғни $L = Q_{t1} - Q_{t2}$. Сонда тоңазытқыш коэффициентін мына формула бойынша табамыз:

$$\varepsilon_x = \frac{Q_{t2}}{L} = \frac{Q_{t2}}{Q_{t1} - Q_{t2}} = \frac{1}{\frac{Q_{t1}}{Q_{t2}} - 1}. \quad (9.1)$$



9.9 сурет. Тоңазытқыш қондырғының схемасы:

1 — детандер; 2 — тоңазытқыш; 3 — компрессор; 4 — қыздырғыш

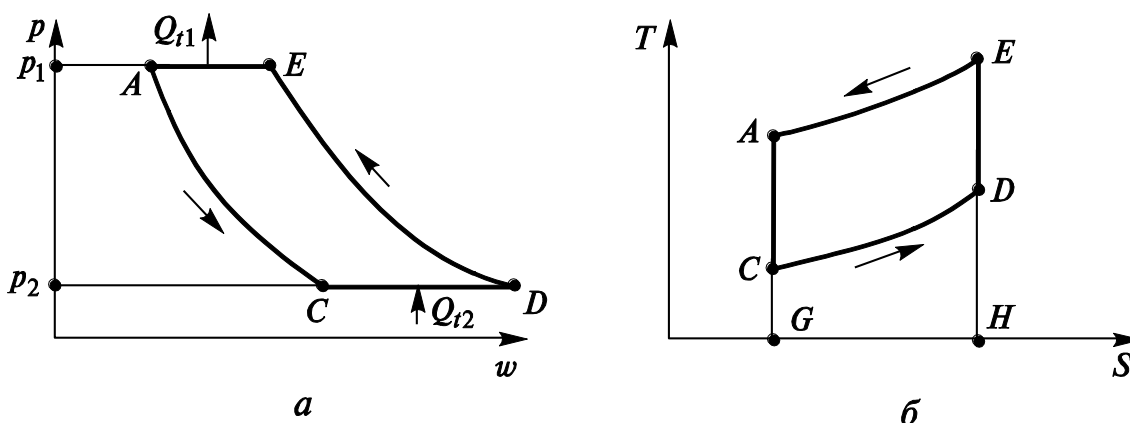
Осылайша, тоңазытқыш коэффициент жұмыс денесінен сыртқы ортаға берілген жылудың Q_{t1} және суытылатын нысаннан жұмыс денесіне берілген жылудың Q_{t2} қатынасымен анықталады.

Хладагенті газ (мысалы, ауа) болып табылатын тоңазытқыш қондырғысының термодинамикалық циклын қарастырайық. 9.9 суретте келтірілген мұндай қондырғының схемасы компрессор 3, екі жылу алмастырғыш (2 және 4), сонымен бірге детандерден 1 тұрады. Компрессор 3 хладагентті айдайды, яғни қысымның p_1 дейін қызуын қамтамасыз етеді. Одан кейін хладагент жылу алмастырғыш-тоңазытқышқа 2 келеді, ол хладагентті суыту қызметін атқарады. Ары қарай хладагент детандер 1 арқылы өтеді, ол жерде оның қысымының p_2 дейін төмендеуі қамтамасыз етіледі. Детандерден кейін жылу алмастырғыш-қыздырғыш 4 орналастырылған, ол жерде хладагент суытылатын нысаннан жылуды алады. Одан кейін

хладагент компрессорға 3 жіберіледі және жұмыс циклы қайтадан қайталанады.

Жұмыс процесін қарастырғаннан кейін ауа тоңазытқыш қондырғысының p - w диаграммасын тұрғызамыз. Бұл кезде компрессорда 3 қысымның жоғарылау процесі адиабаталық деп есептейміз және оны 9.10, а суреттегі тұрақты қысым p_1 кезінде жүргізіледі (p -диаграммадағы EA изобара). Детандердегі 1 қысымның p_2 дейін төмендеу процесін де адиабаталық деп есептейміз, сонда оны p -диаграммада AC адиабатасы көрсетеді. Сутылатын нысаннан жылуды Q_{t2} шығару және оны хладагентке беруді CD изобарасы көрсетеді.

9.10, б суретте қондырғының TS -диаграммасы көрсетілген және оның сипаттық нүктелері p -диаграммадағы бір атаулы нүктелерге сәйкес келеді. TS -диаграмманың көмегімен қондырғының тоңазытқыш коэффициентін ε_x табуға болады. Ол үшін 9.10, б суреттегі $GCAEDH$ ауданын (ол шығарылған жылуға Q_{t1} пропорционал) және $GCDH$ ауданын (ол берілген жылуға Q_{t2} пропорционал) табу керек, одан кейін алынған мәндерді (9.1) формулаға қою керек.



9.10 сурет. Ауа тоңазытқыш қондырғысының диаграммалары:

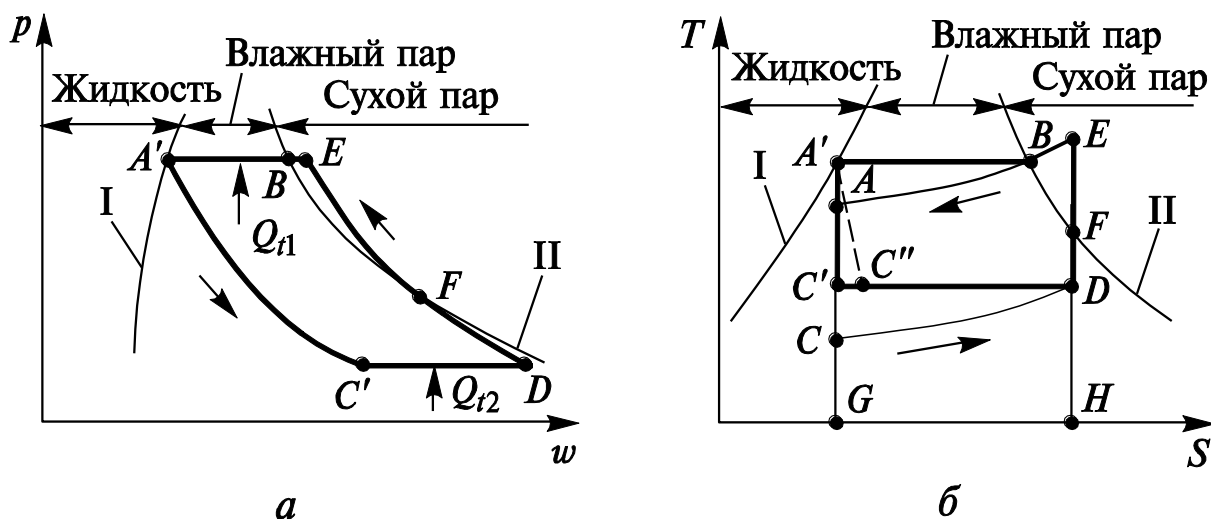
а — p -диаграмма; б — TS -диаграмма

Жеткіліксіз тиімділіктеріне байланысты ауа тоңазытқыш қондырғылары тәжірибелік қолданыс тапқан жоқ. Қазіргі уақытта букомпрессорлық қондырғылар ең тиімді қолданысқа ие болды.

Букомпрессорлы тоңазытқыш қондырғыларының түбегейлі айырмашылықтары екі фазалы жұмыс денесін қолдануға негізделеді, яғни бұл қондырғыларда төмен қайнайтын сұйықтықтар қолданылады және термодинамикалық цикл жұмыс денесінің агрегаттық күйінің ауысуларын (бу $\rightarrow$ сұйықтық $\rightarrow$ бу) пайдаланады. Осындай сұйықтықтар ретінде аммиак, көміртек диоксидін, хлорлы метил, сонымен бірге фреондарды қолданады.

Букомпрессорлы тоңазытқыш қондырғының принципалды схемасы ауа қондырғысының сызбасы сияқты қалуы мүмкін. Бірақ бұл қондырғыларда қысымды төмендету үшін детандердің орнына көп жағдайда конструкциясы айтарлықтай қарапайым болатын гидравликалық дроссельді қолданады.

9.11, а суретте алдыңғыдан ерекшеленбейтін букомпрессорлы қондырғының p - w диаграммасы келтірілген, бірақ осы термодинамикалық циклдың процесінде жұмыс денесінің агрегаттық күйінің өзгерісі жүреді. Оны қарастыру үшін 9.11, а суретте жұмыс денесінің әр түрлі агрегаттық күйлерінің аумақтарын бөлетін I және II сызықтары сызылған. Осылайша, I сызықтың сол жағында ол сұйық күйде болады, II сызықтың оң жағында құрғақ бу күйінде болады, ал I және II сызықтардың арасында ылғал бу аумағы орналасады. Ылғал бу — бұл бу газ ортасында шашыраған сұйықтық тамшыларынан тұратын екіфазалы қоспа. Егер бұл процесс тұрақты қысымда жүрсе, онда оның температурасы да өзгермейтіндігін есте сақтау керек (1.3.5 бөлімді қараңыз).



9.11 сурет. Букомпрессорлы тоғазытқыш қондырғысының диаграммалары:

a — p - w -диаграмма; *б* — T - S -диаграмма

Осылайша, компрессорда 3 (9.9 суретті қараңыз) сұйықтың емес газдың адиабаталық сығылуы жүреді (9.11, *a* суреттегі DE сызығы). Сонымен бірге алдымен ылғал бу сығылады (DF бөлігі), одан кейін құрғақ бу (FE) сығылады. Конденсаторда 2 жылуды Q_{t1} шығарудың изобаралық процесі (EA' сызығы) де екі сатыға бөлінеді: өзгеріс алдымен құрғақ буда (EB бөлігі), одан кейін ылғал буда (BA' бөлігі) жүреді. A' нүктесінде бу конденсациясы қамтамасыз етіледі, яғни жұмыс денесі сұйық болады. Одан кейін детандерде 1 сұйықтық ылғал буға айналады, оның қысымы төмендейді және ары қарай қарастырылып отырған термодинамикалық цикл алдыңғы циклдан ерекшеленбейді.

Букомпрессорлы қондырғының T - S -диаграммасы 9.11, *б* суретте келтірілген. 9.11, *б* суреттегі DE сызығы 9.10, *б* суретте келтірілген диаграмманың DE сызығынан ерекшеленбейді, себебі екеуі де адиабаталар болып табылады. Жылу Q_{t1} шығарудың адиабаталық процесінің басында бұл диаграммалар сәйкес келеді (9.11, *б* суреттегі EB қараңыз). Ары қарай процесс ылғал бу аумағына өтеді, яғни тұрақты қысымды және тұрақты температурада өтеді (BA' сызығы). Одан кейін детандерде 1 газдың адиабаталық кеңеюі байқалады ($A'C'$ сызығы). Және соңында суытылатын нысаннан жылуды шығару Q_{t2} да изобаралық және изотермиялық болып табылады, себебі ылғал бу аймағында жүреді ($C'D$ сызығы). Дроссельді (детандердің орнына) қолданған кезде процесс адиабаталықтан ерекшеленеді және ($A'C'$ орнына) $A'C''$ сызығы бойынша жүреді. Тоғазытқыш хладагенттің мәнін алдыңғы жағдайдағы сияқты анықтай аламыз.

Ауа және букомпрессорлы қондырғылардың T - S -диаграммаларына салыстырмалы талдау жүргіземіз. Олардың біріншісінде шығарылатын жылу мөлшері $GCDH$ ауданына, ал екіншісінде — $GCC'DH$ ауданына пропорционал. $GCC'DH$ ауданы $GCDH$ ауданынан үлкен болатындықтан, букомпрессорлы қондырғысының тиімділігі жоғары. Сондықтан букомпрессорлы қондырғылар заманауи тұрмыстық және өнеркәсіптік құрылғыларда кең қолданыс тапты.

ЖЫЛУ АЛМАСУ НЕГІЗДЕРІ

10.1. Негізгі түсініктер

Жылу алмасу теориясында екі негізгі тапсырманы қолдана аламыз.

Бірінші тапсырма – берілген жағдайда нысанның бір бөлігінен басқа бөлігіне өтетін немесе бір нысаннан басқасына берілетін жылу мөлшерін анықтау. Бұл тапсырма жылу алмасу аппараттарын, оқшаулау арқылы жылудың жоғалуын есептегенде және т.с.с. негізгі тапсырма болып табылады.

Екінші тапсырма – жылу алмасу процесіне қатысатын нысанның әр түрлі нүктелеріндегі температураны анықтау. Бұл тапсырманы шешу машиналардың тетіктерін жобалаған кезде маңызды, себебі олар дайындалатын материалдардың беріктілік қасиеттері айтарлықтай дәрежеде температураға тәуелді болады, ал машина тетіктерінде туындайтын температураның әркелкі таралуы қосымша термиялық кернеудің пайда болуын тудырады.

Жылуды таратудың (берудің) негізгі үш тәсілі белгілі: жылу өткізгіштік, конвекция және сәулелену. Бұл тәсілдерге жылу тасымалдаудың молекулалық, конвективті және радиациялық механизмдері сәйкес келеді.

Жылу өткізгіштік құбылысы заттың құрылымдық бөлшектерінің жылулық қозғалысы барысында олардың жылу тасымалдауынан тұрады. Мұндай жылу алмасу температурасы әркелкі таралған кез келген денелерде жүруі мүмкін, бірақ жылу тасымалдау механизмі дененің агрегаттық күйіне ғана тәуелді болады. Сұйықтықтарда және қатты диэлектриктерде жылу тасымалдау молекулалар мен атомдардың жылулық қозғалысын заттың көршілес бөлшектеріне тікелей беру арқылы жүзеге асырылады.

Газдарда жылу өткізгіштікпен жылу жылулық қозғалыс жылдамдықтары әр түрлі молекулалардың соқтығысуы кезінде таралады. Металдарда ол негізінен еркін электрондардың қозғалысы есебінен қамтамасыз етіледі.

Конвекция құбылысы сұйықтықтарда және газдарда бақыланады. Конвективті тасымалдау – бұл ортаның макроскопиялық элементтерінің қозғалуына негізделген жылудың таралуы. Сұйықтық немесе газ көлемдері температурасы жоғары аумақтан температурасы төмен аумаққа қарай қозғала отырып, өзімен бірге жылу тасымалдайды. Конвекция әдетте жылу өткізгіштікпен бірге жүреді.

Конвективті тасымалдау жылу тасымалдағыштың еркін немесе мәжбүр қозғалысы есебінен жүзеге асырылуы мүмкін. Жылу тасымалдағыш жүйенің әр түрлі бөліктерінде әр түрлі тығыздыққа ие болған кезде еркін қозғалыс туындайды. Мысалы, қыздырғыш батарея онымен жанасатын ауаны қыздырады. Қыздырылған ауаның тығыздығы суық ауаның тығыздығынан төмен, сондықтан егер батарея еденге жақын орналасса, онда суық ауа қыздырылған ауаны ығыстыра отырып, қыздыру аумағына жылжиды. Осылайша, жылу ауамен бірге батареядан ғимараттың басқа бөліктеріне таралады.

Жылу тасымалдағыштың каналдағы қозғалысы сорғы, эжекторлардың және басқа құрылғылардың көмегімен жасалатын қысым айырмашылығы әсерінен жүреді.

Сәулеленумен жылу алмасу (немесе радиациялық жылу алмасу) электромагниттік сәулелену (сонымен бірге жарық есебінен) арқылы жылу тасымалдау болып табылады. Бұл кезде заттың жылу энергиясы сәулелену энергиясына (фотон немесе электромагнитті толқындардың энергиясына) айналады, ол жұта алатын денеге түскен кезде қайтадан ішкі энергияға айналады. Мысалы, ғарыш кемесі ғаламшар аралық кеңістікте ұшқан кезде оның беті Күннің сәулеленуін жұтады.

Осылайша, жылу алмасудың бірінші екі тәсілі жылумен алмасатын нысандардың арасында заттық ортаның болуын қажет етеді. Үшінші тәсіл арқылы жылуды аралық нысандар арқылы да (сәулелену үшін мөлдір), «бос» кеңістік (вакуум) арқылы да беруге болады.

Тәжірибеде нысандар арасында жылу беру бір тәсілмен емес, бір уақытта екі немесе барлық үш тәсілмен жүзеге асырылады.

Жылу алмасу теориясының негізіне термодинамиканың бірінші және екінші заңы, сонымен бірге жалпы физиканың басқа заңдары (Фурье заңы, Ньютон заңы, Планк заңы және т.б.) жатады.

Жылу алмасу процестерінің қарқындылығы жылулық ағынмен немесе оның тығыздығымен, ал нысанның (дененің немесе денелер жүйесінің) температуралық күйі – температуралық өріспен сипатталады.

Жылулық ағын Φ деп бірлік уақытта еркін бет арқылы берілетін жылу мөлшері аталады.

ХЖ жылулық ағынның өлшем бірлігі – ватт (Вт).

Беттің бірлік ауданынан келетін жылу ағыны жылу ағынының **беттік тығыздығы** q (немесе жылулық жүктеме) деп аталады.

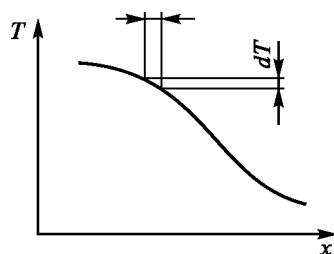
q өлшем бірлігі квадрат метрге ватт болып табылады (Вт/м²).

Жылулық ағындар температуралық арын деп атау қабылданған температуралардың айырмашылығы $\Delta T = T_1 - T_2$ болған кезде ғана пайда болады.

Температуралық өріс деп зерттелінетін кеңістіктің барлық нүктелеріндегі температураның лездік мәндерінің таралуын айтады.

Жалпы жағдайда кеңістіктің осы нүктесіндегі температурасының мәні T осы нүктенің x , y , z координаталарымен және уақытпен t анықталады.

Барлық нүктелерінде немесе олардың кейбіреулерінде температураның мәні уақыт бойынша өзгертін температуралық өріс **тұрақсыз** немесе **орнықтаған** өріс деп аталады.



Егер температура карастырылып отырған кеңістіктің барлық нүктелерінде уақыт бойынша өзгермесе, онда температуралық өріс **тұрақты** немесе **орнықтаған** деп аталады. Нақты нысандарда температура бір, екі немесе үш координат бағыты бойынша өзгереді.

Осыған сәйкес бір өлшемді, екі өлшемді және үш өлшемді температуралық өрістер болады.

Температуралық өрістегі қозғалыс температураның өзгерісін тудырады. Мысалы, x бағытындағы қозғалыс 10.1 суретте көрсетілгендей, температураның төмендеуін тудырады. x осінің бағытында температураның өзгерісін сандық бағалау үшін осы бағыттағы **температуралық градиент** деп аталатын dT/dx қатынасы пайдаланылады. Температуралық градиенттің өлшемділігі метрге градус (град/м) болады.

10.1 сурет. x осі бойынша температуралардың өзгерісі

10.2. Жылу өткізгіштік негіздері

Француз ғалымы Ж. Фурье 1807 ж. жылу өткізгіштік құбылысын зерттеу отырып, таңдалған x бағытта жылу ағынының тығыздығы q осы бағыттағы температура градиентіне dT/dx пропорционал екендігін анықтаған:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}. \quad (10.1)$$

Бұл жағдай **Фурье заңы** деп аталады. Формуладағы минус таңбасы жылу ағынының

температураның төмендеу жағына таралатындығын, ал температура градиенті оның арту жағына бағытталғандығын білдіреді.

(10.1) формуладағы пропорционалдылық коэффициентінің λ өлшемділігі Вт/(м·К) және **жылу өткізгіштік коэффициенті** деп аталады. Әр түрлі заттар үшін жылу өткізгіштік коэффициенті λ анықтамалық кестелерден алынады. λ температураға айтарлықтай тәуелді болатындығын есте сақтау қажет. Көптеген материалдар үшін

$$\lambda = \lambda_0(1 + \beta T).$$

бұл жерде λ_0 — 0°C кезіндегі жылу өткізгіштік коэффициент; β — температура өзгерісін ескеретін коэффициент.

Газдар үшін, атап айтқанда сұйықтық булары үшін жылу өткізгіштік коэффициенті λ қысымға да айтарлықтай тәуелді болады.

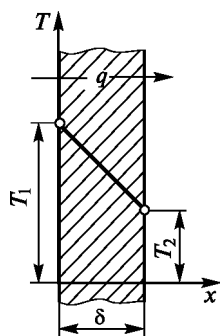
Әр түрлі заттар үшін жылу өткізгіштік коэффициентінің λ мәндері өте кең аралықта өзгереді. Металдарда жылу өткізгіштік коэффициенті ең жоғары мәнге ие. Мысалы 0,5% көміртегі бар болат үшін λ шамамен 50 Вт/(м·К) тең. Газдарда λ коэффициенті үлкен емес – 0,01 бастап 1 Вт/(м·К) аралықта. Сұйықтықтардың (су мен глицериннен басқа) жылу өткізгіштік коэффициенттері температура артқан кезде төмендейді. Олардың көпшілігінде λ 0,1...0,7 Вт/(м·К) аралықта жатады.

10.3. Бір қабатты қабырға арқылы жылу өткізгіштік

Келесі екі маңызды жағдайларда жылулық ағынның Φ мәнін қабырға арқылы және оның қалыңдығы бойынша температура өзгерісінің сипатын анықтаймыз: жазық қабырға арқылы және цилиндр құбырдың қабырғасы арқылы.

Жылу өткізгіштік коэффициенті λ температураға тәуелді болмайтын материалдан жасалған қалыңдығы δ болатын бір қабатты жазық қабырғаны (10.2 сурет) қарастырайық. Қабырғаның сол жақ бетінде тұрақты T_1 температура, ал оң жағында одан төменірек тұрақты T_2 температура орнайды. Сәйкесінше, қабырға температурасы оның қалыңдығы бойынша, яғни x осінің бағытында өзгереді (10.2 суретті қараңыз).

Осы жағдай үшін келесі түрге келтіруге ыңғайлы болатын Фурье заңын [(10.1) формуланы қараңыз] қолданайық:



$$dT = \frac{\alpha}{\lambda} dx.$$

Осы теңдеуді интегралдағаннан кейін мынаны аламыз

$$T = -\frac{\alpha}{\lambda} x + C,$$

бұл жерде C — интегралдау тұрақтысы.

Оның мәні бастапқы шарттан анықталады: $x = 0$ болған кезде қабырға бетінің сол жағында $T = T_1$. Сонда $C = T_1$, ал қабырға ішіндегі температура мына тәуелділік бойынша өзгереді:

$$T = T_1 - \frac{\alpha}{\lambda} x \quad (10.2)$$

Егер шарттың екінші бастапқы шартын $x = \delta$ болған кезде $T = T_2$ ескеретін болсақ, онда (10.2) жылулық ағынның беттік тығыздығын табуға болады:

10.2 сурет. Жазық бір қабатты қабырғаның жылу өткізгіштігінің схемасы

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_1 - T_2) \quad (10.3)$$

(10.3) тәуелділігін (10.2) теңдеуге қойып, қабырға қалыңдығы бойынша температура өзгерісінің заңын аламыз:

$$T = T_1 - \frac{x}{\delta}(T_1 - T_2) \quad (10.4)$$

Осылайша, жазық бір қабатты қабырға үшін температура оның қалыңдығы бойынша сызықты заң бойынша өзгереді.

Цилиндр құбырдың қабырғасы бойынша жылу өткізгіштік есебі үлкен техникалық қызығушылық тудырып жүр. Оның шешімі әр түрлі жылу алмастырғыштарда жылу беретін беттер ретінде кеңінен қолданылатын құбыр қабырғалары арқылы жылу беруді есептеуге мүмкіндік береді.

Құбырдың ішкі және сыртқы бетіндегі температура өзгермейді деп есептейік, қабырға жылу өткізгіштік коэффициенті температураға тәуелді болмайтын біртекті материалдан жасалған.

r_1 , T_1 және r_2 , T_2 — сәйкесінше құбырдың ішкі және сыртқы беттерінің радиусы мен температурасы болсын (10.3, а сурет).

Қабырға қалыңдығы шегінен радиусы r және ұзындығы L , ауданы $S = 2\pi rL$ болатын цилиндр бетті бөліп алайық. Осы бет арқылы жылулық ағынды Φ анықтаймыз (бірлік уақытта берілетін жылу мөлшері). r координатасы үшін жазылған Фурье заңын қолдана отырып, мынаны аламыз:

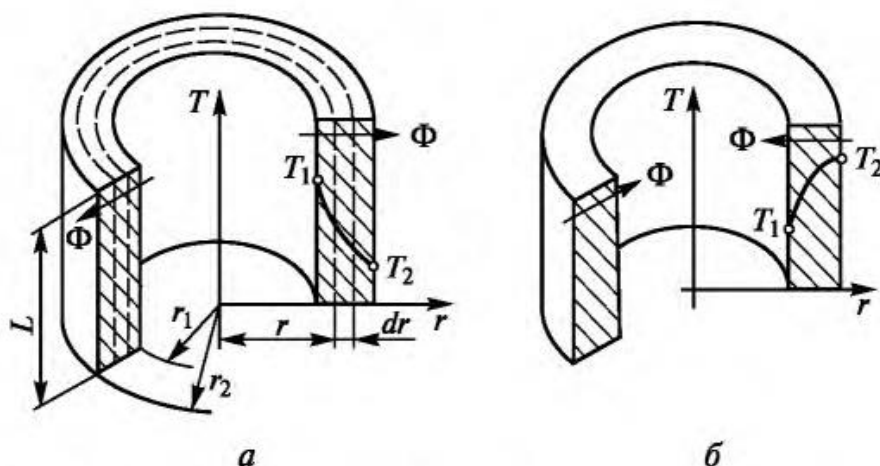
$$\Phi = qS = -\lambda \frac{dT}{dr} S = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi rL. \quad (10.5)$$

Φ ағымдық радиустың r мәніне тәуелді болмайтындықтан, онда (10.5) теңдеуді T және r айнымалыларын бөлу мақсатында түрлендіруге болады:

$$2\pi\lambda rLdT = -\Phi \frac{dr}{r}.$$

Құбырда $r = r_1$ радиустан $r = r_2$ дейін өткен кезде температура $T = T_1$ мәннен $T = T_2$ дейін өзгертіндігін ескере отырып, соңғы теңдеуді мына түрде жазуға болады:

$$2\pi\lambda L \int_{T_1}^{T_2} dT = -\Phi \int_{r_1}^r \frac{dr}{r}.$$



10.3 сурет. Цилиндр бір қабатты қабырғаның жылу өткізгіштік схемасы:

a — жылу сыртқа шығарылады ($T_1 > T_2$); *б* — жылу ішке беріледі ($T_1 < T_2$)

Интегралдап және айнымалыларды қойғаннан кейін соңғы теңдеу келесі түрге ие болады:

$$2\pi\lambda L(T_2 - T_1) = -\Phi(\ln r_2 - \ln r_1) = -\Phi \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Осы теңдеуді Φ қатысты шеше отырып, мынаны аламыз:

$$\Phi = 2\pi\lambda L \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (10.6)$$

Сонымен, құбыр қабырғасы арқылы жылу ағынын Φ есептеу үшін құбыр қабырғасының материалының жылу өткізгіштік коэффициентін λ , құбыр ұзындығын L , оның ішкі r_1 және сыртқы r_2 радиустарын, сонымен бірге температуралық арынды $\Delta T = T_1 - T_2$ білу керек.

(10.6) құбыр қалыңдығы бойынша температура өзгерісінің заңын алуға болады. Ол үшін құбыр қалыңдығы бойынша температура құбырдың ішкі бетінен T_1 радиуста r еркін нүктеде қабырғаның ішінде T дейін өзгереді деп есептейміз. Сонда $r = r_2$ және $T = T_2$ болған кезде (10.6) мынаны аламыз:

$$T = T_1 - \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Осылайша, цилиндр құбырдың қабырғасы бойынша температура өзгерісі логарифмдік қисық бойынша жүреді. (10.7) тәуелділікті талдаудан жылу ағынының құбыр қабырғасы арқылы сыртқа бағытталған кезде бұл қисық ішке қарай томпайып (10.3, *a* суретті қараңыз), ал жылулық ағын құбырдың ішіне бағытталғанда – сыртқа қарай томпайып (10.3, *б* сурет) тұратындығы шығады.

10.4. Конвективті жылу алмасу негіздері

Жоғарыда айтылғандай, конвекция деп ортаның қозғалысынан газ немесе сұйықтық бөлшектері арқылы жылу энергиясының тасымалдауын айтамыз. Конвективті жылу алмасу – бұл жылу температурасы әр түрлі ортаның жеке көлемдерінің есебінен, сонымен бірге осы ортаның жылу өткізгіштігі есебінен жылу берілетін күрделі процесс.

Жылу тасымалының себебі температуралық арын ΔT болады. Сонымен бірге жылу тасымалының қарқындылығы сұйықтық (немесе газ) қозғалысына, физикалық қасиеттеріне және де жылу алмасу жүретін жүйенің геометриялық сипаттамаларына тәуелді болады.

Конвективті жылу алмасу теориясының негізгі есебі жылу ағынын Φ есептеу, яғни жылу тасымалдаушы шайып өтетін дене беті арқылы өтетін жылу мөлшерін анықтау болып табылады.

Жылу ағынының тығыздығын q анықтайтын конвективті жылу алмасудың негізгі формуласы **Ньютон теңдеуі** болып табылады:

$$q = \alpha \Delta T, \quad (10.8)$$

бұл жерде α — жылу беру коэффициенті, Вт/(м²·К).

Жылу беру коэффициенті — бұл температуралық арын бір градус болған кезде дене бірлік уақытта беттің бірлік ауданы арқылы жылу тасымалдаушымен алмасатын жылу мөлшері. Коэффициент мәніне конвективті жылу алмасу қарқындылығын анықтайтын барлық факторлар әсер етеді. Сондықтан бір зат үшін әр түрлі жағдайда жылу беру коэффициенті әр түрлі мәндерге ие болады (10.1 кесте).

Кесте 10.1

Жылу беру коэффициентінің мәні α , Вт/(м²·К)

Қозғалатын орта	Еркін қозғалыс	Еріксіз қозғалыс
Газдар	3...20	10...100
Тұтқыр сұйықтықтар	—	50...500
Су	100...600	500...10 000
Қайнап жатқан су	1000...20 000	—
Конденсирленген бу	—	1000...100 000

(10.8) формуладағы температуралық арын ΔT ағын (сұйықтық) температурасы $T_{\text{ж}}$ мен ағынмен шайылатын қабырға температурасының $T_{\text{ст}}$ айырымы болып табылады:

$$\Delta T = T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}}.$$

Ағын қимасы бойынша температура өзгеретіндіктен, ағын температурасы $T_{\text{ж}}$ ретінде әдетте қабырғадан жеткілікті ара қашықтықтағы сұйықтық температурасын (немесе ағынның осы қимасындағы орташа температураны) қабылдайды.

Сұйықтық жазық қабырғаға қатысты қозғалған кезде конвективті жылу алмасу мысалымен конвективті жылу алмасу процесін қарастырайық (10.4 сурет).

Сұйықтықтың турбулентті қозғалысы кезінде (5.3 бөлімді қараңыз) тікелей қабырғада ағын жылдамдығы v нольге тең болатындығы белгілі, ал одан алыстаған сайын (y осінің бағытында)

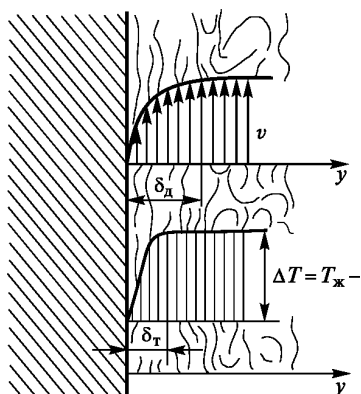
арта түседі. Қабырғадан белгілі бір $\delta_{\text{д}}$ арар қашықтықта жылдамдық v максимумға жуық мәнге жетеді, ары қарай тұрақты болып қалады (10.4 суретті қараңыз). Жылдамдық артуы жүретін қабырғаға жанасатын сұйықтық (газ) қабаты **гидродинамикалық шекаралық қабат** деп аталады.

Сұйықтық температурасы ағын қимасы бойынша қабырға бетінде $T_{\text{ст}}$ мәнінен ағын тереңдігінде $T_{\text{ж}}$ мәніне дейін өзгереді (10.4 суретті қараңыз). Сұйықтық температурасы айтарлықтай өзгертін қабаты **жылулық шекаралық қабат** деп аталады. Бұл қабаттың қалыңдығы $\delta_{\text{т}}$ да үлкен болмайды. Газдар үшін көп жағдайда $\delta_{\text{т}} < \delta_{\text{д}}$, бірақ бірінші жуықтауда $\delta_{\text{т}} \approx \delta_{\text{д}}$ деп қабылдауға болады.

Шекаралық қабатта жылуды тасымалдау негізінен сұйықтықтың жылу өткізгіштігі есебінен жүреді. Керісінше, қабырғадан алыста жылу ретсіз, сонымен бірге ағынға көлденең қозғалатын сұйықтық бөлшектерімен бірге тасымалданады. Конвективті жылу алмасу кезінде негізгі термиялық кедергі шекаралық қабатта туындайды, сондықтан ол жылу беруге айтарлықтай әсер етеді.

Жылу беру коэффициенті α көптеген факторларға тәуелді болады: шайылатын дененің пішіні мен өлшемі, сұйықтықтың ағу режимі мен жылдамдығы, оның физикалық қасиеттері және т.б. Конвективті жылу алмасу қарқындылығын анықтайтын бұл

факторлар әр нақты жағдайда әр түрлі әсер етеді. Сондықтан тәжірибеде конвективті жылу алмасу



10.4 сурет. Конвективті жылу алмасу кезінде сұйықтық ағынындағы жылдамдықтар мен температуралардың өрістері

процестерін зерттеу үшін зерттелінетін процесс моделіне эксперимент жүргізуді қолданады.

Осы кезде алынған нәтижелер нақты нысанды есептеу кезінде пайдаланылуы үшін зерттелінетін процестердің ұқсастықтарының орындалуын қамтамасыз ету керек. Гидродинамикалық процестердің ұқсастықтары 4.1 бөлімде ұқсастықтың әр түрлі критерийі көрсетіліп қарастырылған. Олардың маңыздылары дөңгелек қима үшін (4.5) және еркін қима ағыны үшін (4.6) формулалар бойынша анықталатын Рейнольдс саны Re болып табылады. Жылулық есептеулерде әр түрлі ұқсастық критерийлерін пайдаланады. Олардың кейбіреулерін қарастырайық.

Осы шарттардың ең маңыздылары *Нуссельт критерийі* (немесе *саны*) Nu болып табылады. Бұл конвективті жылу алмасу процесін сипаттайтын өлшемсіз шама. Нуссельт саны Nu белгілі болған кезде жылу беру коэффициенті оңай есептелінеді:

$$\alpha = \frac{\lambda}{l} Nu \quad (10.9)$$

және ары қарай (10.8) бойынша жылу ағынының тығыздығы q , одан кейін жылу алмасу процесін сипаттайтын басқа параметрлер анықталады. (10.9) өрнектегі l – сұйықтық (газ) ағынының көлденең қимасының сипаттық өлшемі.

Нуссельт саны Nu — бұл тәжірибеде эмпирикалық формулалармен анықталатын кешенді параметр. Мұндай формулалар машина жасау құрылғыларында кездесетін көптеген процестер үшін алынған. Олар анықтамалық әдебиетте келтірілген. Осы формулаларға сәйкес Nu мәні өз кезегінде Рейнольдс Re , Грасгоф Gr және Прандтль Pr мәндерімен нықталады.

Грасгоф саны Gr — бұл ағынның әр түрлі нүктелерінде орта тығыздығының әр түрлі мәндерінен туындайтын көтеру күші мен тұтқыр үйкеліс күштерінің арасындағы қатынасты анықтайтын ұқсастық критерийі. Грасгоф саны ағынның көлденең қимасының сипаттық өлшеміне l , сұйықтықтың кинематикалық тұтқырлығына ν , сұйықтықтың көлемдік кеңею коэффициентіне β_t (1.3.4 бөлімді қараңыз), қабырға беті мен сұйықтық арасындағы температуралық арынға $\Delta T = T_{ст} - T_{жс}$ тәуелді болдады және мына формула бойынша анықталады:

$$Gr = \frac{gl^2}{\nu^2} \beta_t \Delta T,$$

бұл жерде g — еркін түсу үдеуі.

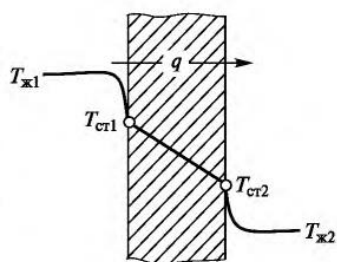
Прандтль саны Pr — бұл сұйықтық (газ) бөлшектерінің арасындағы энергиямен алмасу процестерін сипаттайтын ұқсастық шарты. Сонымен бірге оны заттың физикалық қасиеттерінің критерийі деп те атайды, себебі ол сыртқы факторларға тәуелді болмайды, тек қана сұйықтықтың (газдың) қасиеттерімен анықталады.

Прандтль саны сұйықтықтың кинематикалық тұтқырлығының ν және жылу өткізгіштік коэффициентінің α мәндерімен есептеледі:

$$Pr = \nu/\alpha.$$

Жылу өткізгіштік коэффициенті α — бұл сұйықтықтың жылу өткізгіштік коэффициентінің λ оның тұрақты қысым мен c_p тығыздық ρ кезіндегі меншікті жылу сыйымдылығына қатынасына тең кешенді көрсеткіш:

$$\alpha = \frac{\lambda}{c_p \rho}.$$



10.5 сурет. Бір сұйық жылу тасымалдаушыдан басқа сұйық жылу тасымалдаушыға жазық қабырға арқылы жылу беру схемасы

Кейбір тамшылы сұйықтықтар (су, май және т.б.) үшін температура артқан кезде Прандтль критерийі Pr айтарлықтай төмендейді. Газдар үшін Прандтль критерийінің мәні молекуладағы атомдар санына тәуелді болады, ал температураға тәуелді болмайды. Есептеулерде: бір атомды газдар үшін $Pr = 0,67$, ал екі атомды газдар үшін $Pr = 0,72$ деп қабылдайды.

Сонымен жоғарыда баяндалған мәліметтердің негізінде конвективті жылу алмасу процесін есептеген кезде әрекеттердің келесідей ретін ұсынуға болады. Қарастырылып отырған процесс үшін Рейнольдс Re , Грасгоф G_r және Прандтль Pr критерийлері есептеледі. Анықтамалық бойынша Нуссельт санын Nu анықтау үшін формула таңдалып, мәні есептеледі. Ары қарай (10.9) формула бойынша жылу беру коэффициентінің сандық мәні анықталады және (10.8) бойынша жылу ағынының тығыздығы q , ал одан кейін жылу алмасу процесін сипаттайтын басқа қажетті параметрлер есептеледі.

10.5. Бір жылу тасымалдағыштан екіншісіне тегіс қабырға арқылы жылу беру

Қабырғамен бөлінген екі жылу тасымалдаушылардың сұйықтықтар арасындағы жылу алмасуларын қарастырайық (10.5 сурет). Бұл жағдайда жылу алмасу процесін үш сатыдан тұрады деп қарастыруға болады.

Бірінші саты – температурасы тұрақты $T_{ж1}$ сұйықтық пен температурасы $T_{с1}$ арасындағы конвективті жылу алмасу. Бұл жылу алмасудың шарты жылу беру коэффициентімен α_1 сипатталады және Ньютон теңдеуімен (10.8) анықталады:

$$q = \alpha_1 (T_{ж1} - T_{с1}).$$

Екінші саты – жылуды қабырғаның жылу өткізгіштігі есебінен беру. Жылу ағынының тығыздығы (10.3) теңдеуден анықталады:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{с1} - T_{с2}).$$

Үшінші саты — температурасы $T_{с2}$ қабырға беті мен температурасы $T_{ж2}$ екінші сұйықтықтың арасындағы конвективті жылу алмасу. Жылу алмасу шарттары жылу беру коэффициентімен α_2 сипатталады және Ньютон теңдеуімен (10.8) анықталады:

$$q = \alpha_2 (T_{с2} - T_{ж2}).$$

Жылу ағынының тығыздығын q және қабырға бетіндегі температураларды $T_{с1}$ және $T_{с2}$ есептеген кезде жылу беру кезінде α_1 , α_2 , $T_{ж1}$, $T_{ж2}$, λ және δ мәндері берілуі керек. Алынған теңдеулер жүйесін q қатысты шеше отырып, жылу беру теңдеуін аламыз

$$q = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = K \Delta T, \quad (10.10)$$

бұл жерде $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ – жылу беру коэффициенті; $\Delta T = T_{ж1} - T_{ж2}$ — температуралық арын.

Жылу беру коэффициентінің қосылғыштарының әрқайсысының бөліміндегі әрбір шамалар *термиялық кедергі* деп аталады. Егер қабырғаның термиялық кедергісі δ/λ басқаларымен салыстырғанда төмен болса, онда былай қабылдауға болады:

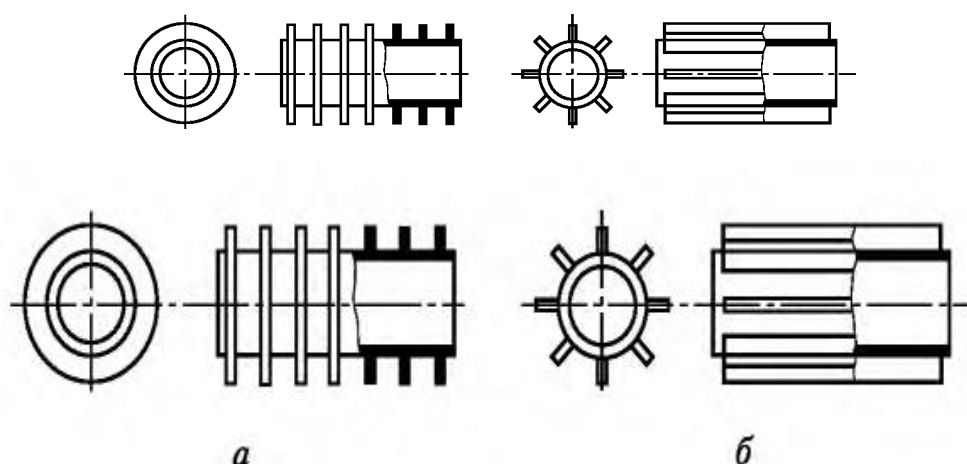
$$K = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Сонда енгізілген мәндерді ескере отырып, ауданы S бет арқылы жылу беру кезінде жылулық ағын мына формула бойынша анықталады:

$$\Phi = K \Delta T S \quad (10.11)$$

Әр түрлі машиналар мен аппараттарды әзірлеу кезінде жобалаушылар жылу беру процесін қарқындырауға немесе бұл процесті тежеуге, яғни жылу жоғалуын төмендетуге қызығушылық

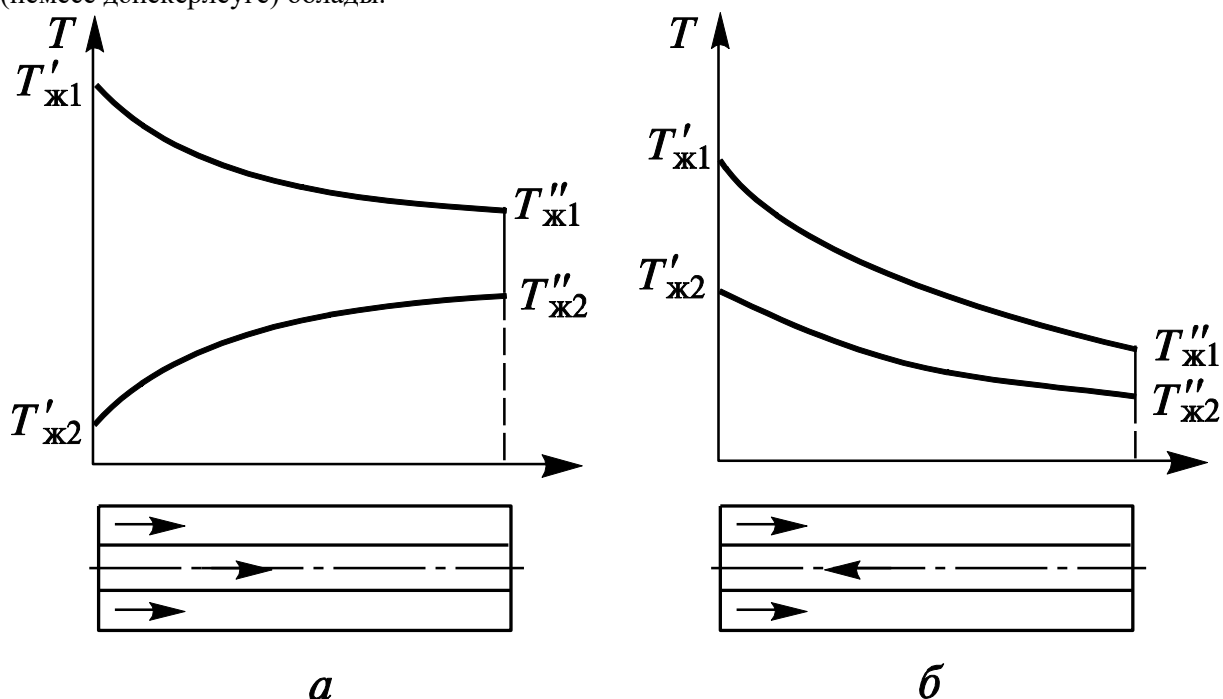
туырады. (10.11) теңдеудің оң жақ бөлігіне кіретін әр түрлі шамалардың жылу ағынына қалай әсер ететіндігін қарастырайық.



10.6 сурет. Құбырды қырлау тәсілдері: *a* — дөңгелек пластиналар (қабырғалар); *б* — тік бұрышты қабырғалар

Жылу беру коэффициенті K негізінен жылу беру коэффициенттерінің α_1 және α_2 мәндеріне тәуелді болады, себебі қабырғалардың термиялық кедергілері әдетте үлкен болмайды (егер арнайы жылу оқшаулау болмаса). Конвективті жылу алмасуды есептеу үшін арналған формулалар жылу беру коэффициенті ағын жылдамдығы жоғарылаған кезде артатындығын көрсетеді. Бірақ еріксіз қозғалыс кезінде сұйықтық жылдамдығын тек сорғы немесе осы қозғалысты қамтамасыз ететін компрессордың қуатын арттыру есебінен арттыруға болады. Осы құрылғылардың қуаттарының артуы жобаланатын машинаның эксплуатациясының шығындарын жоғарылатады. Сондықтан K арттыру есебінен жылу алмасу процесінің қарқындылығын жоғарылату әрқашан тиянақты экономикалық талдауды талап етеді.

(10.11) формуладан көріп тұрғанымыздай, берілетін жылу мөлшері қыздыру бетіне S , яғни жылу ағыны өтетін бетке пропорционал. Жылуды қабылдайтын немесе беретін бетті оның бетіне қабырғалар жасайтын болса арттыруға болады (10.6 сурет). Ол үшін құбыр бетіне домалақ (10.6, *a* суретті қараңыз) немесе тік бұрышты (10.6, *б* суретті қараңыз). Пластиналарды тығыз бекітуге (немесе дәнекерлеуге) болады.



10.7 сурет. Жылу тасымалдағыштардың қозғалысы тура ағынды (а) және қарама-қарсы ағынды (б) схемалармен ұйымдастырылған кездегі олардың температураларының өзгеру сипаты

Жылу алмасу қарқындылығын сонымен бірге температуралық ΔT арынмен де өзгертуге болады. Жылу берудің (10.10) негізгі теңдеуін шығарған кезде жылумен алмасатын сұйықтықтардың температуралары $T_{ж1}$ және $T_{ж2}$ қыздыру бетінің барлық нүктелерінде тұрақты деп есептелген. Мұндай болжам орын алуы мүмкін, бірақ ол техникалық есептерде өте сирек кездеседі. Жылу алмастырғыштарда бір сұйықтық жылу береді, басқасы оны алады және орта температурасы $T_{ж1}$ мен $T_{ж2}$ сәйкесінше температуралық арын $\Delta T = T_{ж1} - T_{ж2}$ жылу тасымалдаушы сұйықтықтардың қозғалысы бойынша өзгереді. Мұндай өзгеріс сипаты жылу тасымалдаушылардың шығындалуымен, олардың жылу сыйымдылықтарымен және қозғалыстың өзара бағытымен анықталады.

10.7 суретте жылу тасымалдаушылардың қозғалысының екі негізгі схемалары көрсетілген. Егер жылу тасымалдаушылар қыздыру бетіне қатысты бір жаққа қозғалса, онда схема **тура ағынды** (10.7, а суретті қараңыз) деп аталады. Егер олар бір-біріне қарама-қарсы қозғалса, **қарама-қарсы ағынды** (10.7, б суретті қараңыз) деп аталады.

Бірінші жағдайда жылу алмастырушыға кіретін кезде ыстық жылу тасымалдаушының температурасы ең үлкен мәнге ие, ал суық жылу тасымалдаушының температурасы ең кіші мәнге ие болады. Жылу алмастырғыштан шығатын жерде – керісінше болады. Сәйкесінше температуралардың ең үлкен айырмашылығы $\Delta T' = T'_{ж1} - T'_{ж2}$ тура ағынды схемада жылу алмастырғыш кірісінде, ал ең төмен айырмашылығы $\Delta T'' = T''_{ж1} - T''_{ж2}$ қарама-қарсы ағынды схемада болады.

Қарама-қарсы ағынды схемада температураның ең үлкен және ең кіші айырмашылықтарын алдын ала анықтау мүмкін емес, себебі олар көптеген себептерге тәуелді болады. Жылу тасымалдағыштардың қозғалысын қарама-қарсы схема бойынша ұйымдастырған кезде барлық шарттар тура ағынды схемамен бірдей болатын кезде, талап етілетін қыздыру беті тура ағынды схемаға қарағанда әрқашан кіші болады. Сонымен бірге қарама-қарсы ағынды схемада қыздырылатын сұйықтық температурасын суытылған жылу тасымалдағыштың соңғы температурасынан жоғары мәнде алуға болады.

10.6. Сәулелендіру арқылы жылу алмасудың теориялық негіздері

Сәулеленумен жылу алмасу деп фотон немесе электромагнитті тербелістермен (электромагнитті толқындармен) энергияның тасымалдануын айтамыз.

Барлық денелер оларды қоршаған кеңістікке жиіліктері әр түрлі (ұзындықтары әр түрлі) электромагнитті толқындарды жібереді. Бұл электромагнитті сәулелену дене молекулалары мен атомдарының жылулық қозғалысы нәтижесінде туындайды және сондықтан **жылулық сәулелену** деп аталады. Жылулық сәулелену қарқындылығы температура артқан кезде күрт артады, осыған байланысты сәулеленумен жылу алмасу әсіресе жоғары температураларда қарқынды жүреді.

Электромагниттік сәулеленудің денеге физикалық әсері сәулелену толқын ұзындығына тәуелді болады. Рентген сәулелері денеге әсер етпей, одан өтеді немесе дене молекулаларын иондайды. Егер электромагнитті сәулеленудің толқын ұзындықтары $(8 \cdot 10^{-10}) \dots (8 \cdot 10^{-4})$ м аралығында жатса, онда мұндай сәулелену денемен жұтыла отырып, молекулалардың хаосты жылулық қозғалысының энергиясына түрленеді және дене температурасын жоғарылатады. Осындай сәулеленуді жылулық сәулелену деп атайды.

Алайда, кез келген толқын ұзындықтағы толқындардың сәулеленуі қанда да бір шамада әрқашан жылулық энергияға айналатындығын, ал жылулық сәулеленудің тек олар үшін бұл айнарудың өте күшті көрінуімен ерекшеленетіндігін есте сақтау керек.

Бірлік уақытта дене бетімен сәулеленетін энергия мөлшері **сәулеленетін энергия ағыны** $\Phi_{сәул}$ немесе **сәулелік ағын** деп аталады және ватпен (Вт) өлшенеді.

Дененің сәулелену қабілеті $e_{сәул}$ деп дене бетінің бірлік ауданынан сәулеленетін энергия ағыны айтылады. Егер сәулелену қабілеті дене бетінің барлық ауданы S бойынша біркелкі таралса, онда

$$e_{сәул} = \Phi_{сәул} / S, \text{ Вт/м}^2.$$

Егер жылулық сәуле өзінің жолында қандай да бір денеген кездесе, онда сәулелі энергияның бір бөлігі $\Phi_{\text{сәул}}$ осы денеге енеді, ал тағы бір бөлігі қоршаған кеңістікке шағылады. Денеген өтетін энергияның бір бөлігі жылулық энергияға айналады, ал қалған бөлігі одан өтіп шығады. Сонымен денеге түсетін сәулелі ағын $\Phi_{\text{түс}}$ үшке бөлінуі мүмкін: шағылған $\Phi_{\text{шағ}}$, жұтылған $\Phi_{\text{жұт}}$ және өткізілген $\Phi_{\text{өтк}}$. Осы құраушылардың әрқайсысын сандық бағалау үшін келесі түсініктерді енгізеді.

Шағылған энергияның дене бетіне түсетін энергияға қатынасын дененің **шағылдырушы қабілеті** деп атайды:

$$R = \Phi_{\text{шағ}} / \Phi_{\text{түс}}.$$

Жұтылған энергияның $\Phi_{\text{жұт}}$ түскен энергияға $\Phi_{\text{түс}}$ қатынасын дененің **жұту қабілеті** деп атайды:

$$A = \Phi_{\text{жұт}} / \Phi_{\text{түс}}.$$

Денеден өтіп шыққан энергияның $\Phi_{\text{өт}}$ түсетін энергияға қатынасы $\Phi_{\text{түс}}$ дененің **өткізу қабілеті** деп атайды:

$$D = \Phi_{\text{өт}} / \Phi_{\text{түс}}$$

Энергияның сақталу заңына сәйкес

$$A + R + D = 1. \quad (10.12)$$

болатындығы белгілі.

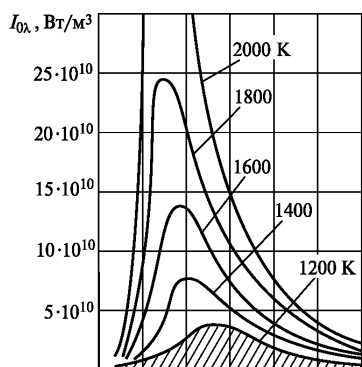
Заттың физикалық қасиеттеріне байланысты (10.12) өрнектің бір немесе екі қосылғыштары нольге тең болуы мүмкін. Егер $D = 0$ және $A + R = 1$ болса, мұндай дене **мөлдір емес** деп аталады. Қатты денелер мен сұйықтықтардың басым көпшілігі мөлдір емес. Егер $R = D = 0$ және $A = 1$ болса, онда барлық сәулелі энергияны жұтатын мұндай дене **абсолют қара** дене деп аталады. $D = A = 0$ және $R = 1$ болған жағдайда, яғни дене оған түсетін сәулеленуді толық шағылдырғанда ол **абсолют ақ** деп аталады. $A = R = 0$ және $D = 1$ болғанда, яғни дене оған түсетін сәулені толықтай өткізетін кезде ол **абсолют мөлдір** деп аталады.

«Абсолют» денелер табиғатта болмайды, алайда қасиеттері жағынан оған жуық денелер кездеседі. Мысалы, екі атомды газдарды абсолют мөлдір деп айтуға болады. Мұқият жылтыратылған мыс барлық жылу сәулелерін шағылдырады. Түсетін энергияның шамамен 95% мұнай күйесі жұтады.

Сәулеленумен жылу алмасу теориясының негізгі заңдарын қарастырайық.

1900 ж. неміс физик-теоретигі Макс Планк әр түрлі температура кезінде толқын ұзындықтары бойынша абсолют қара дененің спектрлік сәулелену қарқындылығын анықтайтын заңды (**Планк заңы**) анықтаған. Спектрлік қарқындылық $I_{0\lambda}$ дененің 1 м^2 бетінен сәулеленген, толқын ұзындығы λ болатын сәулелі энергияның ағыны болып табылады және өлшемділігі Вт/м^3 болады.

Планк заңының кескіні 10.8 суретте көрсетілген. Келтірілген графикалық тәуелділіктер қысқа толқындау аумағында сәулелену қарқындылығы $I_{0\lambda}$ максимумге дейін жылдам жоғарылап,



одан кейін толқын ұзындықтарының арту шамасы бойынша жоғары толқын ұзындықтарында нольге ұмтылып, баяу төмендейді. Абсолют қара дененің жылулық сәулеленуінің ең үлкен қарқындылығы $1...3 \text{ мкм}$ шегіндегі толқын ұзындығында λ жатады.

Егер 10.8 суретте келтірілген қисықтардың біреуінің астындағы ауданды есептейтін болсақ, онда бірлік уақытта толқын ұзындығының λ барлық диапазонында (0-ден ∞ -ке дейін) абсолют қара дененің бірлік ауданынан сәулеленетін қосынды энергия e_0 мөлшерін аламыз. Мысал ретінде 10.8 суретте $T = 1200 \text{ К}$ үшін қисықтың астындағы аудан штрихталған. Бұл аудан сандық мәні бойынша $T = 1200 \text{ К}$ температураға дейін қыздырылған абсолют

10.8 сурет. Планк заңының графикалық кескін

қара дене сәулелендіретін жылу мөлшеріне тең. Көрсетілген энергияны мына формула бойынша да есептеге болады:

$$e_0 = \sigma_0 T^4, \quad (10.13)$$

бұл жерде $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$, Вт/(м²·К⁴) — Стефан-Больцман тұрақтысы деп аталатын абсолют қара дененің сәулелену тұрақтысы.

Эксперимент жүзінде Стефанмен орнатылған, ал одан кейінірек теория жүзінде Больцман анықтаған (10.13) тәуелділік *Стефан-Больцман заңы* деп аталады.

Планк және Стефан-Больцман заңдары абсолют қара дене үшін алынған. Нақты денелер үшін сәулелену қарқындылығының I_λ температураға T және толқын ұзындығына λ тәуелділігі тек тәжірибе негізінде ғана орнатылуы мүмкін. Эксперименталды мәліметтер көптеген қатты денелер үшін $I_\lambda = f(\lambda)$ қисықтары абсолют қара дененің сәйкес қисықтарына ұқсайтындығын көрсетеді. Мұндай денелерді сұр дене деп атау қабылданған. Олар үшін бірдей температурада $I_\lambda/I_{0\lambda}$ қатынасы тұрақты болып қалады:

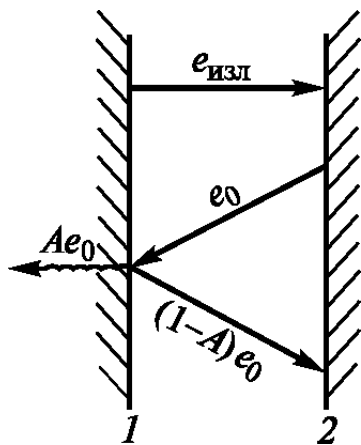
$$\frac{I_\lambda}{I_{0\lambda}} = \varepsilon$$

ε коэффициенті дененің қаралық дәрежесін анықтайды, оның мәні абсолют ақ дене үшін 0-ден абсолют қара дене үшін 1-ге дейін өзгереді. Тәжірибеден көретініміздей, көптеген техникалық материалдар сұр денелер болып табылады. Стефан-Больцман заңына ε коэффициентін енгізетін болсақ, оны сұр денелерге де қолдануға болады:

$$e_{\text{сәул}} = \varepsilon e_0 = \varepsilon \sigma_0 T^4 = C T^4, \quad (10.14)$$

бұл жерде C — сұр дененің сәулелену коэффициенті (0-ден σ_0 -ге дейін өзгереді).

Дененің сәулелендіру және жұту қабілеттерінің арасындағы байланысты орнату үшін параллель шексіз үлкен жазық беттері бар екі денелердің арасындағы жылу алмасуды қарастырайық (10.9 сурет). Бұл жағдайда олардың барлық сәулеленулері міндетті түрде басқасына түседі. 1 бет – жұту қабілеті A болатын сұр, ал 2 бет – абсолют қара, ал оларды бөлетін орта абсолют мөлдір деп алайық.



10.9 сурет. Беттері параллель шексіз үлкен жазық екі денелердің арасында сәулеленумен жылу алмасу схемасы

Абсолют қара дене e_0 мөлшерде энергия жұтады. Бұл энергияның мөлшері Ae_0 сұр денемен жұтылады, ал қалған бөлігі $(1 - A)e_0$ шағылады және одан кейін абсолют қара денемен толықтай жұтылады. Сонымен бірге сұр дене абсолют қара денемен жұтылатын $e_{\text{сәул}}$ мөлшерде өзінің сәулелену энергиясын жібереді.

Энергиямен алмасу нәтижесінде денелердің температуралары теңескен кезде әр дене ол өзі алатын мөлшерде энергия беруі керек. Осы шарттарда қара дене үшін:

$$e_0 = e_{\text{сәул}} + (1 - A)e_0$$

жазуға болады, осыдан:

$$e_0 = \frac{e_{\text{сәул}}}{A}.$$

Соңғы формуладан сұр дененің сәулелендіру қабілетінің $\epsilon_{\text{сәул}}$ тура осындай температура кезінде оның жұтылу қабілетіне A қатынасы барлық денелер үшін бірдей және абсолют қара дененің сәулелендіру қабілетіне ϵ_0 тең екендігі шығады. Бұл жағдай *Кирхгоф заңы* деп аталады.

ϵ_0 (10.13) формула бойынша, ал $\epsilon_{\text{сәул}}$ (10.14) формула бойынша алмастыра отырып, мынаны аламыз:

$$A = \epsilon,$$

яғни, қара дененің қаралық дәрежесі ϵ оның жұту қабілетіне A тең.

Сұр дененің қаралық дәрежесі ϵ бірден кіші болатындықтан, онда сұр дененің сәулелендіру қабілеті абсолют қара дененің сәулелендіру қабілетінен төмен. Сәйкесінше, осы температура кезінде абсолют қара денемен сәулеленетін энергия сұр дененің сәулелену энергиясынан әрқашан үлкен болады.

Б О Л І М І І І

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖҮЙЕЛЕР

Т а р а у 11

ЖАЛПЫ ЕРЕЖЕЛЕР

11.1. Гидрожүйелер туралы жалпы мәліметтер

Заманауи техникада негізінен екі типті гидрожүйелер қолданылады:

сұйықтықты беретін гидрожүйелер;

гидравликалық жетектер.

Тұтынушыларға *сұйықтық беруді қамтамасыз ететін гидрожүйелер* үшін сұйықтық энергиясын механикалық жұмысқа түрлендіретін құрылғының болмауы тән.

Мұндай гидрожүйелерге: ғимаратты сумен жабдықтау және сулы жылумен жабдықтау, әр түрлі машиналарды сұйықтықпен суыту және майлау жүйелері, сонымен бірге металл кесетін станоктардың майлау-суыту сұйықтықтарын (МСС) беретін жүйелер және т.б. жатқызылады.

Мұндай гидрожүйелер сұйықтық қозғалысы сорғы жұмысының есебінен жүзеге асырылатын тұйықталмаған гидрожүйелер класына жатқызылады.

Осы гидрожүйелердің аналитикалық есептеу әдістері (7.13) теңдеуге негізделеді, ал есепті графанаалитикалық әдіспен шешкен кезде сорғы сипаттамасының құбыр желісінің қажетті

арынының қосынды сипаттамасымен қиылысу нүктесі ретінде жұмыс нүктесін іздеу керек (7.4 бөлімді қараңыз).

Гидравликалық жетек деп сұйықтық қозғалысы арқылы механикалық энергияны беру және түрлендіру үшін арналған құрылғылардың жиынтығын айтамыз. Гидравликалық жетектер тұйықталған гидрожүйелер класына жатқызылады.

Кейбір әдебиет көздерінде гидроберіліс термині де қолданылады. Гидроберіліс деп көп жағдайда гидрожетектің сорғыдан, гидроқозғалтқыштан және жұмыс сұйықтықтары бар байланыстырушы құбыр желілерінен тұратын бөлігін айтады.

11.2. Гидромашиналар, олардың жалпы жіктелімі және негізгі параметрлері

Гидрожүйелердің негізгі элементтері гидромашиналар болып табылады. *Гидромашина* – бұл сұйық өрт ағынын жасайтын немесе пайдаланатын құрылғы.

Бұл құрылғының көмегімен берілетін механикалық энергия сұйықтық ағынының энергиясына түрлендірілуі немесе пайдалы жұмыс атқару үшін жұмыс сұйықтығы ағынының энергиясын пайдалану жүреді. Гидромашиналарға сорғылар мен гидроқозғалтқыштарды жатқызады.

Сорғы деп жетектің механикалық энергиясын жұмыс сұйықтығы ағынының энергиясына түрлендіретін гидромашинаны айтады. Жетегі айналмалы қозғалыстың механикалық энергия көзінен жүзеге асырылатын сорғы жұмысын сипаттайтын негізгі параметрлер:

сорғы арыны H_n , м — сорғыдағы сұйықтықтың толық меншікті механикалық энергиясының өсімі;

сорғы берілісі Q_n , м³/с — бірлік уақытта сорғы арынды құбыр желісіне беретін сұйықтық көлемі;

сорғы білігінің айналу жиілігі n , айн/с, немесе с⁻¹;

бұрыштық жылдамдық ω , рад/с (бұрыштық жылдамдық пен сорғы білігінің айналу жиілігі бір-бірімен $\omega = 2\pi n$ қатынасымен байланысты);

сорғы тұтынатын қуат N , Вт — сорғы білігіне берілетін қуат;

сорғының пайдалы қуаты N_a , Вт — сорғы сұйықтық ағынына беретін қуат;

сорғының пайдалы әрекет коэффициенті (ПӘК) η_n — сорғының пайдалу қуатының тұтынылатын қуатқа қатынасы.

Жоғарыда көрсетілген параметрлердің кейбіреулерін толығырақ қарастыру керек. Сорғының маңызды параметрлерінің бірі оның арыны болып табылады. Ол сорғы шығысы мен кірісіндегі сұйықтықтың толық арындарының айырмашылығына тең, яғни нивелирлік биіктіктерге z , қысымға p , сұйықтықтың ағыс жылдамдығына v , сонымен бірге Кориолис коэффициентіне α және сұйықтық тығыздығына ρ тәуелді болады. Алгебралық түрлендірулерден кейін бұл айырмашылық мына формулаға келтіріледі:

$$H_n = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2}{2g}, \quad (11.1)$$

бұл жерде 1 индекстері сорғы кіріс параметрлеріне, ал 2 индекстері сорғы шығысындағы параметрлерге сәйкес келеді.

Сорғының қолданыстағы конструкциялары үшін кіріс және шығыс өткел қималарының ауырлық центрлері орналасқан биіктіктердің айырымы $(z_2 - z_1)$ өте кішкентай және есептеулерде оны ескермейді.

Жылдамдық арындарының айырмашылығын [(11.1) формуладағы үшінші қосылғыш] тек төмен арынды сорғыларда олардың кіріс және шығыс саңылауларының ауданы өлшемі бойынша ерекшеленетін жағдайда ғана есепке алуға болады.

Сорғылардың басым көпшілігі үшін сорғы арынының мәнін анықтайтын негізгі шама пьезометрлік биіктіктердің айырмашылығы болып табылады [(11.1) формуладағы екінші қосылғыш]. Сорғы шығысы мен кірісіндегі қысымдардың айырмашылығын көбінесе сорғы тудыратын қысым немесе жай ғана сорғы қысымы $p_n = p_2 - p_1$ деп атайды. Осылайша, жоғарыда айтылғанды ескере отырып, көптеген сорғылар үшін:

$$H_H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \quad (11.2)$$

деп есептеуге болады.

Сонымен бірге сорғының пайдалы әрекет коэффициенті сияқты маңызды параметрін қарастыру керек. Сорғының ПӘК немесе толық ПӘК пайдалы және тұтынылатын қуат қатынастарымен анықталады. Сорғының тұтынылатын қуаты N , яғни оның білігіндегі қуаты мына формула бойынша анықталады:

$$N = M_{H\omega}, \quad (11.3)$$

бұл жерде M_H — сорғы білігіндегі момент; ω — сорғы білігіндегі бұрыштық жылдамдық.

Пайдалы қуат N_H , яғни сорғымен сұйықтық ағынына берілетін қуат мына формула бойынша анықталады:

$$N_H = H_H \rho g Q_H = \rho_H Q_H. \quad (11.4)$$

Сонда сорғының толық ПӘК

$$\eta_H = \frac{N_H}{N} = \frac{H_H \rho g Q_H}{M_H \omega}. \quad (11.5)$$

Гидромашина жұмысының сипаттамасы үшін толық ПӘК басқа әр түрлі энергия жоғалуын ескеретін жеке ПӘК де пайдаланады. Энергия жоғалуының негізгі үш түрін ажыратады:

1. Гидравликалық жоғалулар — бұл гидромашина ішіндегі каналдарда сұйықтық қозғалысына арынның жоғалуы. Олар гидравликалық ПӘК η_r бағаланады. Сорғыға қолданылатын гидравликалық ПӘК:

$$\eta_r = \frac{H_H}{H_T} = \frac{H_H}{H_H + \sum h}, \quad (11.6)$$

бұл жерде H_T — сорғының теориялық арыны; H_H — сорғы ішіндегі сұйықтық қозғалысына арынның қосынды жоғалуы.

2. Көлемдік жоғалулар — бұл гидромашина ішінде жоғары қысым аумағынан төмен қысым аумағына саңылау арқылы сұйықтықтың ағып кетуі мен айналымының жоғалуы. Олар көлемдік ПӘК η_o бағаланады. Сорғыға қатысты көлемдік ПӘК келесідей есептеуге болады:

$$\eta_o = \frac{Q_H}{Q_T} = \frac{Q_H}{Q_H + q_{yt}} = 1 - \frac{q_{yt}}{Q_T} \quad (11.7)$$

бұл жерде Q_T — сорғының теориялық берілісі; q_{ys} — айдау аймағынан сору аймағына сұйықтықтың қосынды ағындысы.

3. Механикалық жоғалулар — бұл механикалық ПӘК η_m бағаланатын гидромашинаның мойынтіректеріндегі және нығыздауыштарындағы механикалық жоғалулар. Сорғыға қолданылатын механикалық ПӘК мына формула бойынша анықтауға болады:

$$\eta_m = \frac{N - \Delta N_{тр}}{N} = \frac{N_r}{N}, \quad (11.8)$$

бұл жерде $\Delta N_{тр}$ — сорғының мойынтіректері мен нығыздауыштарында туындайтын үйкеліс күшін жоюға жұмсалатын қуат; N — гидравликалық қуат — көлемдік және гидравликалық жоғалу болмаған жағдайда, сорғы жасай алатын қуат.

Сорғының толық ПӘК η_H үш жеке ПӘК көбейтіндісіне тең екендігін ескеру керек:

$$\eta_H = \eta_r \eta_o \eta_m \quad (11.9)$$

Гидроқозғалтқыш — бұл сұйықтық ағынының энергиясын механикалық жұмысқа түрлендіретін гидромашина. Басқа сөзбен айтқанда, гидроқозғалтқыш қандай да бір пайдалы жұмыс орындау үшін сұйықтық ағынының энергиясын пайдаланады.

Гидроқозғалтқыштың *шығыс буыны* деп оның тікелей пайдалы жұмыс жасайтын элементін айтады. Көпшілік жағдайда бұл айналмалы білік немесе қайтымды-ілгерілемелі қозғалатын сояуыш.

Гидроқозғалтқыштың жұмысын сипаттайтын негізгі параметрлер:

гидроқозғалтқыш тұтынатын *арын*, $H_{гд}$, м — гидроқозғалтқыш жұмыс сұйықтығының ағынынан алатын толық меншікті эенргия;

гидроқозғалтқыш тұтынатын *шығын*, $Q_{гд}$, м³/с — гидроқозғалтқыш құбыр желісінен бірлік уақытта тұтынатын сұйықтық көлемі;

гидроқозғалтқыштың шығыс білігінің *айналу жиілігі*, n , айн/с, немесе с⁻¹;

шығыс сояуыштың ілгерілемелі қозғалыс *жылдамдығы* v , м/с;

гидроқозғалтқыштың шығыс білігіндегі *момент*, $M_{гд}$, Нм (шығыс буыны айналмалы қозғалатын гидроқозғалтқыштар үшін);

гидроқозғалтқыш сояуышындағы *жүктеме* (күш) F , Н (шығыс буыны ілгерілемелі-қайтымды қозғалатын гидроқозғалтқыштар үшін);

гидроқозғалтқыштың *тұтынатын қуаты* N , Вт — гидроқозғалтқыш арқылы өтетін сұйықтықтан оның алатын қуаты;

гидроқозғалтқыштың пайдалы қуаты N_n , Вт — гидроқозғалтқыштың шығыс түйінінде алынатын қуат;

гидроқозғалтқыштың пайдалы әрекет коэффициенті (ПӘК) $\eta_{гд}$ — гидроқозғалтқыштың пайдалы қуатының тұтынатын қуатына қатынасы.

Көрсетілген параметрлердің кейбіреулерін толығырақ қарастыру керек.

Маңызды параметрлердің бірі гидроқозғалтқыш тұтынатын арын $H_{гд}$ болып табылады. Ол гидроқозғалтқыш кірісіндегі толық арынның және оның шығысындағы толық арындардың айырымына тең. Сорғы арыны сияқты [(11.1) формуланы қараңыз] гидроқозғалтқыш тұтынатын арын мына формула бойынша есептелінеді:

$$H_{гд} = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g}, \quad (11.10)$$

бұл жерде 1 индексі кірістегі ағын параметрлеріне, ал 2 индексі гидроқозғалтқыш шығысындағы параметрлерге сәйкес келеді.

Гидроқозғалтқыштардың басым көпшілігі үшін гидроқозғалтқыш тұтынатын арынның мәнін анықтайтын негізгі шама пьезометрлік биіктіктердің айырмашылығы болып табылады [(11.10) формуладағы екінші қосылғыш]. Гидроқозғалтқыш шығысы мен кірісіндегі қысымдардың айырмашылығын көбінесе гидроқозғалтқыш тұтынатын қысым немесе гидроқозғалтқыштағы қысым өзгерісі $\Delta p_{гд}$ деп атайды. Сонда жоғарыда айтылғанды ескере отырып мынаны қабылдауға болады:

$$H_{гд} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p_{гд}}{\rho g}, \quad (11.11)$$

Кейде гидроқозғалтқышы бар құбыр желісін гидравликалық есептеген кезде гидроқозғалтқыштағы қысым өзгерісі $\Delta p_{гд}$ гидроқозғалтқыштағы қысым жоғалуы деп те аталады.

Гидроқозғалтқыш үшін тұтынылатын қуат оған сұйықтық ағынымен берілетін қуат болатындығын ескеру керек:

$$N = H_{гд} \rho g Q_{гд} = \Delta p_{гд} Q_{гд}. \quad (11.12)$$

Шығыс түйін айналмалы қозғалған кезде гидроқозғалтқыштың пайдалы қуаты (шығыс түйіндегі қуат) келесі формула бойынша:

$$N_n = M_{гд} \omega, \quad (11.13)$$

бұл жерде $M_{гд}$ — гидроқозғалтқыш білігіндегі момент, ал шығыс түйіні ілгерілемелі-қайтымды қозғалған кезде келесі формула бойынша есептелінеді:

$$N_{II} = F_v, \quad (11.14)$$

бұл жерде F — шығыс түйіннің қозғалысына кедергі күші; v — шығыс түйінінің қозғалыс жылдамдығы.

Сонымен бірге гидроқозғалтқыш (11.9) тәуелділікпен өзара байланысатын толық $\eta_{гд}$ және жеке ПӘК сипатталатындығын айта кету керек.

Жоғарыда аталған, бір сөзбен айтқанда гидромашина мүмкіндіктері туралы мәлімет алуға мүмкіндік беретін негізгі параметрлердің бірі оның сыртқы сипаттамасы болып табылады. Мысалы сорғы *сипаттамасы* деп (көп жағдайда) оның негізгі техникалық көрсеткіштерінің (арын, қысым, қуат, ПӘК және т.с.с.) сорғы білігінің айналу жиілігі тұрақты болған кезде беріліске, жұмыс сұйықтығының тұтқырлығы мен тығыздығына графикалық тәуелділігі түсіндіріледі.

Барлық гидромашиналар жұмыс істеу принциптері бойынша екі негізгі типке бөлінеді: динамикалық және көлемдік.

Динамикалық гидромашина — бұл жұмыс органының сұйықтықпен өзара әрекеттесуі гидромашинаның кірісі мен шығысымен тұрақты берілетін тура ағынды қуыста жүретін гидромашина.

Көлемдік гидромашина — бұл жұмыс органы мен сұйықтықтың өзара әрекеттесуі гидромашинаның кезекпен кірісімен және шығысымен берілетін герметикалы жұмыс камерасында жүретін гидромашина.

Динамикалық гидромашинаны сонымен бірге «тура ағынды» деп атауға болады, себебі оның ішкі тура ағынды қуысы әрқашан кіріспен және шығыспен жалғасады, ал көлемдікті — «герметикалы» деп атауға болады, себебі осы уақыт сәтінде гидромашинаның тек қана кірісімен немесе тек шығысымен жалғасатын герметикалық жұмыс камерасы болады. Бұл көлемдік гидромашинада кіріс аумағы әрқашан шығыс аумағынан ажыратылғандығын білдіреді. Динамикалық гидромашинаның жұмыс процесі үшін оның жұмыс органдары мен жұмыс сұйықтығының қозғалысының жоғары жылдамдықтары тән, ал көлемдік гидромашинаның жұмыс процесі жұмыс сұйықтығы мен гидромашинаның ығыстырып шығарушысының өзара күштік әрекеттесуіне негізделген. Көлемдік гидромашинаның сұйықтығы мен жұмыс органдарының жоғары жылдамдықпен қозғалуы бұл кезде міндетті емес, себебі жұмыс процесінде негізгі рольді қысым атқарады.

11.3. Көлемді гидрожетек, әрекет ету қағидалары мен негізгі түсініктер

Гидрожетектер оларда қолданылатын гидромашиналардың типтеріне байланысты көлемдік гидрожетектер және гидродинамикалық берілістерге бөлінеді.

Көлемдік гидроберіліс — бұл көлемді гидравликалық машиналар қолданылатын гидравликалық жетек. Көлемдік гидрожетектің жұмыс істеу мақсаты жұмыс сұйықтығының сығылмайтындығына және оның қысымды барлық бағыт бойынша Паскаль заңына сәйкес жібере алу қабілетіне негізделген.

Принципиалды схемасы 11.1 суретте келтірілген қарапайым көлемдік гидрожетектің жұмысын қарастырайық. Ол вертикаль орналасқан 1 және 2 екі гидроцилиндрден тұрады. Олардың төменгі қуыстары сұйықтықпен толтырылған және құбыр желісімен жалғанған.

1 гидроцилиндрдің ауданы S_1 болатын поршені сыртқы күштің F әсерінен төмен қарай қандай да бір v_1 жылдамдықпен қозғалсын. Бұл кезде сұйықтықта $p = F_1/S_1$ қысымы орнайды. Егер құбыр желісінде сұйықтық қозғалысына қысым жоғалуын ескермейтін болсақ, онда бұл қысым сұйықтықпен Паскаль заңы бойынша 2 гидроцилиндрге беріледі және ауданы S_2 поршенінде сыртқы жүктемеге қарсы күшті тудырады $F_2 = pS_2$.

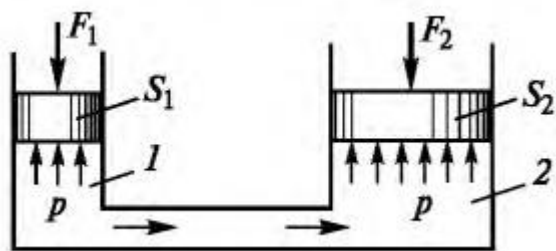
Сұйықтық сығылмайды деп есептеп, 1 гидроцилиндр поршенімен ығыстырылып шығарылатын сұйықтықтың мөлшері ($Q = v_1 S_1$ шығын) құбыр желісі бойынша поршені $v_2 = Q/S_2$ жылдамдықпен жоғары бағытталған (сыртқы жүктемеге F_2 қарсы) 2 гидроцилиндрге келіп түседі.

Егер гидрожетек элементтерінде энергия жоғалуын ескермесек, онда келесі тұжырымды жасауға болады. 1 гидроцилиндрдің поршенінің қозғалысы үшін сыртқы көзбен жұмсалатын

механикалық қуат $N_1 = F_1 v_1$ оған құбыр желісі бойынша сұйықтыққа беріледі және 2 гидроцилиндрде бірлік уақытта сыртқы күшке F_2 қарсы v_2 жылдамдықпен қайдалы жұмыс жасайды ($N_2 = F_2 v_2$ қуаты жүзеге асырылады). Бұл процессті қуаттың келесі теңдеуі түрінде көрсетуге болады:

$$N_1 = F_1 v_1 = p S_1 v_1 = p S_2 v_2 = F_2 v_2 = N_2$$

Осылайша, қарастырылған жағдайда 1 гидроцилиндр сорғы режимінде жұмыс істейді, яғни жетектің механикалық энергиясын жұмыс сұйықтығының ағын энергиясына түрлендіреді, ал 2 гидроцилиндр кері әрекет жасайды – сұйықтық ағынының энергиясын механикалық жұмысқа түрлендіреді, яғни гидрокөзғалтқыш қызметін орындайды.



11.1 сурет. Қарапайым көлемдік гидрожетектің принципіалды схемасы: 1 — сорғы режимінде жұмыс істейтін гидроцилиндр; 2 — гидравликалық көзғалтқыш режимінде жұмыс істейтін гидроцилиндр

Осы қарапайым көлемдік гидрожетектің жұмысын талдау негізінде, сонымен бірге гидрожетекті басқару және оның жұмысқа жарамдылығын қамтамасыз ету бойынша шешуге қажетті тапсырмаларды назарға ала отырып, нақты көлемдік гидрожетектің құрамында келесі элементтер немесе элементтер тобы (төменде келтірілген элементтердің гидрожетек құрамындағы саны шектелмейді) міндетті түрде болуы керек:

энергия түрлендіргіштер — гидрожетектегі механикалық энергияның түрленуін қамтамасыз ететін құрылғылар: гидромашиналар, гидроаккумуляторлар және гидротүрлендіргіштер;

гидротарап — гидрожетек элементтерінің гидравликалық байланысын қамтамасыз ететін құрылғылар жиынтығы: жұмыс сұйықтығы, гидрожелілер, байланыстырушы арматура және т.с.с.;

жұмыс ортасының кондиционерлері — жұмыс сұйықтығының берілген сапалық көрсеткіштерін (тазалығы, температура және т.с.с.) ұстап тұру үшін арналған құрылғылар: сүзгілер, жылу алмастырғыштар және т.с.с.;

гидроаппараттар — ағынның берілген параметрлерін (қысым, шығын және т.б.) өзгертуге немесе ұстап тұруға арналған құрылғылар: гидродроссельдер, гидроклапандар және гидротаратқыштар.

Сұйықтық энергиясының көзі бойынша көлемдік гидрожетектер үш типке бөлінеді.

1. *Сорғылы гидрожетек* — онда сұйықтық энергиясының көзі гидрожетектің құрамына кіретін көлемдік сорғы болып табылады. Жұмыс сұйықтығы айналымының сипаты бойынша сорғылы гидрожетектерді сұйықтық айналымы тұйықталмаған (сұйықтық гидрокөзғалтқыштан гидробакқа сорылады, ол жерден сорғымен сорылып алынады) және сұйықтық айналымы тұйықталған (гидрокөзғалтқыштан сұйықтық бірден сорғының соратын гидрожелісіне түседі) деп бөлу қарастырылған.

2. *Аккумуляторлы гидрожетек* — мұнда сұйықтық энергиясының көзі алдын ала зарядталған гидроаккумулятор болады. Мұндай гидрожетектер жұмыс айналымы қысқа уақыттық немесе айналым саны шектеулі болатын гидрожүйелерде (мысалы зымыран рулінің гидрожетегі) пайдаланылады.

3. *Магистральді гидрожетек* — бұл гидрожетекте жұмыс сұйықтығы гидрожүйеге орталықтандырылған гидравликалық магистральдан берілетін орныққан арынмен (энергиямен) келіп түседі.

Сонымен қатар гидрожетектер шығыс түйінінің қозғалыс түрі бойынша жіктеледі. Гидрожетектің шығыс түйіні ретінде гидрокөзғалтқыштың пайдалы жұмыс атқаратын шығыс түйіні есептеледі. Осы белгісі бойынша келесі көлемдік гидрожетектерді бөледі:

ілгерілемелі қозғалысты — оларда шығыс түйіні қайтымды-ілгерілемелі қозғалыс жасайды;

айналмалы қозғалысты — оларда шығыс түйіні қайтымды қозғалыс жасайды;

бұрылымды қозғалысты — оларда шығыс түйіні шектеулі (360° дейін) қайтымды-бұрылысты қозғалыс жасайды.

Егер гидрожетекте шығыс түйінінің қозғалыс бағытын ғана өзгерту мүмкіндігі болса, онда мұндай гидрожетек *басқарылмайтын* деп аталады. Егер гидрожетекте шығыс түйінінің жылдамдығын бағыт бойынша, сонымен бірге шама бойынша өзгертуге мүмкіндік болса, ол *басқарылатын* гидрожетек деп аталады.

11.4. Көлемді гидрожетектердің негізгі артықшылықтары мен кемшіліктері

Басқарылатын көлемдік гидрожетектер станоктардың, прокаттау станоктарының, престоу және құю жабдықтарының, жол, құрылыс, көлік және ауылшаруашылық машиналарының және т.с.с. жетектері ретінде кеңінен қолданылады. Олардың осылай кеңінен қолданылуы осы типті жетектердің механикалық және электрлік жетектермен салыстырғанда бірқатар артықшылықтарымен түсіндіріледі. Осы артықшылықтарының кейбіреулері келесілер.

1. Гидрожетектің меншікті қуаты, яғни элементтердің қосынды бірлік салмағына келетін қуаты жоғары. Гидравликалық жетектерде бұл параметр электрлік жетектерден 3...5 есе жоғары және бұл артықшылық берілетін қуат артқан кезде жоғарылай түседі.

2. Гидрожетектің шығыс түйінінің жылдамдығын кең аралықта сатысыз реттеу мүмкіндігі салыстырмалы түрде оңай қамтамасыз етіледі.

3. Гидрожетектің жылдам әрекет етуі жоғары. Іске қосу, реверс және тоқтату операциялары гидрожетектерді басқа жетектермен салыстырғанда айтарлықтай жылдам орындалады. Бұл гидрожетектің орындаушы органының инерция моментінің төмен болуына негізделеді (гидромотордың айналатын бөліктерінің инерция моменті электр қозғалтқыштың сәйкес моментінен 5...10 есе төмен).

4. Гидроқушейткіштердің қуат бойынша қушейту коэффициенті жоғары, оның мәні ≈ 105 дейін жетеді.

5. Берілген режимде технологиялық операцияларды жүзеге асыру салыстырмалы түрде оңай, сонымен бірге келтіруші қозғалтқыш пен гидроқозғалтқыштың элементтерін артық жүктемеден қарапайым және сенімді сақтандыру мүмкіндігі бар.

6. Айналымды қозғалысты қайтымды-ілгерілемелі қозғалысқа түрлендіру жеңіл.

7. Гидрожетек агрегаттарын орналастыру еркін жүргізіледі.

Гидрожетектің көрсетілген артықшылықтарымен бірге оны жобалаған кезде немесе оны пайдалану дұрыстығының мәселесін шешкенде жетектің осы типіне тән кемшіліктері туралы да есте сақтау қажет. Бұл кемшіліктер негізінен жұмыс ортасының (сұйықтықтың) қасиеттеріне негізделген. Осы кемшіліктердің негізгілерін айтып өтейік.

1. Гидрожетектің ПӘК салыстырмалы түрде төмен және энергияны үлкен қашықтықтарға берген кезде ол көп жоғалады.

2. Гидрожетек сипаттамасының эксплуатация жағдайына (температура, қысым) тәуелділігі. Температураға жұмыс сұйықтығының тұтқырлығы тәуелді, ал төмен қысым гидрожүйеде кавитацияның пайда болуының немесе ұйықтықтан еріген газдардың бөлінуінің себебі болуы мүмкін.

3. Жұмыс сұйықтығының ластануына сезімталдығы және қызмет көрсету мәдениеті жеткілікті деңгейде жоғары болуы қажет. Жұмыс сұйықтығының абразивті бөлшектермен ластануы гидравликалық агрегаттарда прециозды бу элементтерінің тез тозуына және істен шығуына алып келеді.

4. ПӘК төмендеуі және гидрожетек сипаттамаларының оның немесе элементтерінің эксплуатациялық ресурсты жұмсауы бойынша сипаттамаларының нашарлауы. Ең алдымен прециозды булар тозады, ол ондағы саңылаулардың артуына және сұйықтықтың ағып шығуының жоғарылауына, яғни көлемдік ПӘК төмендеуіне алып келеді.

Осылайша, гидравликалық жетектер бір жағынан жетектік басқа типтерімен салыстырғанда күмәнсіз артықшылықтарға ие, ал басқа жағынан – айтарлықтай кемшіліктері бар. Осыған байланысты гидрожетектерді жобалау, дайындау және оларға қызмет көрсетумен айналысатын мамандардың алдына белгілі бір міндеттер қойылады.

Гидрожетекті жобалау кезінде конструктордың міндеттері жетекпен функциялық

талаптардың орындалуын қамтамасыз ететін оның схемасын оңтайландыру және гидрожетек элементтерін негізді түрде таңдау болып табылады.

Гидрожетек элементтерін дайындаған кезде технологтың міндеттері дайындаудың талап етілетін жоғары сапасын қамтамасыз ету екені сөзсіз, себебі бұл гидрожетектің эксплуатациялық сипаттамаларына үлкен әсерін тигізеді. Осылайша, гидравликалық аппараттардың прециозды жұптарында саңылаулар 5 мкм және одан кіші шаманы құрайды. Мұндай дәлдікті қамтамасыз ету өте қиын.

Гидрожетектің эксплуатациясы кезінде қызмет көрсетуші қызметкердің міндеттеріне ең алдымен гидрожетекті монтаждау ережелерін орындау, сүзгілердің сүзетін элементтерін жүйелі түрде ауыстыру және жұмыс сұйықтығын ауыстыру кіреді. Сонымен бірге қажет болған жағдайда толтырып құюдан тұратын оның эксплуатациясы бойынша техникалық шарттар мен талаптардың орындалуы қажет. Осы талаптардың орындалуы гидрожетектің жеке элементтерінің, сонымен бірге жалпы гидрожетектің жұмыс істеу мерзімін айтарлықтай арттыруға мүмкіндік береді.

Т а р а у 12

КӨЛЕМДІ ГИДРАВЛИКАЛЫҚ МАШИНАЛАР

12.1. Көлемдік сорғылар туралы негізгі түсініктер

Көлемдік сорғыларда жұмыс органының сұйықтықпен өзара іс-қимылы тұйық көлемдерде (жұмыс камераларында) жүреді, олар сору және айдау қуыстарына кезек-кезек жеткізіледі. Сорғы жұмысы кезінде мұндай камера алдымен сору қуысын сұйықтықпен толтырады, содан кейін ол сору қуысынан ажыратылады және айдау қуысына жалғанады. Жұмыс камерасы айдау қуысымен жалғанған кезде, сұйықтықты ығыстыру жүреді. Бұдан әрі ол сору қуысымен қайтадан жалғанады. Бұл процесс бірнеше мәрте қайталанады. Камераны сұйықтықпен толтыруды, содан кейін оны ығыстыруды қамтамасыз ететін жұмыс органын *ығыстырушы* деп атаймыз.

Көлемдік сорғыда W_k көлемді бір немесе бірнеше жұмыс камерасы болуы мүмкін. Жұмыс камераларының z жалпы саны сорғының W_0 жұмыс көлемін анықтайды. W_0 жұмыс көлемі ретінде сұйықтықтың бір жұмыс циклында сорғы бере алатын максималды саны беріледі. Көптеген көлемді сорғылар үшін жұмыс істеу циклы - оның білігінің бір айналымы болып табылады. Келесіні ескерген жөн, кейбір сорғыларда әрбір жұмыс камерасы біліктің бір айналымында екі немесе одан көп сұйықтық беруі мүмкін. Мұндай берулер саны сорғы жұмысының k жиілігі деп аталады. Осылайша, көптеген көлемдік сорғылар жұмыс көлемі үшін келесі формула бойынша анықталуы мүмкін

$$W_0 = W_k z k. \quad (12.1)$$

W_0 жұмыс көлемі сорғының аса маңызды параметрі болып табылады. Ол көбінесе оның габариттері және пайдалану көрсеткіштерін анықтайды: сұйықтықтың берілуін, пайдалы және тұтынылатын қуатын. Атап өту қажет, іс жүзінде, сондай-ақ айнымалы жұмыс көлемі бар сорғылар да қолданылады. Мұндай сорғыларды «реттелетін», ал оның жұмыс процесінде сорғының жұмыс көлемінің өзгеруін - «сорғымен реттеу» деп атап көрсетеді.

Жоғарыда атап өтілгендей, жұмыс камерасы кезек-кезек сору және айдау қуысымен жалғанады. Бұл көлемдік сорғыларға тән қасиеттермен негізделеді және оларды динамикалық сорғылардан ажыратады.

Осы қасиеттердің біріншісі *герметикалық* болып табылады. Өйткені іс жүзінде барлық көлемді сорғыларда жұмыс камерасы кез келген уақытта қуысты сорумен немесе қуысты

айдаумен біріктіріледі, онда бұл қуыс әрдайым бір-бірінен оқшауланған болып келеді. Сондықтан, сорушы және қысымды құбырлар да бөлінген.

Герметикалық сорғы сору қуысында айтарлықтай сиретілуді қамтамасыз етуге мүмкіндік береді. Бұл айдау алдындағы сору құбырдағы сұйықтықтың көтерілуіне әкеледі. Аталған қасиет *өзіндік сору* деп аталады.

Көлемдік сорғылар *сипаттамасының қатаңдығымен* ерекшеленеді, яғни ағындық құбыр кедергісімен туындаған сорғының қысымының артуы оның берілуінің төмендеуіне әкеледі.

Айта кету керек, үлкен қысымдар алу үшін бұл сорғылар жоғары жылдамдықтарды талап етпейді және динамикалық сорғыларға қарағанда, айтарлықтай үлкен тұтқырлығы бар сұйықтықты қайта сора алады.

Сонымен аталған қасиеттерден басқа, көлемдік сорғыларды динамикалықтан ерекшелендіретін елеулі кемшілігін де атап өту қажет — *берілудің біркелкі еместігі*. Бұл сорғылар сұйықтықты жекелеген көлемдермен (порциямен) айдайды. Мұндай біліктің бір айналымындағы порция саны сорғы конструкциясына байланысты — жұмыс камераларының санына және олардың жұмыс жиілігіне, бірақ көлемдік сорғының беруі әрқашан белгілі бір дәрежеде пульстық сипатта болады.

Жұмыс органының қозғалыс сипаты бойынша барлық көлемдік сорғылар екі топқа бөлінеді: ілгері-кейінді (поршеньді) және роторлы.

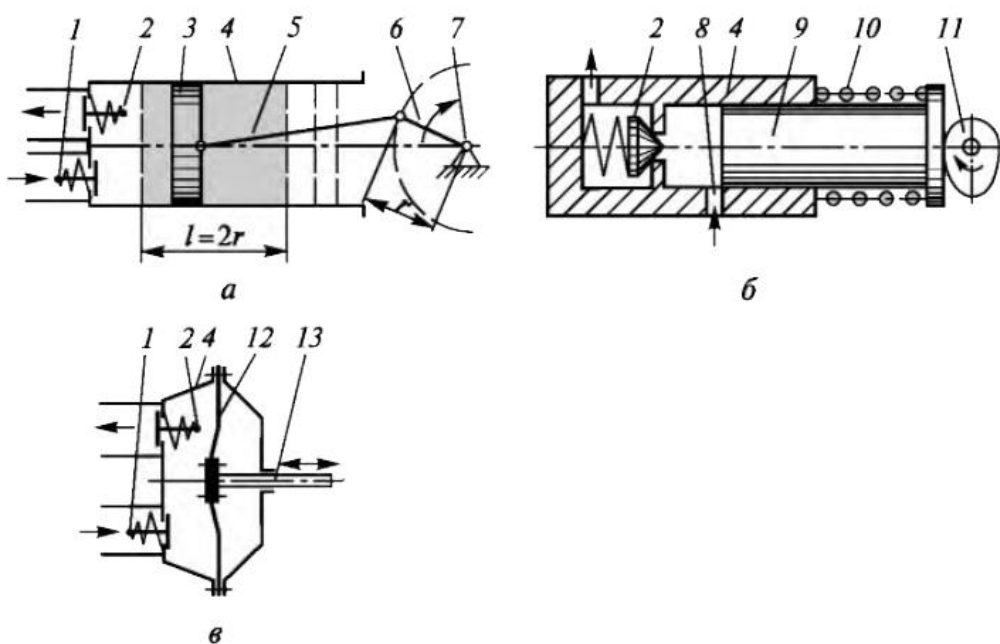
Ілгері-кейінді сорғылардың екі ерекшелігі бар, олар оның қасиеттері мен параметрлерін анықтайды. Біріншісі сорғының корпусына қатысты жұмыс камерасының қозғалмауы болып табылады. Екінші ерекшелігі — енгізу және шығару клапандарының болуы, олар жұмыс камерасын сору және айдау қуыстарын біріктіру үшін қызмет етеді.

Роторлы сорғылардың қозғалмалы жұмыс камералары бар және оларда клапандар болмайды. Осы камераларды сору және айдау қуыстарымен біріктіру оларды бір қуыстан басқа қуысқа ауыстыру және керісінше есебінен қамтамасыз етіледі.

12.2. Ілгері-кейінді (поршеньді) сорғылар

Ілгері-кейінді сорғыларда жұмыс органының сұйықтықпен өзара әсері қозғалмайтын жұмыс камераларында жүреді, олар кезек-кезек сору және айдау қуысымен енгізу және шығару клапандарының есебінен қатынасады.

Жұмыс органы ретінде (ығыстырушы) ілгері-кейінді сорғыларда поршень, плунжер немесе икемді диафрагма пайдаланылады. Сондықтан мұндай сорғылар поршеньді, плунжерлі және диафрагмалы болып бөлінеді.



Сурет 12.1. Ілгері-кейінді қозғалыс сорғылары:

a — поршеньді; b — плунжерлі; c — диафрагмалы; 1 — енгізу клапаны; 2 — шығару клапаны; 3 — поршень; 4 — корпус (цилиндр); 5 — шатун; 6 — қос иін; 7 — білік; 8 — енгізу бунағы; 9 — плунжер; 10 — серіппе; 11 — жұдырықша; 12 — диафрагма; 13-шток

Ілгері-кейінді сорғылар, сондай-ақ жетектің тәсілі бойынша тікелей әрекет етуші және білікті болып бөлінеді. Тікелей әрекет етуші сорғының жетегі тікелей ығыстырушыға ілгері-кейінді әсер ету есебінен жүзеге асырылады. Мұндай сорғының мысалы қол жетегі бар қарапайым сорғы болып табылады. Поршеньді сорғы жетекші біліктің айналу есебінен келтіріледі, ол жұдырықты немесе қос иінді шатунды механизмнің көмегімен ілгері-кейінді қозғалысқа айналады.

Құрылғы мен білікті жетегі бар поршеньдік сорғыштың жұмыс істеу принципін қарастырайық. 12.1 а суретте қос иінді шатунды механизмі бар білікті сорғыштың құрылымдық сызбасы келтірілген. 7 жетекті білігі 6 қос иіні арқылы r радиусымен және 5 шатун 3 поршеньді S_n алаңында қозғалысқа келтіреді, ол ілгері-кейінді 4 корпуста (цилиндрде) қозғалады. Сорғының екі серпін асты клапаны бар: енгізу 1 және шығару 2. Осы сорғының жұмыс камерасы біліктен сол жаққа қарайғы кеңістігі болып табылады, 4 корпус және 3 поршенінің шеткі орналасуымен шектелген; ол суретте көлеңкеленген. 3 поршень қозғалысының оңға қарай қозғалысы кезінде сұйықтық 1 енгізу клапаны арқылы жұмыс камерасын толтырады, яғни сіңуі қамтамасыз етіледі. Солға қозғалыс кезінде 3 поршень сұйықтықты қысымды құбырға 2 клапан арқылы айдайды.

Қарастырылып отырған сорғының бір жұмыс камерасы бар ($z = 1$), және білігінің бір айналымында 3 поршень бір жұмыс жүрісін жасайды, яғни бұл бір реттік әрекеттегі сорғы ($k = 1$). 12.1, а суреттегі талдау көрсеткендей, 3 поршенінің I жұмыс әрекеті 6 қос иіннің екі радиусына тең. Соған сәйкес (12.1), сорғының жұмыс көлемі камераның жұмыс көлеміне тең және келесі формула бойынша шығарылуы мүмкін

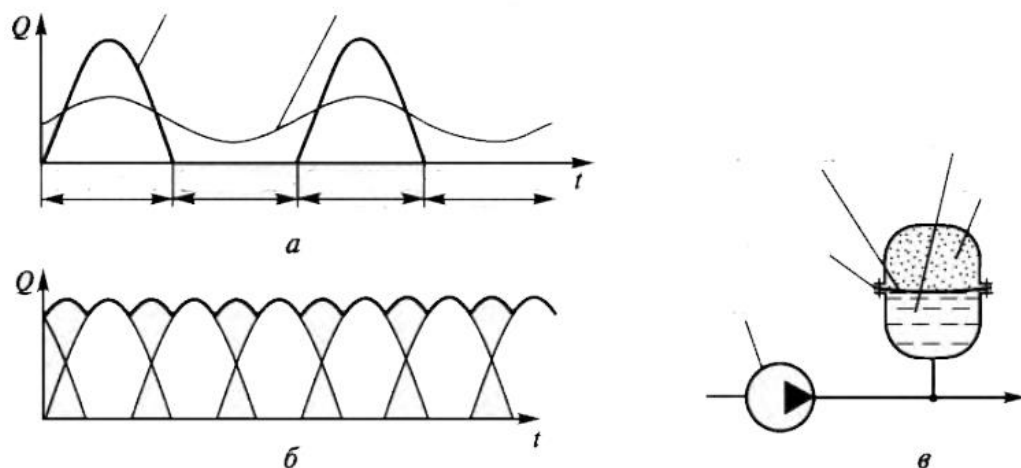
$$W_o = W_k = S_n 2r.$$

Ығыстырушы ретіндегі поршеньді сорғылар ең көп тараған ілгері-кейінді сорғылар болып табылады. Олар елеулі қысым құра алады (30...40 МПа). Алайда айтарлықтай аз қысымға (1.5 МПа) есептелген сорғылар да шығарылады. Осы сорғылардың жылдамдық параметрлері (жұмыс циклдарының уақыт бірлігіндегі саны) көбінесе клапандарының конструкциясымен анықталатынын білеміз, өйткені олар ең инерциялық элементтер болып табылады. Серіппелі асты клапандары бар сорғылар минутына 100.300 жұмыс циклына дейін жібереді. Арнайы конструкциялы клапанды сорғылар минутына 300.500 циклға дейін алуға мүмкіндік береді.

Поршеньді сорғыларда 11.2 бөлімшеде көрсетілгендей, шығындарының барлық үш түрі бар, яғни көлемдік, гидравликалық және механикалық шығындар. Көптеген поршеньді сорғылардың көлемдік ПӘК-і η_0 0,85.0,98. құрайды. Клапандардағы қысым шығындарымен анықталатын гидравликалық ПӘК η_g 0,8.0,9, шегінде тұр, ал механикалық ПӘК-і η_m — 0,94.0,96. Толық ПӘК-і η_n [(11.9) формуланы қараңыз] поршеньді сорғылардың көпшілігі үшін 0,75.0,92.

Ығыстырғыш ретінде плунжерлі сорғылар едәуір сирек қолданылады. Осы сорғыларда корпус және ығыстырғыш арасында байланыс беті айтарлықтай көп, ол жұмыс камерасын едәуір жақсы нығыздауға мүмкіндік береді. Плунжерлі сорғылар әдетте жоғары дәлдікпен жасалады, сондықтан олар өте қымбат, бірақ өте үлкен қысым алуға мүмкіндік береді - 150.200 МПа дейін. Плунжерлі сорғылардың негізгі пайдалану аймағы дизельдердің жылу беру жүйесі болып табылады.

12.1, б суретте жұдырықты жетегі осындай сорғыштың құрылымдық сызбасы келтірілген.



Икемді диафрагма Сұйықтық Сорғы Газ Гидроаккумулятор

Сур. 12.2. Бір поршеньді (а) және үш поршеньді (б) сорғылардың беру кестесі және гидроаккумуляторлы поршеньді сорғының сызбасы (в)

Жетекші вал 11 жұдырықшаны айналымға келтіреді, ол 4 корпуста (цилиндрде) ілгері-кейінді әрекет етуші 9 плунжерге әсер етеді, әрі плунжердің солға қозғалысын 11 жұдырықша қамтамасыз етеді, ал кері жүріс — 10 серіппемен. Бұл сорғыда тек бір клапан бар — шығару 2.

Енгізу клапандарының болмауы дизельде пайдаланатын сорғылардың ерекшелігі деп айта аламыз. Олардың отын жүйесінде, әдетте қосалқы сорғылар болады және плунжерлі сорғының жұмыс камерасын толтыру 8 бунағы арқылы қосалқы сорғымен қамтамасыз етіледі.

Диафрагмалы сорғылар жоғарыда қарастырылған сорғыларға қарағанда, едәуір қарапайым дайындалғандықтан, арзан болып табылады. 12.1, суретте тікелей әрекет ететін диафрагмалы сорғы сызбасы көрсетілген. Сорғы 4 корпусында 12 икемді диафрагма бекітілген, сондай-ақ 13 штокқа қыстырылған. Сорғының екі серіппе асты клапаны бар: енгізу 1 және шығару 2. Сорғының жұмыс камерасы корпусының 4 ішінде орналасқан көлемі болып табылады, ол 12 диафрагманың сол жағында орналасқан. Диафрагмалы сорғының жұмыс процесінің поршеньдік сорғының жұмыс процесінен айырмашылығы жоқ.

Диафрагмалы сорғылар жоғары қысым құра алмайды, өйткені ол диафрагма беріктігімен шектеледі. Оның ең жоғары мәні көп жағдайларда 0,1... 0,3 МПа-ден аспайды. Диафрагмалы сорғылар карбюраторлы қозғалтқыштар отын жүйелерінде қолданыс тапты.

Кез-келген конструкциялы ығыстырғышы бар ілгері-кейінді сорғылардың өте елеулі кемшілігі олардың t уақытында Q беруінің әркелкілігі болып табылады. Бұл сору және айдаудың кезекпен ауысуынан туындаған. 12.2, а, суретінде келтірілген Q беру кестесі осы әркелкілікті айқын көрсетеді. Оны төмендету үшін екі тәсіл пайдаланылады.

Осы тәсілдердің біріншісі көп камералы сорғыларды қолдану болып табылады. Бұл жағдайда айдауды бірнеше ығыстырғыштар кезек бойынша немесе бір мезгілде жүзеге асырады. 12.2, б суретте үш поршеньді сорғының беру кестесі берілген, онда майда сызықтармен жеке жұмыс камераларының беруі көрсетілген, ал жуан — сорғының жиынтық беруі. Көп камералы сорғылар конструкциясы әр түрлі болып табылады, бірақ көп жағдайда бұл сорғылар бірнеше жұмыс камералары бар бір корпуста болып келеді. Берудің біркелкі еместігін азайту мақсатында, жұмыс камераларын ұлғайтқан кезде тақ камералары бар сорғыларға артықшылық беру керек.

Сұйықтықты біркелкі емес беруді төмендетудің екінші тәсілі - шығуда сорғылардың гидравликалық аккумуляторларын орнату болып табылады. 12.2 суретте гидравликалық аккумуляторлы сорғы сызбасы көрсетілген, ол екі қуысқа икемді диафрагмамен бөлінген тұйықталған сыйымдылық болып келеді. Айдау барысында сорғы беретін сұйықтықтың бір бөлігі гидроаккумулятордың төменгі қуысын толтырады, ал газ (ауа) жоғарғы қуысында сығылады. Сору барысында құбырдағы қысым төмендейді және гидроаккумулятордағы сұйықтық сығылған газбен шығарылады. t уақытындағы Q беру кестесі 12.2, а. суретінде берілген. Айта кету керек,

гидроаккумулятор терминінің орнына әдебиетте сондай-ақ әуе қалпағы термині де пайдаланылады.

12.3. Роторлы сорғылардың жалпы қасиеттері мен жіктелімі

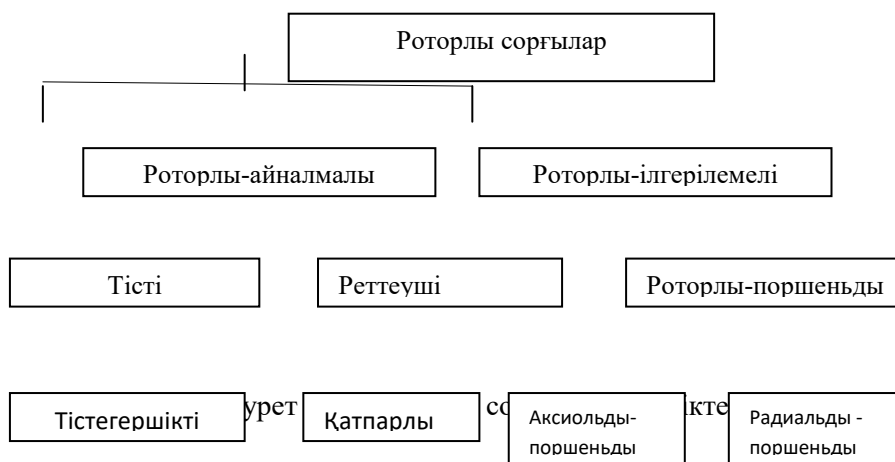
Роторлы сорғыларда жұмыс органының сұйықтықпен өзара әрекеті жылжымалы жұмыс камераларында жүреді, олар кезек-кезек сору және айдау қуыстарымен қосылады. Бұл сорғылардың конструкцияларынан клапандарды алып тастауға мүмкіндік береді.

Клапандардың жоқтығы роторлы сорғыларда айтарлықтай үлкен *жұрдектіктің* болуына мүмкіндік береді, яғни уақыт бірлігін жұмыс циклдары санына қарап білеміз. Сонымен қатар, бұл роторлы сорғыларға поршеньді сорғыларға қарағандағы екінші айырмашылығын қамтамасыз етеді — *қайтымдылығы*, яғни іс жүзінде кез келген роторлық сорғы гидроқозғалтқыштар ретінде пайдаланылуы мүмкін.

Роторлы сорғылардың маңызды конструктивті ерекшелігі көп камералық болып табылады. Бұл ілгері-кейінді сорғылармен салыстырғанда оларға үлкен тегістікті қамтамасыз етеді. Алайда оларды беру мүлдем біркелкі емес және оның пульсациясы әрқашан орын алады. Бұл пульсация жұмыс камераларының тақ санды сорғылары үшін әрқашан аз екенін айтуымыз керек.

Роторлы сорғылар елеулі кемшілікке ие және бұл олардың конструктивтік ерекшеліктерінен туындамайды. Себебі, роторлық сорғы қайта айдайтын сұйықтық, оның беттерін бір мезгілде майлауды қамтамасыз етуі мақсат етілген. Сондықтан, ол сорғы материалына қатысты таза және агрессивті емес, сондай-ақ майлау қабілеттері болуы тиіс.

Роторлы сорғыларда клапандардың жоқтығы гидравликалық шығындардың едәуір төмендеуіне әкеп соғып, ол оларды елемеуге және гидравликалық ПӘК-і бірлікке ($\eta_g = 1$) тең қабылдауға мүмкіндік береді. Осылайша, (11.9) сәйкес роторлы сорғының толық ПӘК-і η_o көлемдік по мен механикалық ПӘК η_m көбейтіндісіне тең ($\eta_n = \eta_o \eta_m$).



Роторлы сорғылардың өте алуан конструкциялары бар. Осы сорғылардың жіктелуін ГОСТ 17398-72 анықтайды, ол түрлі конструктивті орындауларды қамтиды. Осы оқулықта роторлы сорғылардың жіктеуінің оңайлатылған нұсқасы келтіріледі, оған машина жасауда жиі пайдаланылатын сорғылар енгізілген (сур. 12.3).

Сызбаны талдау (12.3 суретті қараңыз) көрсеткендей, барлық роторлы сорғылар екі үлкен топқа бөлінеді. Бірінші топқа тек айналмалы қозғалыста пайдаланатын сорғылар кіреді. Екінші топқа айналмалы және ілгері-кейінді қозғалысты сорғылар енгізілген.

Роторлы-айналмалы сорғылардан ең көп таралғаны тістегерішті сорғылар, олар іс жүзінде машина жасаудың барлық салаларында кең сұранысқа ие. Роторлы-ілгерілемелерден катпарлы және роторлы-поршеньды сорғылар кеңінен қолданылады.

12.4. Тістегерішті сорғылар

Тістегерішті сорғылар — бұл тістегеріш түріндегі жұмыс органдары бар тісті сорғы, ол жұмыс камераларының саңылаусыз тұйықталуын және жетекші біліктен жетектегіге айналу

моментін беруді қамтамасыз етеді. Тістегерішті сорғылар сыртқы және ішкі ілінумен болуы мүмкін.

Ең қарапайым конструкциялы және ең көп тараған сыртқы ілінумен тістегерішті сорғы болып табылады (сур. 12.4).

Ол 4 корпустан және 1 және 3 екі эвольвентті тісті доңғалақтардан (тістегеріш) тұрады, олар ілінісуде орналасқан. Ұсынылған конструкцияда 1 тістегеріш жетекші болып табылады, ал жетектегі — 3.

Сору қуысындағы сұйықтық тістер арасындағы қатпарды толтырады (оның ішінде көлеңкелі қуысты 2). Содан кейін сұйықтығы бар қатпар сору қуысынан айдау қуысына доға шеңберімен жылжиды (нүктелі-үзілмелі сызықпен көрсетілген). Айдау қуысында әрбір тіс тиісті ойпатқа кіреді және одан сұйықтық ығыстырады (атап айтқанда, 6 тіс кіреді 5 көлеңкелі ойпатқа).

Осылайша сұйықтық ойпаттан айдау қуысына ығыстырылады. Ойпат тістен едәуір үлкен екендігін ескеру керек, сондықтан сұйықтықтың бір бөлігі сору қуысына қайтып оралады.

Демек, тістегерішті сорғының жұмыс камерасы тістер арасындағы ойпат болып табылады, сұйықтықты ығыстыру кезінде оның көлемін алады. Сорғының W_0 жұмыс көлемін болжамды анықтау үшін тістер және ойпаттар көлемін тең етіп қабылдайды. Сол кезде сорғының жұмыс көлемі бір тістегеріштің барлық тістері және ойпаттары жиынтық көлеміне тең деп айтуға болады және келесі формула бойынша анықталуы мүмкін:

$$W_0 = \pi D b h, \quad (12.2)$$

онда D — тістегеріштің бастапқы шеңберінің диаметрі; b — тістегеріштің ені; h — тістердің биіктігі (ойпат тереңдігі).

Сорғының жұмыс көлеміне ілініс параметрлерін әсерін талдау үшін оны ілініс модулімен байланыстырған орынды болып келеді. Өйткені тістің биіктігі екі модульге ($h = 2m$) тең, ал тістегеріштердің бастапқы шеңбер диаметрі — модуль және тістер санының ($D = mz$) көбейтіндісіне, (12.2) формуласына айналады.

$$W_0 = 2nbzm^2.$$

Формула келесі қорытынды жасауға мүмкіндік береді, яғни W_0 жұмыс көлемі z тістер санына және m модуль квадраты бірінші дәрежеде артады. Осылайша, сорғының беруін ұлғайту үшін m ілініс модуль z тістер санын төмендету есебінен ұлғайту орынды. Тәжірибеде әдетте тістерінің саны $z = 8 \dots 18$ тең сорғылар қолданады.

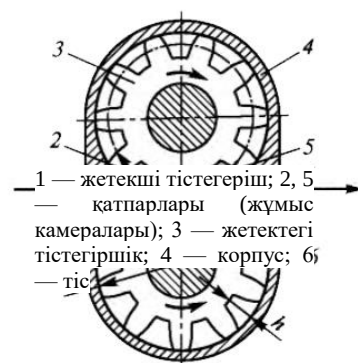
Тістегерішті сыртқы іліністі сорғылар машина жасауда кеңінен таралған, өйткені оларды дайындау оңай және пайдалану сенімді болып табылады. Бұл сорғылар жоғары қысымды (15... 20 МПа дейін) және одан да төмен (1.10 МПа) су жүйелерін үшін шығарылады. Алғашқысы тракторлар, жол-құрылыс және ауыл шаруашылығы машиналарының су жүйелерінде қолданыс тапса, ал екіншілері поршеньді қозғалтқыштар гидро жетектері мен гидро жүйелерде пайдаланылады. Көптеген тістегерішті сыртқы ілінісі бар сорғылар 1000.2500 мин айналу жиілігінде орналасқан. Осы сорғылардың толық ПӘК-і әдетте 0,75. 0,85 құрайды, ал көлемді ПӘК — 0,85.0,95.

Тістегерішті сыртқы іліністі сорғылардан басқа, сондай ақ тістегерішті ішкі іліністі сорғылар да болады, онда кіші мөлшердегі тістегеріш едәуір ірі тісті дөңгелек ішінде орналасқан. Мұндай сорғылар шағын, бірақ сыртқы іліністі сорғылармен салыстырғанда олар неғұрлым кең қолдану да тапқан жоқ.

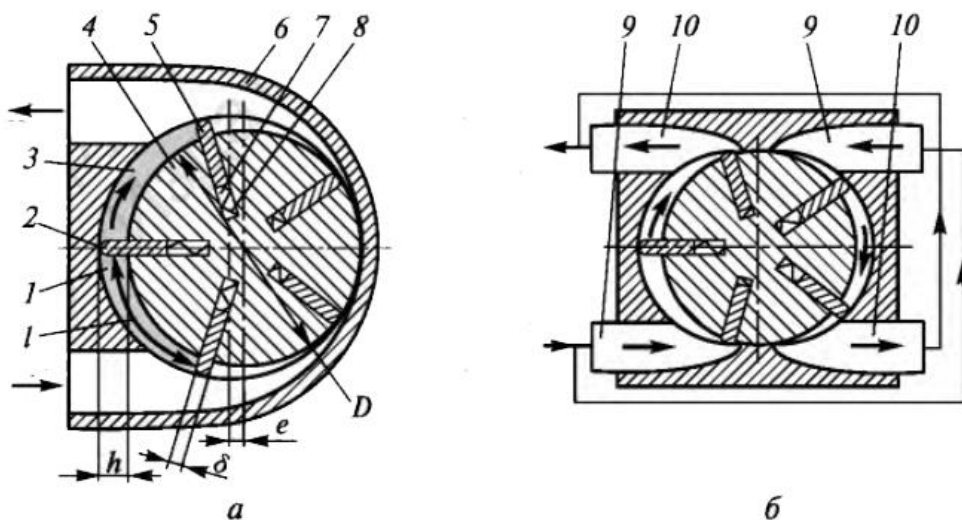
12.5. Тілімшекті сорғылар

Тілімшекті сорғылар — бұл жазық тіліншек түріндегі жұмыс органдары (ығыстырғыштарымен) бар роторлы-үдемелі сорғы. Тілімшекті сорғылар бір рет, екі немесе бірнеше рет әрекет ететін болуы мүмкін.

12.5, а суретте бір іс-әрекетті тіліншекті сорғының конструктивті сызбасы көрсетілген. Айналмалы ротордың 4 жіктерінде, оның осі 6 жылжымайтын статор осіне қатысты ығысқан, бірнеше 8 серіппелі 5 пластина орнатылған. Ротормен бірге айнала отырып, осы тіліншектер бір



мезгілде ілгерілі-кейінді ротордың 7 саңылауында қозғалыс жасайды пазах. Жұмыс камералары 1 және 3 көлемі болып табылады, олар көршілес тіліншектермен шектелген, сондай-ақ 4 ротор және 6 статор беттерімен. Ротор айналған кезде сору қуысымен біріктірілген 1 жұмыс камерасы көлемі жағынан ұлғаяды және оны толтыру жүргізіледі. Содан кейін ол айдау аймағына көшіріледі. Одан әрі өткізу кезінде оның көлемі азаяды және жүреді сұйықтығын ығыстыру (3 жұмыс камерасынан) жүреді.



Сур. 12.5. Бір реттік (а) және екі (б) іс-әрекетті тіліншекті сорғылар:

1, 3 — жұмыс камералары; 2 — байланыс нүктесі; 4 — ротор; 5 — тіліншек; 6 — статор (корпус); 7 — саңылау; 8 — серіппе; 9 — сору облысы; 10 — айдау облысы

Тіліншекті сорғының W_a жұмыс көлемін есептеу үшін, формула (12.1) пайдаланылуы мүмкін, бұл ретте жұмыс камерасының W_k көлемін оның шеткі сол жақ қалпында анықтау керек, яғни ол сору және айдау қуыстарынан оқшауланған кезде пайдаланылады. Бұл жағдайда

$$W_k = hlb \quad (12.3)$$

онда h — жұмыс камерасының биіктігі ($h = 2e$); l — екі тіліншекпен шектелген шеңбер бөлігінің орташа ұзындығы; b — тіліншек ені.

l ұзындығы 5 тіліншек қалыңдығы мен тіліншектердің z , яғни $l = (nD - 5z)/z$ санын ескере отырып, D ротордың диаметрі бойынша шамамен анықталуы мүмкін. Сонда (12.1) және (12.3) формулаларын ескере отырып, тіліншекті сорғы жұмыс көлемін анықтау үшін жақындатылған тәуелділігін аламыз:

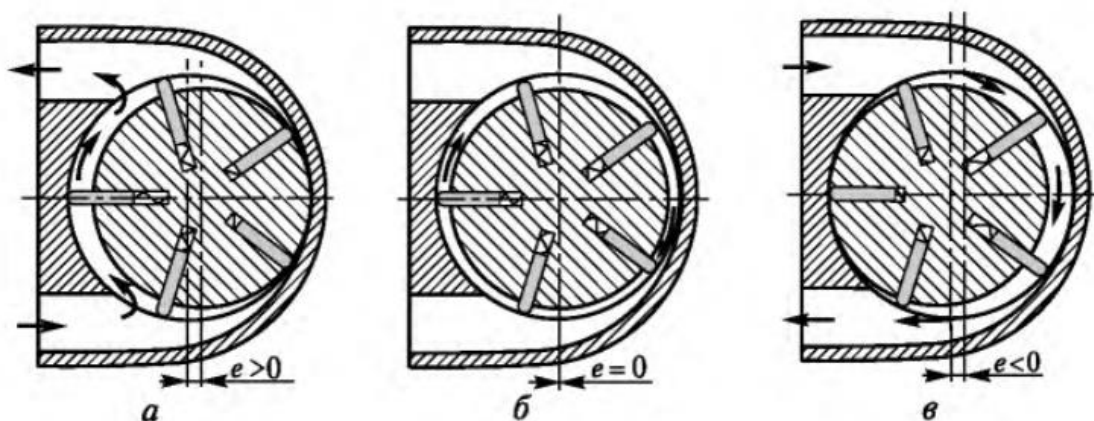
$$W_o = 2e(nD - bz)bk. \quad (12.4)$$

Соңғы формуланың талдауы көрсеткендей, оның габаритін, яғни D және b мөлшерін сақтау кезінде W_a тіліншекті сорғы жұмыс көлемін ұлғайту үшін, e эксцентриситетті ұлғайту қажет.

Сонымен қатар, тіліншекті сорғының жұмыс көлемі оның жұмысының k еселігі есебінен ұлғайтылуы мүмкін, ол тәжірибеде кеңінен қолданылады. 12.5, б – суретте екі мәрте әрекетті тіліншекті сорғының конструктивтік сызбасы берілген. Мұндай сорғының ішкі бетінің бар арнайы профилі бар, ол әр тіліншекке білігінің бір айналымында сұйықтықты екі рет беруге мүмкіндік береді. Екі мәрте әрекетті тіліншекті сорғының екі сіңу облысы 9 бар, олар бір құбырмен біріктірілген және екі айдау 10 облысы бар, сондай-ақ жалпы құбырмен біріккен. Тәжірибеде үлкен жиілікпен сорғылар да қолданылады, бірақ олардың конструкциялары қиын, сондықтан мұндай сорғыларды пайдалану шектелген.

Тіліншекті сорғылар үшін тіліншектері мен корпусының түйісу орнындағы саңылаусыздығын қамтамасыз ету маңызды болып табылады (12.5, а суреттегі 2 нүкте).

Жоғары жылдамдықты сорғыларда бұл ортадан тепкіш күш есебінен алынуы мүмкін. 12.5, а суретте көрсетілген конструкцияда көрсетілген саңылаусыздығын 8 серіппе қамтамасыз етеді. Кейбір сорғыларда бұл 7 жікте құрылатын қысым есебінен қол жеткізіледі.



Сурет 12.6. Тілімшекті сорғының тура (а), нөлдік (б), кері (в) беруін реттеу сызбасы.

12.1 бөлімшеде айтылғандай, сорғылар реттелетін болуы мүмкін, яғни айнымалы жұмыс көлемі болады. Бір реттік әрекетті тілімшекті сорғылар конструкциясы жұмыс барысында оның жұмыс көлемін өзгертуге мүмкіндік береді. Бұл үшін жеткілікті ротордың білігін корпусына қатысты жылжымалы етіп жасау жеткілікті. Сонда ротор 4 солға жылжыған кезде e көлемін ғана емес, сорғының берілуін де азайтып ғана қоймай, біліктің айналу бағытын өзгертпей-ақ, д сұйықтық ағынының ($e < 0$) бағытын өзгертуге болады. 12.6 суретте оны көрсету үшін реттелетін тілімшекті сорғының үш сипатты орналасуы көрсетілді. Айта кету керек, екі реттік және бірнеше реттік әрекетті тілімшекті сорғылар реттелетін болуы мүмкін емес.

Тілімшекті сорғылар ықшам, өндірісте қарапайым және пайдалануда сенімді. Сондықтан олар техникада қолданыс тапты, бірінші кезекте станок құрылысында. Олардағы ең жоғары қысым 7...14 МПа құрайды. Тілімшекті сорғылардың айналу жиілігі, әдетте 1000.1500 айн/мин. Көпшілігі үшін толық ПӘК 0,60.0,85 құрайды, ал көлемді ПӘК — 0,70.0,92. Сондай-ақ реттелетін тілімшекті сорғылар да шығарылады.

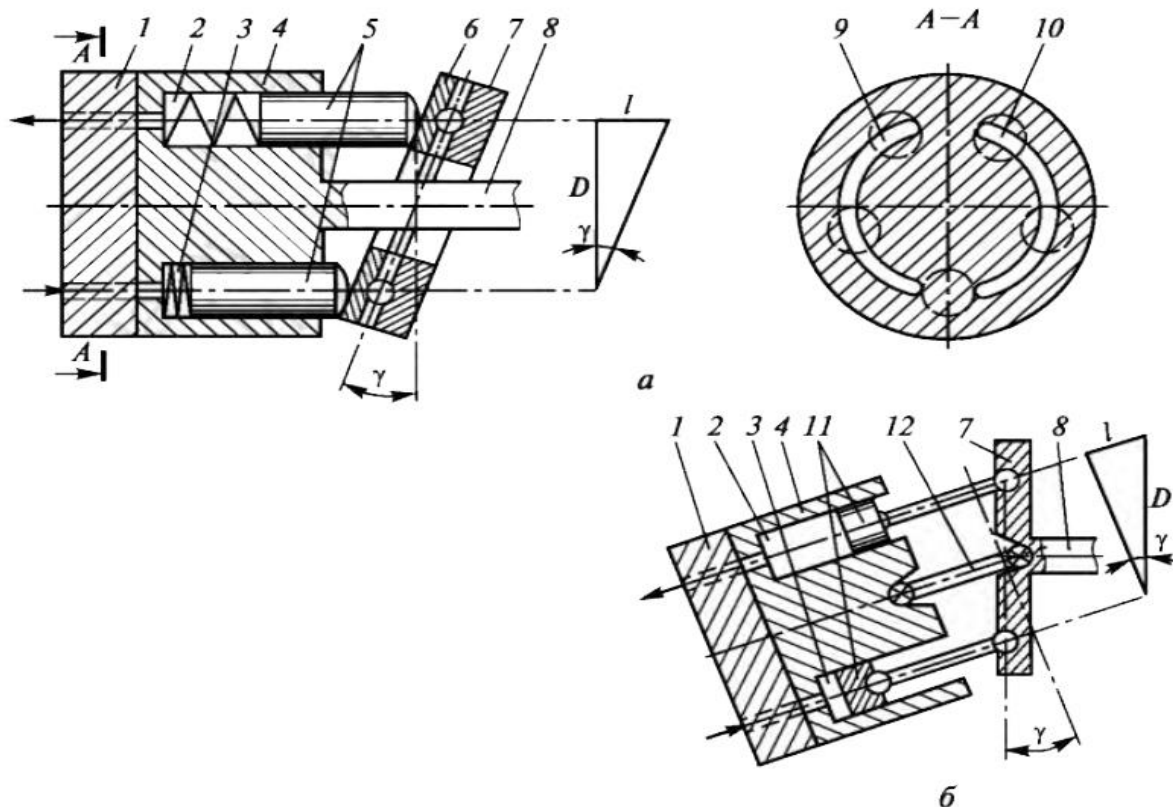
12.6. Роторлы-поршеньді сорғылар

Роторлы-поршеньді сорғылар — бұл поршень немесе плунжер түріндегі ығыстырғышы бар роторлық сорғы. Роторлы-поршеньді сорғылар аксиальді-поршеньді болып бөлінеді, олардағы поршеннің ілгерілі-кейінді қозғалысы сорғының айналу осіне параллель және радиалды-поршеньді, олардағы поршеннің ілгерілі-кейінді қозғалысы радиалды бағытта жүреді

Аксиальді-поршеньді сорғылар сорғының айналу осіне қатысты көлбеу дискімен (шайбамен) және көлбеу блокпен орындалады

12.7, а суретте ығыстырғыш ретіндегі көлбеу дискі және плунжерлері бар аксиальді-поршеньді сорғының құрылымдық сызбасы ұсынылған. Плунжерлері 5 бар блок 4 сорғының негізгі элементі болып табылады, ол 8 білікпен қозғалысқа келтіріледі және корпусқа қатысты айналады (12.7 а суретте корпус көрсетілмеген). Плунжерлер дискіде 7 мойынтірекке 6 сүйенеді, ол у бұрышымен көлбеулетілген. Сорғының маңызды элементі 9 және 10 терезелері бар жылжымайтын тік бөлуші 1 болып табылады. Сорғының 2 және 3 жұмыс камералары 4 блоктағы тұйық көлемдерді білдіреді.

Сорғының жұмысы кезінде 5 плунжерлер 4 блокпен бірге айналады және бір мезгілде 7 көлбеу дискісі бойымен 6 подшипникпен бірге сырғиды. Диск 7 мен серіппелердің есебінен жұмыс камераларының ішінде блокқа қатысты плунжерлердің ілгерілі – кейінді қозғалысы қамтамасыз етіледі.



Сурет 12.7. Көлбеу дискі мен көлбеу блогы бар аксиальды-поршеньді сорғылар

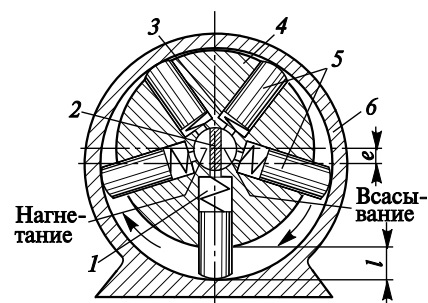
1 — тік таратқыш; 2, 3 — жұмыс камерасы; 4 — блок; 5 — плунжерлер; 6 — тірелімді мойынтірек; 7 — диск; 8 — білік; 9 — жіберу терезесі; 10 — шығару терезесі; 11 — поршеньдер; 12 — қосымша білік

Бұл ретте жұмыс камералары көлемін ең төменгіден (3-позиция) ең жоғарыға дейін (2-позиция) ауыстырады және кері. Сұйықтықты жеткізу және бұру үшін доға тәріздес 9 және 10 терезелері бар 1 жылжымайтын таратқыш қызмет етеді. Ол жұмыс камерасының көлемін көбейту кезінде 9 терезе арқылы сору құбырымен жалғанады бабына, ал азайған кезде — 10 терезе арқылы қысымды құбырлармен.

Көлбеу блогы 4 бар аксиальді-поршеньді сорғы (сур. 12.7, б) алдыңғы сорғыдан құрылымы бойынша біршама ерекшеленеді. Басты айырмашылығы мынада: оның айналу өсіне (біліктің 8) қатысты диск 7 емес, 4 блок иілген. Жетекші 8 білікке қатысты 4 блок көлбеулігінен мұндай конструкциясы бар сорғылардың көпшілігінде блокке 4 дисіден 7 айналу сәтін беру үшін топсалары бар қосымша білік 12 болады. Келтірілген конструкцияда ығыстырғыштар 11 поршеньдері болып табылады, олар тік таратқыш 1 арқылы 2 және 3 жұмыс камерасынан сұйықтықты айдайды.

Көлбеу блогы және көлбеу дискі бар сорғылардың жұмыс істеу принциптері бір-бірінен ерекшеленбейді, бірақ 12.7, б суретінде конструкцияда 11 поршеньдер ілгерілі-кейінді қозғалысты олардың арасындағы кинематикалық байланыс және диск 7 есебінен жасайды. Бұл айырмашылық маңызды болып табылмайды. Ығыстырғыштардың мұндай конструкциялары көлбеу дискілері бар сорғыларда да пайдаланылады.

W_k жұмыс камерасының көлемі осы сорғылардың екі түрі үшін поршень (плунжер) S_n ауданы мен және оның жұмыс барысы l көбейтіндісіне тең ($W_k = S_n l$). Алайда, осы сорғылар үшін жұмыс барысы l түрлі жолмен есептеледі. Оларды анықтау үшін 12.7-суретте үшбұрыштар салынған, ол жұмыс барысының l диаметрмен D байланысын көрсетеді.



Сурет 12.8. Радиалды-поршеньді сорғы: 1, 3 — жұмыс камералары; 2 — қосқыш; 4 — ротор; 5 — плунжерлер; 6 — корпус

Геометриялық арақатынастан көретініміздей, көлбеу дискі бар сорғы үшін $l = D \operatorname{tg} \gamma$, ал көлбеу блогы бар сорғы үшін $l = D \sin \gamma$. Сонда (12.1) ескере отырып, $W_{\text{од}}$ көлбеу дискі және $W_{\text{об}}$ көлбеу блогы бар аксиальді-поршеньдік сорғы жұмыс көлемін есептеу үшін формула аламыз:

$$W_{\text{од}} = S_n z D \operatorname{tg} \gamma \quad (12.5)$$

және

$$W_{\text{об}} = S_n z D \sin \gamma. \quad (12.6)$$

Аксиальді-поршеньді сорғылар реттелетін болуы мүмкін. Реттеу дискі 7 көлбеуінің бұрышын (көлбеу дискі бар сорғыда, 12.7 а суретті қараңыз) немесе блок 4 көлбеуінің бұрышын (көлбеу блогы бар сорғыда, 12.7, б суретті қараңыз) өзгерту арқылы қамтамасыз етіледі. Екі жағдайда да ол ығыстырғыш және сорғының жұмыс көлемінің барысының өзгеруіне әкеледі [қараңыз. формула (12.5) және (12.6)].

Аксиальді-поршеньді сорғылар бұрын қаралған сорғылардан дайындау күрделілігімен және соның салдары ретінде, көбінесе құнымен ерекшеленеді, бірақ олардың айтарлықтай жақсы пайдалану сипаттамалары бар. Олар 30...40 МПа дейін қысым жасайды, кең айналу жиілігі диапазонында жұмыс істей алады (500... 4000 айн/мин және одан астам). Осы сорғылардың толық ПЭК-і 0,90.0,92, жетеді ал көлемді ПЭК — 0,95.0,98.

Аксиальді-поршеньді сорғылар, авиацияда, құрылыс және жол жұмыстары машиналарында, сондай-ақ ауыл шаруашылығы машина жасау және станок құрылысында қолданылады.

Радиалды-поршеньді сорғыларда ығыстырғыш сондай-ақ поршеньдер немесе плунжерлер болып табылады, бірақ радиалды орналасады. 12.8 суретте бір іс-әрекетті радиалды-поршеньдік сорғының ұсынылған құрылымдық сызбасы берілген. Сорғының негізгі элементі плунжерлері 5 бар ротор 4 болып табылады, ол сорғы корпусына 6 қатысты айналады. Ротор 4 осінің ығысуымен корпуста 6 орнатылған (эксцентриситетпен e). Сору және айдау қуысы сорғы орталығында орналасады және қосқышпен 2 бөлінген.

Сорғы жұмысы кезінде плунжерлер 5 ротормен 4 бірге айналады және бір мезгілде корпус 6 бойынша сырғиды. Осының және жұмыс камераларының ішіндегі серіппелер есебінен роторға 4 қатысты плунжерлер 5 ілгерілі-кейінді қозғалысы қамтамасыз етіледі. Жоғарғы күйден 3 төменгі күйге 1 жұмыс камерасы ауысқан кезде, оның көлемі ұлғаяды. Бұл ауыстыру кезінде, ол ротордағы 4 тесік арқылы сору қуысымен біріктіріледі, сондықтан оны жұмыс сұйықтығымен толтыру — сіңуі қамтамасыз етіледі. Кері орнын ауыстыру кезінде — төменгі күйден 1 жоғарғы күйге 3 — камера азаяды және айдау қуысына сұйықтығын ығыстыру жүреді.

Жұмыс камерасының W_k көлемі S_n плунжер ауданы мен оның жұмыс барысы l көбейтіндісі ретінде табамыз ($W_k = S_n l$). 12.7 суретінің талдауы көрсеткендей, яғни $l = 2e$. Сонда (12.1) ескере отырып, сорғының жұмыс көлемі үшін формуланы аламыз:

$$W = 2S_n e k z. \quad (12.7)$$

(12.7) формуласында k жұмысы еселігі қосылған, өйткені радиалды-поршеньді сорғылар екі - және көп реттік әрекетті болуы мүмкін. Бұл арнайы профильдің корпусы ішкі бетін құру есебінен қамтамасыз етіледі (екі реттік әрекетті тілімшекті сорғыда тәріздес, 12.5, б суретті қараңыз.), соның арқасында әрбір плунжер ротордың бір айналымында екі немесе одан да көп жұмыс жүрісін жасайды.

Айта кету керек, бір реттік әрекетті бұл сорғылар реттелін болуы мүмкін. Реттелетін сорғыда жұмыс көлемінің өзгеруі корпусына 6 қатысты 4 роторға қатысты ығысу есебінен қамтамасыз етіледі, яғни e көлемін өзгерту есебінен.

Радиалды-поршенді сорғылар аксиальді-поршеньдіге қарағанда айтарлықтай сирек қолданылады. Олардың басқа роторлы сорғылардан басты айырмашылығы - олар үлкен жұмыс көлеммен шығарылады.

12.7. Сорғы мен сорғы қондырғысының сипаттамалары

Сорғы қондырғысы ретінде оның қызметін қамтамасыз ететін қажетті параметрлер және сипаттамалары және қосымша құрылғылары бар сорғы түсіндіріледі. Сорғының сипаттамасы деп, оның білігінің тұрақты айналу жиілігі кезінде алынған, оның беруінен сорғының шығуындағы қысымның графикалық тәуелділігі айтады.

Сорғының сипаттамаларын (сур. 12.9, а) құру үшін, ең алдымен оның теориялық (идеалды) берілуін табу керек, ол W_0 жұмыс көлемінде және осы біліктің n айналу жиілігінде келесі формула бойынша анықталады

$$OT = W_0 n. \quad (12.8)$$

Мұндай сорғыны беру сорғының шығуында (A нүктесі) нольдік қысымда бар болады. (12.8) байқағанымыздай, бұл теориялық беру сорғы қысымына тәуелді емес, сондықтан идеалды көлемдік сорғы сипаттамасы тікелей тік сызықты I білдіреді.

Нақты сорғының көлемдік шығындар шамасына беруі теориялықтан аз, олар жоғары қысымды қуыстан саңылаулар арқылы сұйықтықтың шығуынан туындаған. Мұндай азаю техникалық жағынан жасалған кез келген сорғыда бар. Өйткені саңылауларда, әдетте, шағын көлденең өлшемдері болады, онда ағымдар режимі оларда ламинарлық, яғни шығынының шамасы бірінші дәрежелі ($q_{\text{ут}} \sim p$) қысым айырмасына пропорционал. Сондықтан, сорғының нақты сипаттамасы беруді төмендету жағына қарай көлбеу тікелей линияны III білдіреді. Кему $q_{\text{ут}}$ қысымға p ($q_{\text{ут}} > q_{\text{уд}}$ пропорционал өсуде, ал сорғыны беру қысымның өсуімен азаюда ($Q_{\text{H}} < Q_{\text{H}}^*$).

Сорғының нақты сипаттамасы (III линиясы) белгілі көлемдік ПӘК η_0 негізінде құрылған болуы мүмкін. Мысалы, $p = p^*$ қысымы кезінде сорғының η_0 белгілі. Содан кейін формуланы (11.7) пайдалана отырып, осы қысымға сәйкес сорғы беруін табуымыз керек, $Q^* = Q_{\eta_0}$ және графикке Q^* және p^* (нүкте B) координаттарымен нүктесін келтіру мүмкін. III түзу сызығымен A және B нүктелерін қосып, көлемді сорғының шынайы сипаттамасын аламыз.

Мұндай сипаттамада (сызық III) сорғыны беру қысымға болмашы байланысты. Алайда, бірқатар су жүйелерінде көшпелі беру талап етіледі. Бұл үшін III сызығын қандай да бір C нүктесінде "үзеді" де, жаңа сызықты II алады. CD учаскесінде қысым өзгерген кезде, беруді айтарлықтай өзгертуге болады. II сызықты кейде сипаттаманың реттеуші тармағы деп атайды. ACD сипаттамасы қосымша құрылғылардың көмегімен алынуы мүмкін және сондықтан ол сорғы емес, сорғы қондырғылары сипаттамасы болып табылады. Іс жүзінде ол екі тәсілмен қамтамасыз етіледі: қайта құю клапаны көмегімен немесе беру реттегіші көмегімен.

12.9, б суретте сорғы орнату сызбасы ұсынылған, оған сорғы 4 және құю клапаны 2 енеді, оның негізгі элементі серіппе асты плунжері 3 болып табылады. Шағын қысымда сорғыдан p шығу кезінде плунжер 3 серіппе әсерінен жоғары орын алады және реттеуші саңылауды 1 жабады, сондықтан сорғыдан шыққан барлық сұйықтық су жүйесіне барады ($Q_{\text{ну}} = Q_{\text{H}}$). Осы жұмыс режиміне 12.9 а суретте көрсетілген AC линиясы сәйкес келеді.

Кейбір Pp қысым кезінде, оны клапанды күйге келтіру қысымы деп атайды, клапан 2 ашыла бастайды (12.9, а суреттегі C нүктесі), яғни сорғымен берілетін сұйықтықтың бір бөлігі бакқа 2 клапанның 1 саңылауы арқылы бағытталатын болады, сорғы құрылғысын беру болсаб беру (шығын) $Q_{\text{кл}} : Q_{\text{ну}} = Q_{\text{H}} - Q_{\text{кл}}$ клапаны арқылы көлеміне қарай төмендейді, (12.9, а суретте E нүктесі). Қысымды ұлғайту кезінде саңылау 1 және шығын $Q_{\text{кл}}$ клапан арқылы артатын болады, ал сорғы қондырғыларының $Q_{\text{ну}}$ беруі азаяды. Сонымен, $p = p_{\text{тах}}$ қысымы кезінде плунжер 3 толық төмен түседі және барлық сорғымен берілетін сұйықтық I ($Q_{\text{ну}} = Q_{\text{кл}}$) саңылауы арқылы бакқа қайта түседі, ал сорғы қондырғысын беру нөлге тең болмақ ($Q_{\text{ну}} = 0$, 12.9, а суреттегі D нүктесі).

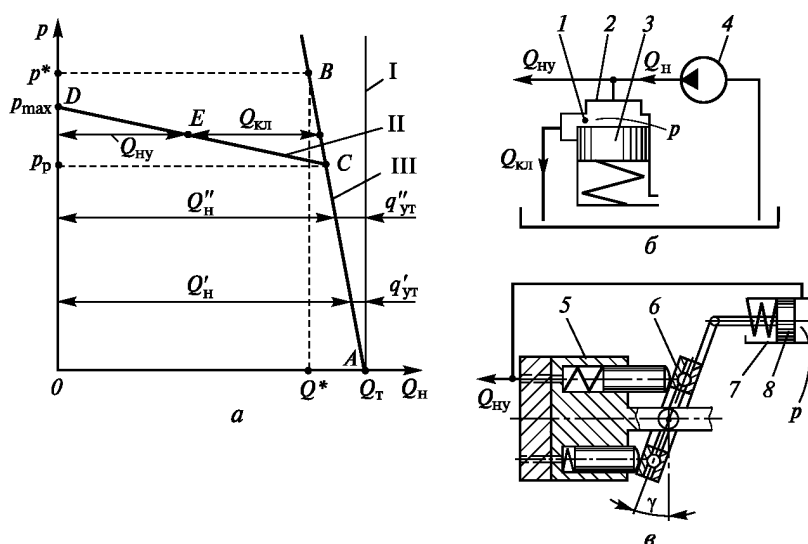


Рис. 12.9. Сорғы қондырғысы:

a — сипаттамасы; *б* — аударып құйылатын клапаны бар сызба; *в* — беруді реттеуіші бар сызба; 1 — саңылау; 2 — аударып құйылатын клапан; 3 — плунжер; 4 — реттелмейтін сорғы; 5 — реттелетін сорғы; 6 — көлбеу диск; 7 — реттеуіш; 8 — поршень

Берудің өзгеруінің екінші тәсілі тек реттелетін сорғылар үшін ғана қолданылады, яғни ауыспалы жұмыс көлемі бар сорғылар үшін. 12.9 в суретінде сорғы қондырғысының сызбасы ұсынылған, оған көлбеу дискімен 6 аксиальді-поршеньді реттелетін сорғы 5 және реттеуіш беру 7 кіреді. Реттеуіштің негізгі элементі серіппе астындағы поршень 8 болып табылады, ол көлбеу дискімен 6 кинематикалық байланысты. Сорғының шағын қысымы кезінде, серіппе әсерінен поршень 8 шеткі оң жақ орнын алады, диск 6 ұмах бұрышымен иілген және сорғының беруі максимальды. Осы жұмыс режиміне 12.9, а. суреттегі AC линиясы сәйкес келеді. Реттегішті баптау қысымы деп атайтын кейбір қысым pp кезінде (12.9, а суреттегі C нүктесі), поршень 8 солға қарай жылжи бастайды. $pp < p < p_{max}$ кезінде ол қандай да бір аралық орын алады, сорғының дискі $0 < \gamma < \gamma_{max}$ бұрышымен белгіленген, ал беру $0 < Q < Q_{max}$ болады. Осы режимге CD сызығының нүктелерінің бірі сәйкес келеді (мысалы, 12.9, а суреттегі нүкте E). Одан әрі қысымды ұлғайту кезінде поршень 8 тағы да солға қарай жылжиды және $p = p_{max}$ кезінде шеткі сол жақ орнын алады. Бұл жағдайда дисктің γ көлбеу бұрышы және сорғыны беру Q нөлге тең болады (нүкте D сур. 12.9, а).

Беруді реттеудің қаралған екі тәсілі де техникада пайдаланылады. Беруді реттеуіші бар сорғы орнатудың жоғары ПӘК бар, өйткені барлық жұмыс диапазонында сорғы беретін сұйықтық толығымен гидрожүйеге түседі, бірақ реттелетін сорғылар талап етеді, олардың жасалуы күрделі және демек, қымбат. Клапанмен сорғы орнату пайдалануда үнемді, өйткені оны пайдалану кезінде сорғы беретін сұйықтықтың бір бөлігі клапан арқылы бақа қайта түседі, пайдалы жұмыс жасамай ақ.

Қорыта келе айта кету керек, (12.7) және (12.8) формулаларынан басқа, су жүйелерін есептеу кезінде сондай-ақ тәуелділік пайдаланылады, ол сорғының p қысымын айналмалы M сәтін оның білігінде байланыстырады:

$$M = \frac{1}{2\pi} W_0 \rho \frac{1}{\eta_m}, \quad (12.9)$$

онда η_m сорғының механикалық ПӘК.

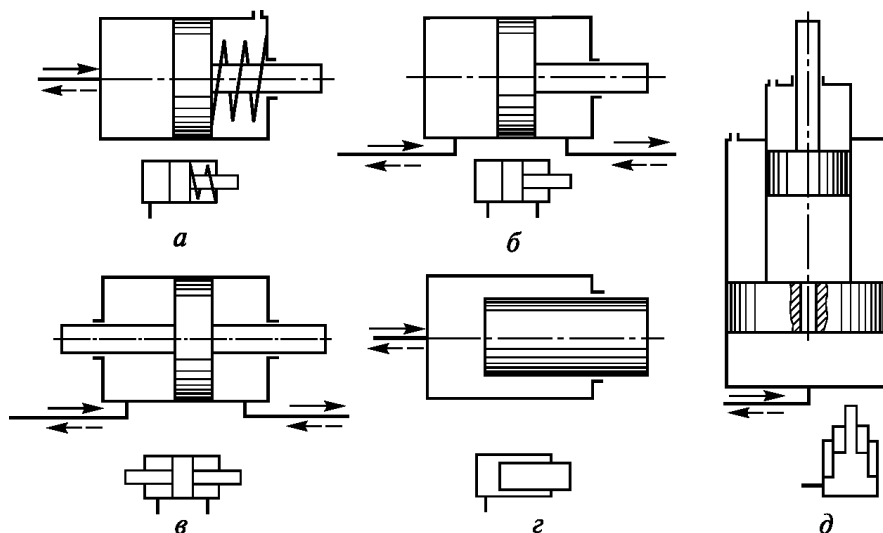
12.8. Көлемді гидравликалық қозғалтқыштар

Гидравликалық қозғалтқышта сұйықтық ағынының энергиясының механикалық жұмысқа түрленуі жүреді. Оған қысыммен сұйықтық әкелінеді, ал шығу орнында ілгерілі-кейінді немесе шығу тобы айналмалы қозғалысы орын алады, Шығу тобының қозғалыс сипаты бойынша

көлемдік су қозғалтқыштарынан екі үлкен топты екі үлкен топқа бөледі: гидравликалық цилиндрлер (гидроцилиндрлер) және гидравликалық моторлар (гидромоторлар).

12.8.1. Гидроцилиндрлер

Гидравликалық цилиндр деп шығу тобында ілгерілі-кейінді қозғалысы бар көлемді су қозғалтқышы аталады. Гидроцилиндрлер әртүрлі машиналардың атқарушы механизмдері ретінде кеңінен қолданылады. Құрылымы және принципі бойынша гидроцилиндрлер өте алуан түрлі және Мемл Ст 17752-81 сәйкес жіктеледі.



Сур. 12.10. Гидроцилиндрлер сызбасы және олардың шартты графикалық белгілері:

а — поршеньдік біржақты әрекеттер; *б* — поршеньдік екіжақты әрекеттер; *в* — екі жақты штогы бар поршеньдік екіжақты әрекеттер; *г* — плунжерлік; *д* — телескопиялық

Жұмыс сұйықтығының әрекет бағыты бойынша барлық гидроцилиндрлер екі топқа бөлінеді: бір жақты және екі жақты әрекетті. Біржақты әрекетті гидроцилиндрдің жұмыс органына сұйықтық бір жағынан ғана қысым көрсетуі мүмкін, 12.10, а, г, д. сур. сызбаларда тәрізді. Бұл цилиндрлерде поршеннің бір жағына қозғалысы қуысқа әкелінетін сұйықтық есебінен қамтамасыз етіледі, ал кері ауыстыру — басқа тәсілмен - серіппе есебінен (12.10, а суретті қараңыз) немесе поршеннің тік қозғалысы кезіндегі жүктің салмағы есебінен (12.10 д суретті қараңыз). Екі жақты әрекетті гидроцилиндрдың жұмыс органын ауыстыру жұмыс сұйықтығы есебінен қамтамасыз етіледі (сур. 12.10, б, в). Осындай гидроцилиндрларда сұйықтық сол жақ қуысына да, сондай-ақ оңға да шығарылады.

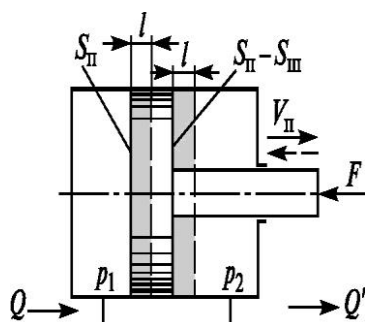
Гидроцилиндрлер, сондай-ақ жұмыс органы конструкциясы бойынша да бөлінеді. Поршень немесе плунжер түріндегі жұмыс органы бар гидроцилиндрлер ең көп таралған, әрі поршеньді гидроцилиндрлер бір жақты (12.10, а, б суретті қараңыз) штокпен де немесе екі жақты штокпен (12.10, в суретті қараңыз) де орындалуы мүмкін, ал плунжерлі гидроцилиндрлер тек біржақты әрекетті және біржақты штокты (12.10, г суретті қараңыз) болуы мүмкін.

Шығу тобы сипаты бойынша гидроцилиндрлер бөлінеді: бір сатылы және телескопиялық (көп сатылы). Бір сатылы гидроцилиндрлер 12.10, а — г. суретте көрсетілген. Телескопиялық гидроцилиндрлер бір-біріне бірнеше салынған поршеньді білдіреді. Мысал ретінде, 12.10, д суретінде екі сатылы телескопиялық гидроцилиндр схемасы көрсетілген. Мұндай гидроцилиндр поршеньдері дәйекті бірінен соң бірі шығады.

Гидроцилиндрлердің толық ПӘК ең алдымен, механикалық ПӘК- пен анықталады, ол көптеген конструкцияларда 0,85...0,95 құрайды. Гидравликалық шығындар цилиндрлерде көбіне болмайды және гидравликалық ПӘК $\eta_r = 1$. Көлемді шығындар қаралып отырған құрылғыларда поршень мен цилиндр арасындағы саңылауда орын алуы мүмкін. Алайда резеңке сақиналармен немесе манжеттармен бұл жерлерді нығыздау кезінде олар аз болады. Сонда көлемді ПӘК-ін, сондай-ақ бірге тең етіп санауға болады ($\eta_o = 1$).

Оның біріншісі штоктағы F күшін және гидроцилиндрдегі қысым ауытқуын байланыстырады $\Delta p = p_1 - p_2$, Δp Жеңілдетілген кезде, ол келесідей болады:

$$F = \Delta p S \eta_m, \quad (12.10)$$



Сур. 12.11. Гидроцилиндрдегі қысым ауытқуын есептеуге арналған сызба

мұндағы S — қысым түсетін тиімді аудан.

Солдан оңға сұйықтықтың қозғалысы кезіндегі есептік схемасында (12.11 суретті қараңыз) осы алаң поршень ($S = Sn$) ауданы болып табылады, ал кері қозғалыста — поршень алаңы шток ауданын шегергенде ($S = Sn - SJ$) шығады.

Екінші формула шығын мен поршень қозғалысының жылдамдығын байланыстырады:

$$Q = V_{II} S_{II} \frac{1}{\eta_0}$$

Hemecse

$$Q' = V_{II}(S_{II} - S_{III}) \frac{1}{\eta_0}. \quad (12.11)$$

Формула екі нұсқада жазылған, себебі гидроцилиндрге дейінгі және одан кейінгі шығындар әртүрлі. Оны түсіндіру үшін, поршень есептік схемада (12.11 суретті қараңыз) бастапқы күйінен оңға қашықтыққа орнын ауыстырды. Мұндай жағдайда, гидроцилиндрдің сол қуысына $W = Snl$ сұйықтықтың көлемі түсті, ал оң жақ қуысынан аз көлемі $W' = (Sn - Sm)l$ ығыстырылды. W және W' көлемдері арақатынасынан гидроцилиндрге дейін және кейінгі шығындар тәуелділікке байланысты

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{S_{II}}{S_{II} - S_{III}}. \quad (12.12)$$

Екі жақты штогы бар гидроцилиндрлер үшін (12.10, в сур. кар.)

$$O = O',$$

12.8.2. Гидромоторлар

Шығыс бөлігінің айналмалы қозғалысымен көлемді гидравликалық қозғалтқыш гидромоторлар деп аталады. Ең көп таралғаны роторлы гидромоторлар (тегершікті, қатпарлы және роторлы-піспекті). Олардың құрылысының осы аттас роторлы сорғылардан түбегейлі айырмашылығы жоқ. Сондықтан, қарастыру кезінде 12.4... 12.8. суретте көрсетілген сызбалар пайдаланылуы мүмкін. Алайда келесіні ескеру қажет, гидромоторға қуат сұйықтық ағынымен келтіріледі, онда өзгертіледі, содан кейін оның шығу білігінде айналу моменті түрінде жүзеге асырылады.

Роторлы-піспекті гидромоторлар неғұрлым кеңінен пайдаланылады. Бұл ретте аксиальді-піспекті гидромоторлар шығуда жоғары айналу жиілігін алу қажеттілігі туындаған жағдайда қолданылады, ал радиалды-поршеньділер— төмен айналу жиілігін және үлкен айналмалы сәттерді алу үшін.

Роторлы гидромоторлардың, сол сияқты сорғылардың да негізгі сипаттамасы олардың W_0 жұмыс көлемі болып табылады. Бұл шаманың да сондай физикалық мәні бар және сорғыларда тәрізді анықталады. Айта кету керек, гидромоторлар, сорғылар тәрізді, ауыспалы жұмыс көлеммен болуы мүмкін, яғни реттелетін.

Роторлық гидромоторлардың толық ПӘК-і көлемдік және механикалық ПӘК туындысынан анықталады, өйткені ондағы гидравликалық шығындар шағын және гидравликалық ПӘК-і ($\eta_r = 1$) бірлігіне тең деп санауға болады. Роторлық гидромоторлардың ПӘК-нің сандық мәндері бір типті

сорғылардың тиісті ПӘК-нен іс жүзінде айырмашылығы жоқ болып келеді, сондықтан сондай болып қабылдануы мүмкін.

Гидромоторларды есептеу кезінде екі негізгі формулалар пайдаланылады. Олар қуат ағынының қарама-қарсы бағыты себебінен роторлы сорғыларға арналған ұқсас формулалардан ерекшеленеді. Бұл формулалардың біріншісі гидромотор білігіндегі сәтті қысым ауысуымен байланыстырады.

$$M = \frac{1}{2\pi} W_o \Delta p \eta_m, \quad (12.13)$$

Ал екіншісі — гидромотор арқылы өтетін Q сұйықтық шығынын, оның n білігінің айналу жиілігімен байланысты:

$$Q = W_o n \frac{1}{\eta_o}. \quad (12.14)$$

Сөз соңында айта кету керек, сондай-ақ роторлық гидромашиналар да шығарылады, олар сорғы режимінде де, сондай-ақ гидромотор режимінде де жұмыс істей алады. Мұндай гидромашиналар мотор-сорғылар деп аталады.

12.9. Гидравликалық схемаларда гидромашиналарды белгілеу

Гидравликалық сызбаларда гидромашина белгісін МемСт 2.782 — 68 анықтайды. Көптеген гидравликалық сызбаларда символдар жүйесі қолданылады, онда кез келген роторлы гидромашина шеңбер ретінде белгіленеді (сур. 12.12). Шеңбер ішінде бір немесе бірнеше "қалың" бағыттама-лар ұштары (үшбұрыштар) бейнеленеді. Осы бағыттама-лардың ұштары сұйықтық қозғалысының бағытын көрсетеді. Сорғыларда ол әрқашан сыртқа бағытталған, ал гидросорғыларда — ішке. Реттелетін гидромашина символы жіңішке сызықпен сызылады. Мотор-сорғыларды белгілеу үшін сорғылардың және гидросорғы белгілерінің комбинациясы пайдаланады.

Гидравликалық цилиндрлердің алуан құрылымдары оларды бейнелеу үшін таңбалардың үлкен санын әкеледі. Алайда, бұл сызбаларды оқуды айтарлықтай қиындатпайды, өйткені кез келген гидроцилиндр таңбасының негізінде оның шекті жеңілдетілген конструктивтік бейнесі жатыр (артық сызықтарсыз және штрихтаусыз). Мысал ретінде, 12.10 суретте цилиндрлердің конструктивтік сызбалары астында шартты бейнелер келтірілген.

Гидромашинна	Сорғы	Гидромотор	Мотор -сорғы
Реттелмейтін			
Реверсивтік			
Реттелетін			
Реттелетін, реверсивтік			

Сур. 12.12. Роторлы гидромашиналардың шартты белгілері

Т а р а у 13

КӨЛЕМДІ ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖЕТЕКТЕРДІ (ГИДРОАППАРАТТАР) БАСҚАРУ ЭЛЕМЕНТТЕРІ

13.1. Негізгі терминдер, анықтамалар және параметрлер

Төменде келтірілген терминдер мен анықтамалар 17752-81 МС сәйкес берілген.

Гидроаппарат бұл жұмыс сұйықтығының ағыны үшін берілген параметрлерді (қысым, шығын, қозғалыс бағыты) ұстауға немесе өзгертуге бағытталған құрылғы. Гидроаппараттар өз қызметін атқару сипатына қарай реттеуші және бағыттаушы болып бөлінеді.

Реттеуші - оның өту қимасын жартылай ашу немесе жабу арқылы жұмыс сұйықтығы ағынының сәйкес параметрін өзгертуді жүзеге асыратын гидроаппарат.

Бағыттаушы - оның өту қимасын толық ашу немесе жабу арқылы жұмыс сұйықтығы ағынын өзгертуді жүзеге асыратын гидроаппарат.

Гидроаппараттың *өтпелі қимасы* деп гидроаппарат арқылы өтетін жұмыс сұйықтығы шығының анықтайтын ағын қимасы ауданын түсінеміз.

Гидроаппараттардың негізгі элементі бұл оны жылжыту кезінде гидроаппараттың өтпелі қимасын жартылай немесе толық жабатын бөлшек (немесе бөлшектер тобы) болып табылатын *тиекті-басқарушы элемент*. Тиекті-басқарушы элемент конструкциясы бойынша гидроаппараттар келесі түрлерге бөлінеді:

золотникті, мұнда тиекті-басқарушы элемент ретінде цилиндрлі (сурет 13.1, *а*) немесе жалпақ (сурет 13.2 *б*) золотник келеді;

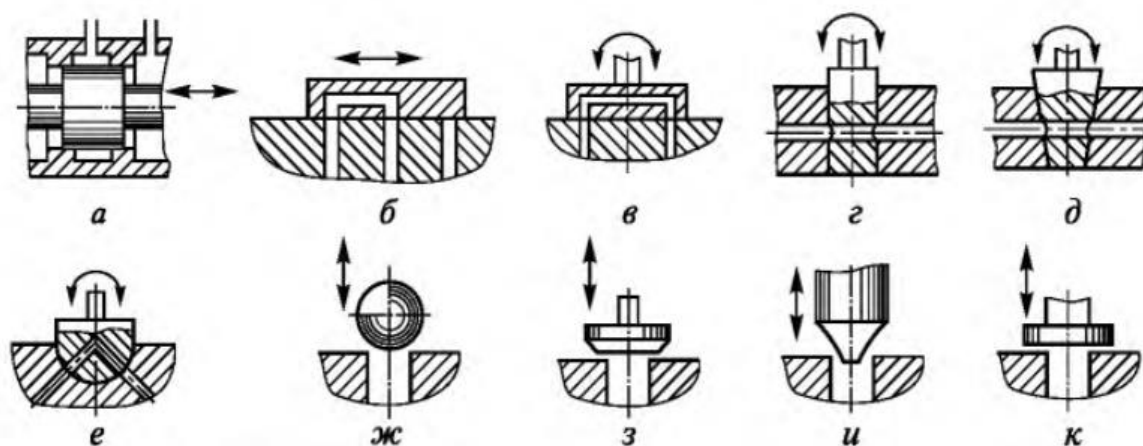
кранды, мұндағы тиекті-басқарушы элемент ретінде жалпақ (сурет 13.1, *в*), цилиндрлі (сурет 13.1, *г*), конус пішінді (сурет 13.1, *д*), немесе сфералық (сурет 13.1, *е*) кран келеді;

клапанды, мұндағы тиекті-басқарушы элемент ретінде шарлы (сурет 13.1, *жс*), конус пішінді (сурет 13.1, *з*), инелі (сурет 13.1, *и*) немесе жалпақ (сурет 13.1, *к*) клапан келеді.

Гидроаппараттар реттемелі және баптамалы болып бөлінеді.

Реттемелі бұл гидроаппарат жұмыс істеу кезінде (өтпелі қимасы, серіппенің сығылуы және т.б.) сипаттамаларын сырттан берілген белгі арқылы өзгерту мүмкіншілігі бар гидроаппарат.

Баптамалы бұл гидроаппаратта сипаттамаларды тек қана гидрожүйенің жұмыс істемеген күйінде ғана өзгертуге болады. Бұл үшін әдетте гидроаппаратты бөлшектеу қажет.



Сурет 13.1. Гидроаппараттардың тиекті-басқарушы элементтері:

а - цилиндрлік золотник; *б* - жалпақ золотник; *в* - жалпақ кран; *г* - цилиндрлік кран; *д* - конус пішінді кран; *е* - сфералық кран; *жс* - шарлы клапан; *з* - конус пішінді клапан; *и* - инелі клапан; *к* - жалпақ клапан (табақшалы)

Гидроаппараттардың тұрлаулы және жартылай құрылымдық сұлбаларда (24242 — 80 МС) олардың біріктесетін саңылауларын латын әріптерімен белгілейді: *P* - жоғары қысымдағы жұмыс сұйықтығын жеткізетін саңылау; *A* және *B* - басқа гидравликалық құрылғыларға жалғау үшін саңылаулар; *T* - жұмыс сұйықтығын бакка ағызу саңылауы; *X* және *Y* - басқару ағындарына арналған саңылаулар; *L* - сұйықтықты кәріздік ағытуға арналған саңылау.

Гидроаппараттардың негізгі параметрлеріне келесілер жатады:

шартты өту $D_{ш}$ - бұл гидроаппараттың өту қимасы ауданының барынша көп, максималды мәніне тең шартты саңылаудың диаметрі;

номиналды қысым $p_{ном}$ - белгіленген нормалар шегіндегі параметрлерді сақтап, белгіленген мерзім (қызмет мерзімі) бойы гидроаппарат қызмет ету үшін жеткізу ағынындағы жұмыс сұйықтығы үшін орнатылған барынша жоғары қысым мәні;

номиналды шығын $Q_{ном}$ - гидроаппараттан өтетін, сонымен бірге өз тағайындалуын белгіленген нормалар шегіндегі параметрлерді сақтап белгілі тұтқырлықтағы сұйықтықтың шығыны;

гидроаппарат сипаттамасы - бұл гидроаппарат жұмысын анықтайтын тәуелділік (әдетте графикалық).

Гидрожүйе үшін белгілі гидроаппаратты шартты өту көлемі $D_{ш}$ бойынша, сонымен бірге оның паспорттық мағлұматтарында көрсетілген максималды жұмыс қысымы мен гидроаппараттан өткізілетін сұйықтықтың максималды шығыны сияқты есептеулердің сәйкестігін тексере отырып тандайды. Көлемді гидрожетектерде қолданылатын барлық гидроаппараттарды негізгі үш санатқа бөлуге болады: гидравликалық дроссельдер (гидродроссельдер), гидравликалық клапандар (гидроклапандар) және гидравликалық таратқыштар (гидротаратқыштар).

13.2. Гидродроссельдер

Гидродроссель дегеніміз бұл жұмыс сұйықтығы ағынындағы қысымды азайтуға бағытталған жергілікті гидравликалық кедергі.

Гидродроссель бұл реттеуші гидроаппарат. Бұл гидроаппарат түрінің ерекшелігі гидродроссель арқылы өтетін сұйықтық ағыны оның өту қимасы көлеміне әсер етпейтіні.

Гидродроссель сипаттамасы деп гидродроссельде қысым жоғалуының Δp (гидродроссельде қысым айырмасының) одан өтетін сұйықтықтың шығынына Q деген тәуелділігін түсінеді. Бұл тәуелділік түріне қарай сызықты және шаршылы дроссельдерді ажыратады.

Сызықты гидродроссельдер сызықты сипаттамаға ие $\Delta p = KQ$. Тәуелділіктің бұл түріне дроссель ішіндегі сұйықтың ламинарлы ағысы арқасында қол жеткізіледі. Сондықтан, сызықты дроссельдер үшін негізгі есептік тәуелділік болып Пуазейль заңы табылады (5,6).

13.2, а суретінде реттемелі сызықты гидродроссельдің құрылмалық сұлбасы келтірілген. Ағыстың ламинарлы режимі қорапта орнатылған 2, цилиндрлі плунжердің 1, бетінде кесілген тікбұрышты қиманың винтті жырашығында жүзеге асады. Гидродроссельдің кедергісін реттеу дроссельдеуші каналдың жұмыс ұзындығын l_k винтті бастиектің 3 айналуы арқасында өзгерту жолымен жүзеге асырылады.

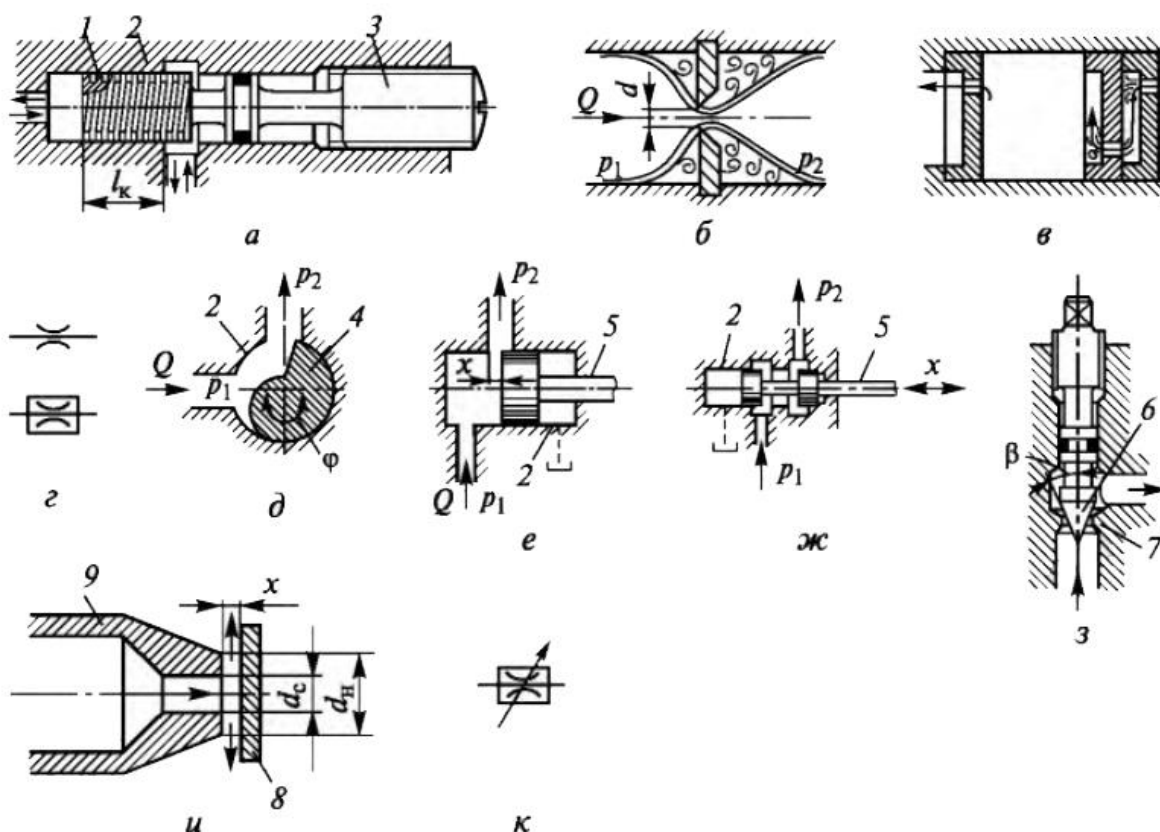
Сызықты гидродроссельдің негізгі кемшілігі бұл оның сипаттамасысының жұмыс сұйықтығы тұтқырлығына деген тәуелділігі [(5.6) формуланы қараңыз], демек температураға деген тәуелділіктің орын алуы. Осы орын алатын температуралық тұрақсыздық себебінен сызықты гидродроссельдер көлемді гидрожетектерді басқару жүйелерінде іс жүзінде қолданылмайды.

Шаршылы гидродроссельдер шаршылы сипаттамаға ие. Бұл гидродроссельдер түрінің сипаттамалары жұмыс сұйықтығы температурасына аз тәуелді болғандықтан көлемді гидрожетектерде кең қолданысқа ие.

Шаршылы **реттемелі гидродроссельдің** ең қарапайым түрі - *жиклер* (сурет 13.2, б). Жиклер арқылы сұйықтық қозғалысы жұқа қабырғадағы батқан саңылаудан сұйықтықтың ағу заңдарына бағынған (6.2 бөлімді қараңыз). Гидродроссельдің мұндай түрі үшін есептеу формуласы болып (6.7) табылады. Одан біз оның сипаттамаларның келесі сараптау өрнегін аламыз:

$$\Delta p_{др} = \frac{\rho}{2\mu^2 / S_o^2} Q^2, \quad (13.1)$$

мұнда μ - шығынының коэффициенті (шаршылы кедергі саласында минералды майлар шығының $\mu = 0,65$ деп алуға болады); S_o - жиклер саңылауының ауданы (соның ішінде, дөңгелек саңылау үшін $S_o = \pi d^2/4$).



Сурет 13.2. Гидродроссельдер:

а - сызықты реттемелі; *б* - жиклер; *в* - пакеттік; *з* - реттемелі дроссельдердің шартты белгілері; *д* - қранды; *е* - тиекті-басқарушы элементісі жүктелмеген золотникті; *ж* - тиекті-басқарушы элементісі жүктелген золотникті; *з* - клапанды, немесе инелі; *и* - "сопло-жапқыш"; *к* - реттемелі дросселдің шартты белгісі; 1 - плунжер; 2 - қорап; 3 - винтті бастиек; 4 - қран; 5 - золотник; 6 - тиекті-басқарушы элемент; 7 - қом; 8 - жапқыш; 9 – сопло

Жоғарыда келтірілген (13.1) формуласынан анық көріп отырғанымыздай, егер осындай гидрожүйе қызметінің шарты бойынша біршама аз шығын жұмсаумен қатар гидродроссель едәуір қысым айырмасын қамтамасыз ету үшін ауданы өте кішкентай саңылау иесі болу керек. Алайда, бұл жағдайда оның кірлену қаупі жоғарылайды, демек гидродроссель сипаттамасының өздігінен өзгеруі орын алуы мүмкін, яғни гидродроссель қызметіне деген сенімділік едәуір төмендейді.

Іс жүзінде осы мәселені шешу үшін *пакетті гидродроссельдер* қолданылады (сурет 13.2, *в*). Мұндай гидродроссель саңылаулары бір-біріне сәйкес жылжытылған шайбалар тобынан құралған. Бұл жағдайда есептеу формуласы келесі түрге ие

$$\Delta p_{др} = \frac{n\rho}{2\mu^2 k^2 S_o^2} Q^2, \quad (13.2)$$

мұнда n - пакеттегі шайбалар саны; μ - саңылауы жылжытылған дроссельдеуші шайбаның шығын коэффициенті (есептеуде $\mu = 0,78$ деп санауға болады); k - көрші шайбалардағы дроссельдеуші саңылаулардың бір-біріне әсер ету коэффициенті (есептеулерде $k=1,25$); S_o - шайбадағы саңылау ауданы (шайбадағы саңылау диаметрін 0,5... 1,5 мм аралығындағы диапазоннан таңдауға ұсынылады).

Гидрожүйелер сұлбаларында реттемелі (реттелмейтін) гидродроссельдің шартты белгілеулер нұсқалары 13.2, *з* суретінде келтірілген.

Реттемелі гидродроссельдерде ең кең қолданысқа ие бұл золотникті, қранды және клапанды (сонымен қатар, инелі) тиекті-басқарушы элементтер, сондай-ақ "сопло-жапқыш" типті

дроссельдер қолданылады. Осы типті гидродроссельдердің құрылымдық ерекшеліктерін қарастырайық.

Кранды гидродроссельде (сурет 13.2, *д*) өту қимасы ауданының өзгеруі қорапта 2 тиекті-басқарушы элементің (кран) 4 айналу өсімен суреттің қалыпты жазықтығында белгілі бір бұрышқа бұру арқылы қамтамасыз етіледі. Мұндай гидродроссель конструкциясының негізгі кемшілігі бұл оның тиекті-басқарушы элементінің сұйықтық ағынында қысым жүктелуінен босатылмағандығы. Бұл өз кезегінде жұмыс қысымы айтарлықтай болған жағдайда, кранды басқаруға қажет моментінің артуына себеп болады. Сондықтан-да кранды гидродроссельдер төменқысымды гидрожүйелерде қолданылады.

Золотникті гидродроссельде (сурет 13.2, *е, ж*) өту қимасы ауданының өзгеруі қорап 2 саңылауында тиекті-басқарушы элементін (золотник) 5 сәл өстік жылжыту x арқылы қамтамасыз етіледі. Суретте золотникті гидродроссель конструкциясының екі нұсқасы келтірілген. 13.2, *е* суретте бейнеленген золотникті гидродроссельде тиекті-басқарушы элемент 5 қысымнан босатылмаған. Сондықтан оны басқаруға жұмсалған пәрмен сұйықтық ағынындағы қысымға тәуелді, бұл өз кезегінде кемшілік болып саналады. Іс жүзінде мұндай конструкциялар жұмыс қысымы төмен гидрожүйелерде ғана қолданыс табады.

13.2, *ж* суретте келтірілген золотникті гидродроссель конструкциясында, сұйықтық жоғары қысыммен золотниктің екі белдемшесі арасына ағуда. Бұл ретте орын алатын қысым күштері золотникке өстік бағытта әсер етіп, өзара теңгеріледі. Басқаруға жұмсалатын пәрмен золотник 5 пен гильза (қорап) 2 арасындағы үйкеліс күшін еңсеру ғана керек. Бұл гидродроссель қорабындағы бүйіржақ қуыстары әдетте гидробакпен дренажды гидросызықтар арқылы жалғасады.

Клапанды немесе инелі гидродроссельде (13.2, *з* суретте) өту қимасы ауданының өзгеруі қорға 7 қатысты конус бұрышы β болатын (6 элемент қорға жақындасады немесе одан алыстайды) тиекті-басқарушы элементің 6 вертикаль бойынша жылжыту арқылы қамтамасыз етіледі. Гидродроссельдің кемшілігі бұл оның тиекті-басқарушы элементінің сұйықтық ағынындағы қысымнан босатылмағандығы, яғни басқаруға жұмсалатын қажетті пәрмен бұл қысымға тікелей тәуелді.

"Сопло-жапқыш" типті гидродроссельде (13.2, *и* суретте) өту қимасы ауданының өзгеруі соплаға 9 қатысты тиекті-басқарушы элементің 8 (жалпақ жапқыш) жылжыту арқылы қамтамасыз етіледі (8 элемент соплаға жақындасады немесе алыстайды). Осынын салдарынан жапқыш пен сопла бүйіржағына дейінгі арақашықтық x өзгереді, демек олай болса гидродроссельдің одан ағып шығатын сұйықтық ағынына деген жергілікті кедергісі де өзгереді. Айта кетерлік жәйт, бұл гидродроссельде жапқышты басқаруға қажет пәрмен гидродроссельде қысымның жоғалуына тепе-тең. Көлемді гидрожетекті автоматты түрде басқару жүйесін жобалау кезінде осы тәуелділікті пайдалануға болады.

"Сопло-жапқыш" типті гидродроссельдің тұрақты сипаттамасына қол жеткізудің негізгі шарттарының бірі бұл сопланың бүйіржақ сыртқы диаметрін d_n келесі диапазонда таңдау (1,2 ... 1,3) d_c , мұндағы d_c - сопла саңылауының диаметрі.

Гидрожүйелер сұлбасындағы реттемелі гидродроссельдің шартты белгілеуі 13.2, *к* суретінде келтірілген.

13.3. Реттеуші гидроклапандар

Гидроклапан деп өту қимасы (тиекті-басқарушы элемент қалпы) жұмыс сұйықтығы ағынының әсерінен өзгертін гидроаппаратты атайды.

Жұмыс сұйықтығының ағыны клапанның тиекті-басқарушы элементіне әсер етуші сипатына қарай тіке әсерлі және жанама әсерлі қысым гидроклапандары болып бөлінеді.

Тіке әсерлі қысым гидроклапанында өту қимасы клапанның тиекті-басқарушы элементіне жұмыс сұйықтығы бақыланбалы ағынының тура әсері нәтижесінде өзгереді.

Жанама әсерлі қысым гидроклапаны әдетте екі клапан қосындысын бейнелейді: негізгі және қосалқы, айта кететіні негізгі клапанның жұмыс өту қимасының ашылу шамасы қосалқы клапанның тиекті-басқарушы элементіне жұмыс сұйықтығы ағын әсері нәтижесіне байланысты өзгереді.

Гидроклапандар реттемелі және бағыттаушы болып бөлінеді.

Реттемелі гидроклапандарға қысымды және редукциялық клапандар жатады.

Қысымды гидроклапандар деп оларға ағатын жұмыс сұйықтығының ағымындағы қысымды шектейтін клапандарды атайды. Оларға сақтандырғыш және аударып құю гидроклапандары жатады.

Сақтандырғыш гидроклапан деп гидрожетекті шамадан тыс қысымнан сақтандыратын қысымды гидроклапанды атайды.

Сақтандырғыш гидроклапандар барлық көлемді гидрожетектерде қолданылады және сорғының тура қасына, немесе гидрожүйеде шамадан тыс қысым пайда болуы мүмкін орындарға орналастырылады. Клапанның жұмыс режимі ауық-ауық.

Сақтандырғыш гидроклапанға қойылатын басты талап бұл қызметінің сенімділігі.

Құрылымдық көзқарас тарапынан бұл шарт, сақтандырғыш гидроклапанда оның тиекті-басқарушы элементінің сына қағу мүмкіндігін толық жою қажет деген сөз, сондықтан қарапайым конструкциялы сақтандырғыш клапаны шарлы (аз шығын үшін) немесе конус пішінді тиекті-басқарушы элементпен қамсыздандырылады.

13.3, *а* суретте қысымды p бақылайтын тікелей әсерлі сақтандырғыш клапан сұлбасы келтірілген. Бұл клапанда қораптағы 1 қомға серіппемен 3 қысылатын конус пішінді тиекті-басқарушы элемент қолданылған.

Сақтандырғыш гидроклапанның іске қосылу қысымын серіппенің 3 алдын ала тарту күшін реттеуіш винт 4 арқылы өзгерте отырып ретке келтіруге болады.

Сақтандырғыш клапанның іске қосылу қысымын p келесі формула арқылы есептеп шығуға болады

$$p_k = \frac{4F_{np}}{\pi d_c^2} + p_{cl}, \quad (13.3)$$

мұндағы F_{np} - серіппенің алдын ала тарту күші, d_c^2 - клапан қомының саңылау диаметрі; p_{cl} - *Тағызу гидросызығындағы қысым.*

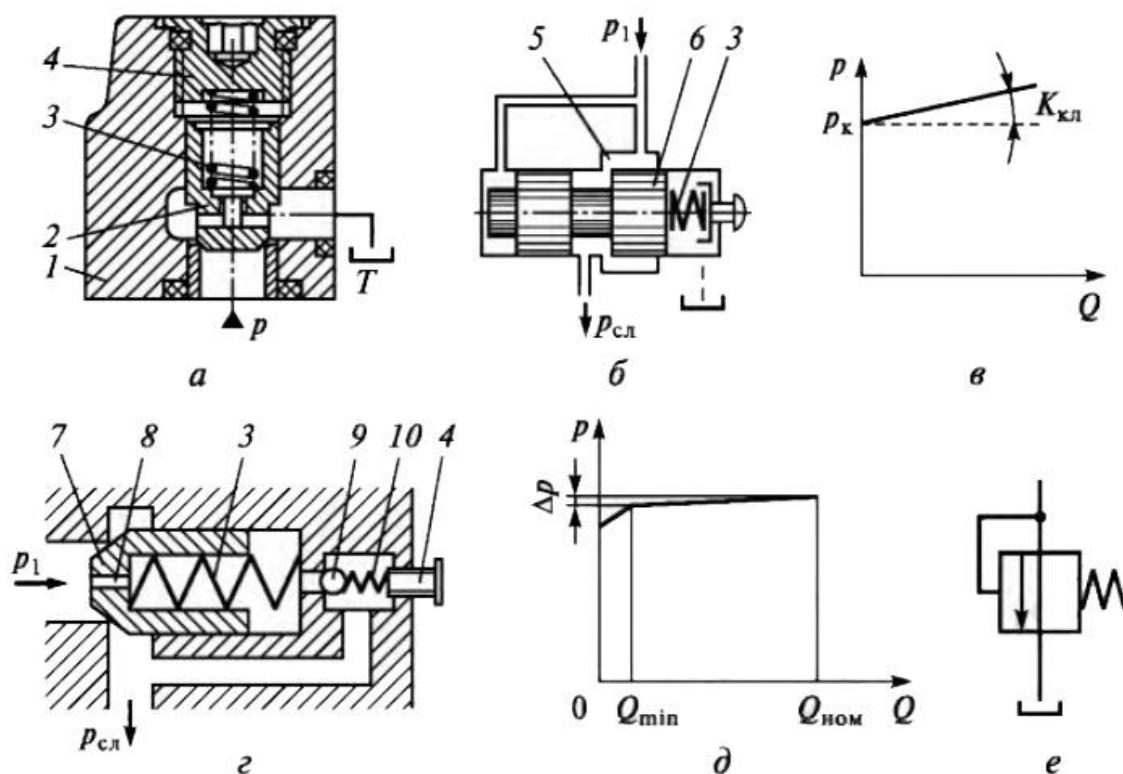
Айта кететін жәйт, бұл осындай конструкциялы гидроклапанды гидрожүйеде қолданатын болса оның жиі іске қосылатының елеген жөн, яғни конусы қомға жиі соғылып өз пішінін жоғалтуы немесе қомды сындыру мүмкіндігі жоғары екенін ескерген жөн. Сондықтан-да сақтандырғыш гидроклапанның жиі іске қосылуын талап ететін гидрожүйелерде конструкциясы әлдеқайда күрделі гидроклапандар қолданылады.

Аударып құю клапаны деп жұмыс сұйықтығы ағымының бөлігін төгіп тастау арқылы клапанға кірерде тағайындалған қысымды қолдап тұратын қысымды гидроклапанды атайды.

Бұл анықтамадан көріп отырғанымыздай аударып құю клапандары ұдайы қалыптаспаған режимде қызмет етеді, сондықтан оларда қомға тиекті-басқарушы элементінің соғылу мүмкіндігін жою үшін әдетте золтникті тиекті-басқарушы элементің қолданады (13.3, *б* суреті). Мұндай клапан келесідей жұмыс істейді.

Қысым p_1 жоғарылаған кезде золтник 6, оңға жылжып, серіппені 3 қысады. Саңылаудың 5 өту қимасы үлкееді, қысымды гидросызықтан гидробакка ағызылатын сұйықтықтың мөлшері ұлғайып қысым p_1 төмендейді. Керісінше, қысым төмендеген жағдайда золтник 6, солға жылжып, серіппе 3 қысады. саңылаудың 5 өту қимасы азаяды және қысым жоғарылайды.

Аударып құю клапанына қойылатын негізгі шарттардың бірі тағайындалған дәлдікпен қысымды қолдап тұру. Клапан дәлдігі тәжірибелік немесе есептеу жолымен алынған сипаттамасы арқылы бағаланады.



Сурет 13.3. Қысымды клапандар:

а - тікелей әсерлі сақтандырғыш клапан; *б* - тікелей әсерлі аударып құю клапаны; *в* - оның сипаттамалары; *г* - жанама әсерлі аударып құю клапаны; *д* - оның сипаттамалары; *е* - қысымды клапанның шартты белгіленуі; 1 - қорап; 2 - конус пішінді тиекті-басқарушы элемент; 3,10 - серіппелер; 4 - реттеуші винт; 5 - саңылау; 6 - золотник; 7 - негізгі клапанның тиекті-басқарушы элементі; 8 - дроссель; 9 - қосалқы клапан

Клапанның есептік сипаттамасын алу кезінде теңдеулер жүйесі шешіледі, тиекті-басқарушы элемент (золотник 6, 13.3, *б* суретін қараңыз) тепе-теңдігін теңдеуі мен ашылатын өту қимасынан (саңылау 5) ағатын сұйықтық теңдеулері. Кей жағдайларда бұл жүйенің шешімі келесі тәуелділік болып табылады

$$p_1 = p_k + K_{кл} Q, \quad (13.4)$$

мұндағы P_k - (13.3) формуласы бойынша есептелетін клапанның іске қосылу қысымы; $K_{кл}$ - аударып құю клапаны сипаттамасының көлбеулену бұрышы тангенсіне тең коэффициент (13.3, *в* суреті).

$K_{кл}$ коэффициенті клапанның қолдап тұрған қысым дәлдігінің көрсеткіші, және де ол бірінші кезекте серіппенің 3 қаттылығына және золотник диаметріне тәуелді. Тағайындалған қысым көрсеткіш P дәлдігін арттыру мақсатында $K_{кл}$ коэффициентін азайту үшін тек қана серіппенің қаттылығын азайтып қол жеткізуге болады. Сонымен қатар, серіппелі түйін конструкциясы мен оның көлемдері едәуір күрделене түседі.

Сипаттамасының формасы, габариттік көлемі мен бітеулігі бойынша ең бір жетілген нұсқа бұл жанама әсерлі аударып құю клапандары (13.3, *г* суретте). Мұндай клапан негізгі және қосалқы клапандардан тұрады. Қосалқы клапанның 9 іске қосылу қысымын реттеу серіппенің 10 алдын ала тарту күшін өзгертетін реттеуші винт 4 арқылы жүзеге асырылады.

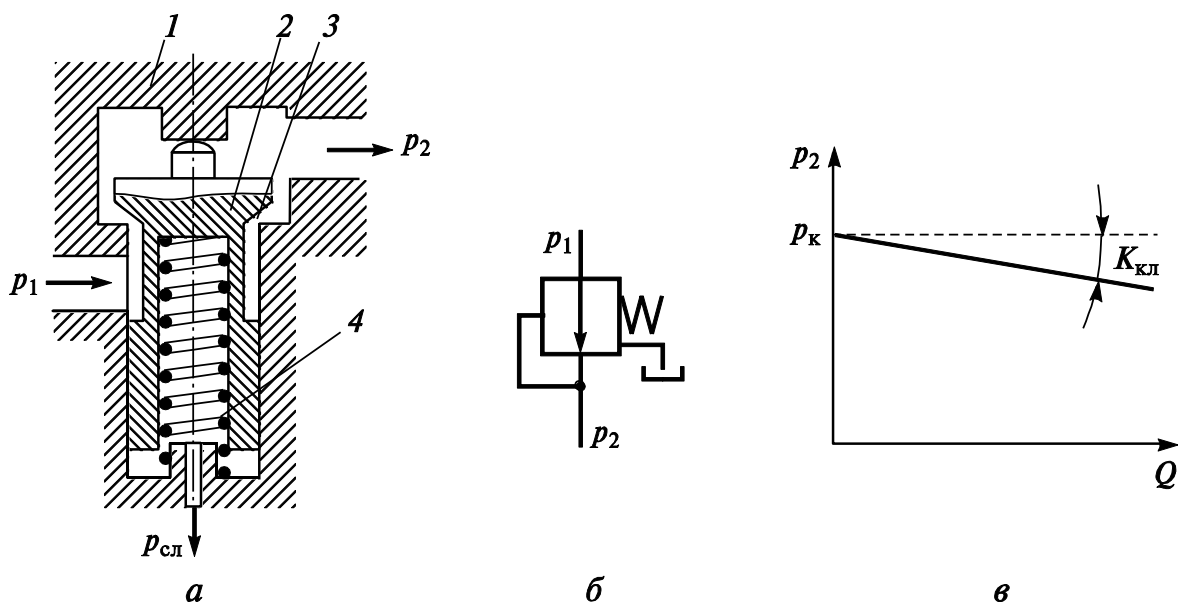
Клапан келесідей жұмыс істейді. Егер де P_1 қысымы тағайындалған шамалардан аспаса, екі клапанда (негізгі және қосалқы) жабық күйде болады. Сонымен қатар, негізгі клапанның тиекті-басқарушы элементі 7 қысым P_1 күшінің (сол жақтан және оң жақтан) және серіппенің 3 әсерінен

қомға қысылған, яғни клапан жабық күйде. Егер P_1 қысымы қосалқы клапанға 9 тағайындалған шамалардан асып кетсе, онда клапан ашылып сұйықтық ол арқылы бакка ағызылады. Сонымен бірге, дроссельде 8 қысым өзгеруі орын алады, яғни негізгі клапанның тиекті-басқарушы элементіне 7 оң жақтан әсер етуші қысым азайып, жұмыс сұйықтығының негізгі ағының төгу мақсатымен клапан ашылады.

13.3, *д* суретте қарастырылған жанама әсерлі аударып құю клапанның сипаттамалары келтірілген. Графиктен көріп отырғанымыздай, ол екі учаскіден тұрады: нөлге тең шығыннан $Q_{\min}$ (сұйықтық тек қана қосалқы клапан арқылы төгіледі) дейін және $Q_{\min}$ дан $Q_{\max}$ дейін (сұйықтық екі клапан арқылы ағызылады). Екінші учаске жұмыстық болып саналады, яғни бұл клапанда тағайындалған қысымды қолдау көрсеткішінің қателігі Δp аспайды.

Сақтандырғыш гидроклапанның шартты белгіленуі 13.3, *е* суретте келтіріліген. Бұл шартты белгілер аударып құю клапаны үшін де қабылданған, яғни гидравликалық жүйелерде барлық қысымды гидроклапандарды белгілеу үшін қолданылады. Шаршы ішінде орналасқан бағыттауыш бұл тиекті-басқарушы элементке бір жағынан бақыламалы қысым әсерінің (бұл жағдайда клапанға кірудегі қысым) екінші жақтан серіппе әрекетін бейнелейді. Сұлбада клапан бастапқы (қысымды клапан үшін жабулы) жай-күйде бейнеленген. Бұған шартты түрде сызықтың солға жылжытылғаны нұсқап тұр, яғни серіппенің әсерінен сияқты. Өз кезегінде реттемелі қысымды құбыр желісінен ағызу жабылған. Бақыламалы қысым арту жағдайында бұл бағыттауыш құбыр желісін клапанға кіруде ағызу құбырымен жалғастырғанша солға қарай жылжиды деп күтулуде. Бұл ретте клапан сұйықтықты ағызу үшін ашылады.

Редукциялық клапан - ағызылатын ағында тағайындалған қысымды P_2 қолдауға арналған қысым гидроклапаны (13.4, *а* суреті). Тікелей әсерлі редукциялық клапан қорапта 1 орналасқан серіппе асты тиекті-басқарушы элементтен 2 тұрады. Клапан келесідей жұмыс істейді. Жоғарылаған қысым P_2 тиекті-басқарушы элементтің 2 үстінгі бүйіржағына әсер етіп, серіппені 4 қысу жолымен оны төменге жылжытады. Саңылаудың 3 өтпелі қимасы азаяды, клапан арқылы өтетін сұйықтық шығыны төмендейді, осының нәтижесінде қысым P_2 төмендейді, себебі ол ағызылатын гидросызықта шығын функциясы болып табылады.



Сурет 13.4. Редукциялық клапан:

а - тіке әсерлі клапан; *б* - редукциялық клапанның шартты белгісі; *в* - оның сипаттамасы; 1 - қорап; 2 - тиекті-басқарушы элемент; 3 - саңылау; 4 - серіппе

Қысым P_2 төмендегенде тиекті-басқарушы элемент 2 серіппе 4 жоғарыға жылжытылады, саңылаудың 3 өтпелі қимасы ұлғайып клапан арқылы өтетін сұйықтық шығыны артады, бұл өз кезегінде қысым P_2 артуына әкеп соғады.

Қысымды клапандардан гөрі редукциялық клапан қалыпты түрде ашық, яғни гидрожүйе ажыратылу болса да клапанның тиекті-басқарушы элементі серіппемен ашылады. Бұл жәйт

редукциялық клапанның шартты белгілеуінде бейнеленген (сурет 13.4, б): шаршы ішіндегі бағыттауыш кіріс және шығыс гидросызықтарын жалғайды.

Редукциялық клапан сипаттамасын алу жолы тура қысымды клапандағыдай. Кейбір жәйттер орын алғанда ол келесі тәуелділікті бейнелейді:

$$p_2 = p_k - K_{\text{кл}} Q, \quad (13.5)$$

мұндағы p_k - клапанның қомға қысылған болса, (13.3) формуласы арқылы есептелетін редукциялық клапан қысымын баптау.

Тіке әсерлі редукциялық клапан сипаттамасының болжалды түрі 13.4, в суретінде келтірілген. Графиктен көріп отырғанымыздай редукциялық клапан арқылы өтетін сұйықтық шығынының артуы редукциялық қысымның P_2 сәл азаюмен қабаттасады. Бұл сұйықтық шығының арттыру үшін клапанның өтпелі кимасын ұлғайту керек екендігімен және осы әрекеттің өз кезегінде серіппенің тарту күшін азайтуға себеп болатындығымен түсіндіріледі. Тікелей әсерлі редукциялық клапан сипаттамасының тіктігі, яғни редукциялық қысымды қолдап тұру дәлдігі аударып құю клапанында секілді серіппенің қаттылығына тәуелді. Қысымды P_2 қолдап тұру дәлдігін арттыру үшін ағызылатын ағында жанама әсерлі клапандар қолданылады.

Жоғарыда қарастырылған реттеуші клапандардан басқа, көлемді гидрожүйелерде сонымен қатар қысым айырмасы клапандары (клапанда ұдайы қысым айырмасын қамтамасыз етеді), қысымның өзара қатыс клапандары және т. б да қолданылады.

13.4. Бағыттаушы гидроклапандар

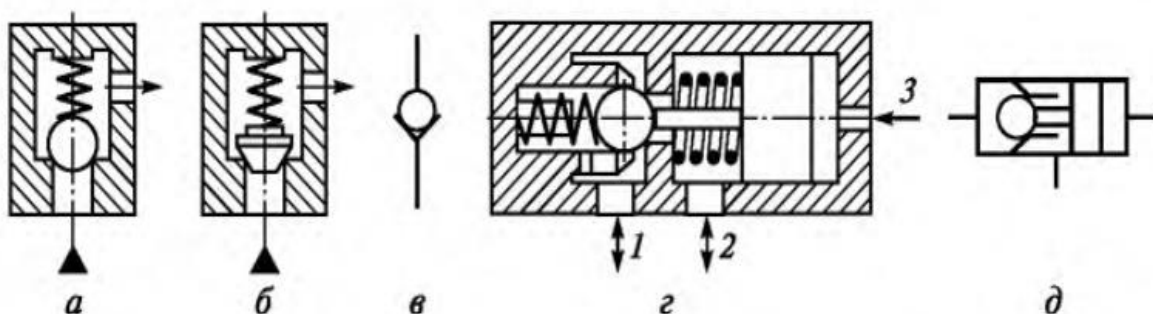
Бағыттаушы гидроклапандардың сан-алуан түрлері арасында ең кең қолданысқа ие болғандары - кері гидроклапандар мен гидрокүлыптар.

Кері клапан деп сұйықтықты тек қана бір жаққа өткізетін бағыттаушы клапанды атайды.

Кері клапан рұқсат етілген бағытта минималды қарсыласуды ал кері бағытта бітеулікті қамтамасыз ету керек.

13.5, а,б суретінде әр түрлі тиекті-басқарушы элементтерімен қамсыздандырылған кері әсерлі клапандар көрсетілген: сәйкесінше шарлы және конус пішінді. Бағыттаушылар бейнелеген бағыттарда сұйықтық қозғалғанда, тиекті-басқарушы элемент қомнан сығылып, ағын клапан арқылы минималды шығынмен өтеді. Сұйықтық ағыны кері бағытта қозғалғанда клапанның тиекті-басқарушы элементі сұйықтықпен қомға қайта жанасады, бұл өз кезегінде осы бағыттағы сұйықтық қозғалысын тоқтатады.

Клапанды қомға қысатын серіппе қосалқы элемент болып табылады, және тек қана ағын бағыты өзгерген жағдайда тиекті-басқарушы элементті қомға қысып ұстауға ғана арналған. Клапанда қысым жоғалуды азайту үшін серіппенің алдын ала тарту күші мен қаттылығы шамаларын минималды мәнін таңдайды.



Сурет 13.5. Бағыттаушы кері клапандар:

а – кері шарлы; б – кері конус пішінді; в – кері клапанның шартты белгісі; г – біржақты гидрокүлып; 1,2 – сұйықтықты жеткізу және ағызудың гидросызықтары; 3 – басқару гидросызығы

Егер клапандардың бітеулігіне асқан талаптар қойылса, олардың тиекті-басқарушы элементтері мен қомдары иілгіш тығыздауышпен қамсыздандырылады. Кері әсерлі клапанның шартты белгілері 13.5, в суретінде келтірілген.

Кері клапан түрлерінің бірі бұл басқармалы кері клапан немесе гидроқұлып, бұл гидроклапан сұйықтық ағының басқармалы әрекеттің болмаған жағдайында тек қана бір бағытта өткізеді, ал басқармалы әрекет орын алса екі бағытта да сұйықтық ағынын өткізуге арналған.

Біржақты гидроқұлып сұлбасы 13.5, г сур. келтірілген. Ол кері клапан элементтерінен тұрады (қом және серіппелі тиекті-басқарушы элемент), сондай-ақ поршень мен итергіші бар. Егер гидросызық 3 қысым болмаса, онда сұйықтық 3 гидросызықтан 1 гидросызыққа қозғалу кезінде тиекті-басқарушы элемент қомнан сығылып, поршень мен итергіш болса оң жаққа жылжиды. Егер де ағын бағыты өзгерсе, клапан жабылып, сұйықтық қозғалысы тоқтайды. Егер гидролиния 3 қысым берілсе, поршень итергішпен клапанның тиекті-басқарушы элементін қомнан сығымдап алады, сонда сұйықтық клапан арқылы екі жаққа да өтетін болады.

Мұндай гидроқұлыптың шартты белгіленуі 13.5, д суретінде келтірілген.

Біржақты гидроқұлыптан басқа, сонымен қатар екіжақты гидроқұлыптар қолданылады.

13.5. Гидротаратқыштар туралы жалпы мәліметтер. Бағыттаушы гидротаратқыштар

Гидротаратқыш - бір уақытта бірнеше гидросызықтардағы жұмыс сұйықтығының ағыс бағытын, қысымын, шығынын сыртқы басқарушы әсерді өзгертуімен сәйкес жұмыс қимасын бөліктеп ашу жолымен басқаруға арналған гидроаппарат.

Гидротаратқыштар бағыттаушы және дроссельдеуші болып бөлінеді.

Бағыттаушы гидротаратқыштар деп – қосуға, токтатуға, сұйықтың ағысын екі не оданда көп гидросызықтарға сәйкесінше бөліп басқаруды қамтамасыз ететін гидротаратқышты айтады.

Гидротаратқыштар келесідей топшалаынады:

тиекті-басқарушы элемент конструкциясы бойынша - золотникті, кранды және клапанды;

сыртқы гидросызықтар саны бойынша - екісызықты, үшсызықты және т.б.;

тиекті-басқарушы элементтің өзіндік саны бойынша - екіпозициялы, үшпозициялы және т.б.;

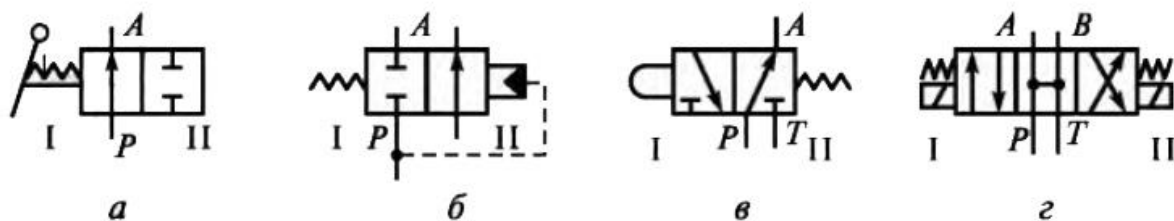
басқару түріне байланысты - қолмен, электрлі, гидравликалық, механикалық таратқыштар болып;

тиекті-басқарушы элементтер саны бойынша - бірсатылы, екісатылы және т.б.;

Гидротаратқыштың шартты белгіленуінде (13.6 сурет) оның позициялар саны (I, II), таратқышқа жалғанатын сыртқы гидросызықтары (А, В, Р, Т), олардың қосылуы сондай-ақ басқару тәсілі (2.871 68 МС) кескінделген.

Позициялар саны сәйкесінше шаршылар (тік төртбұрыш) сандарымен бейнеленеді. Қималар бағыттаушысы бар түзу сызықтармен бейнеленген, бағыттаушылар әр позициядағы жұмыс сұйықтығының бағытарын көрсетеді, ал қималар тоғысқан жерді нүктелермен белгіленген; жабық қиманы көлденең сызықшасы бар тұйық сызықпен белгілейді. Сыртқы гидросызықтарды тек бастапқы позицияға жеткізеді. Таратқышты басқару тәсілі таратқыш бүйіржағына жалғасқан белгілер түрінде көрсетілген.

Гидротаратқыш жұмысын қандай да бір жұмыс позициясында елестету үшін, байланыс сызықтарын алдыңғы қалпында қалдыра отырып, ойша бастапқы позициядағы шаршының орнына сол позицияға сәйкес шаршыны жылжыту қажет. Осылайша жұмыс сұйықтығы ағынының шынайы бағыттарын осы шаршы ішіндегі бағыттауыштар көрсететін болады.



Сурет 13.6. Бағыттаушы гидротаратқыштардың шартты белгілері:

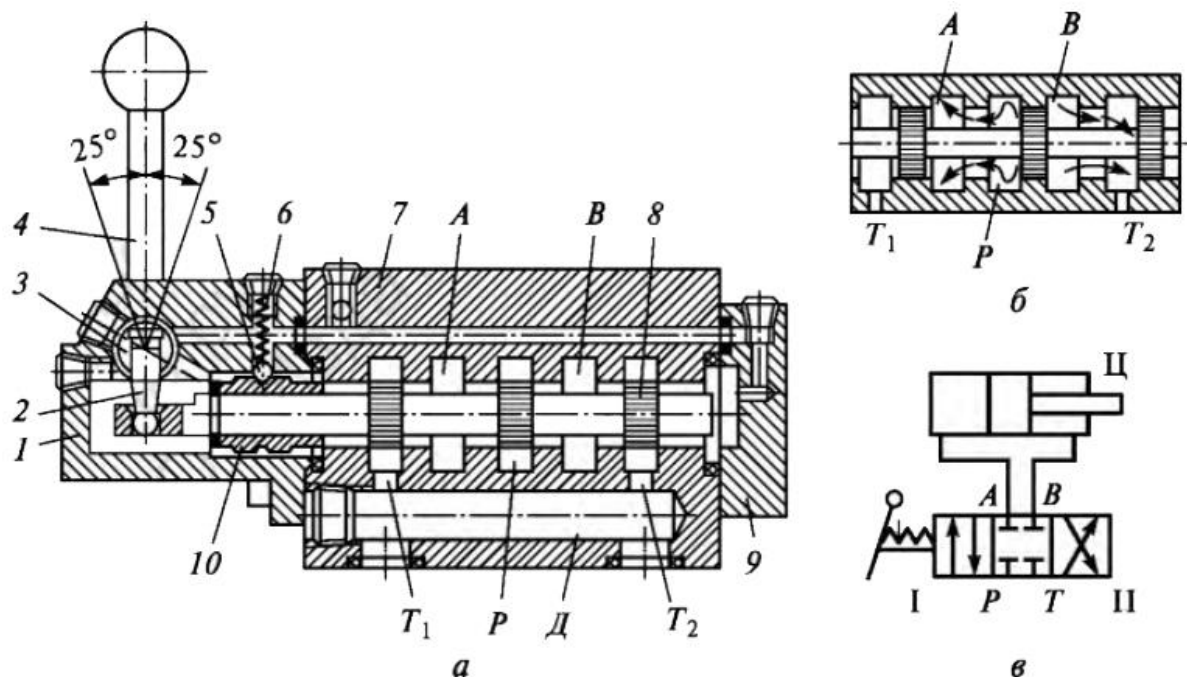
а - қолмен басқарылатын екісызықты екіпозициялы (2/2); б - гидравликалық басқарумен екісызықты екіпозициялы (2/2); в - үшсызықты екіпозициялы жұдырықша арқылы басқарылатын (3/2); г - электромагниттен басқарылатын төртсызықты үшпозициялы (4/3)

Шартты белгілеулер золотникті, кранды және клапанды гидротаратқыштар үшін бірдей, яғни олар тиекті-басқарушы элементтердің конструкциясын бейнелемейді.

Гидротаратқыштардың графикалық белгілеулерінен басқа олардың сандық анықтамалары да бөлшек түрінде келтіріледі: алымда гидротаратқышқа жалғанған сыртқы гидросызықтардың саны көрсетілсе, ал бөлгіште - оның жұмыстық (сипаттамалық) позициялар саны жазылады. Мысалы, үшпозициялы төртсызықты гидротаратқыш 4/3 бөлшек санмен белгіленеді (13.6, г суретін қараңыз).

Бағыттаушы гидротаратқыштардағы тиекті-басқарушы элементтер (золотник, кран, клапан) "толық ашық" немесе "толық жабық" сияқты қағидасы бойынша әрдайым белгіленген позицияларда орналасады. Сондықтан-да бағыттаушы гидротаратқыш одан өтетін жұмыс сұйықтығының қысымына және шығынына мүлдем әсер етпейді десе де болады.

13.7, а суретінде 4/3 типті ПГ74-24М қолмен басқарылатын гидротаратқыштың құрылымдық сұлбасы көрсетілген. Таратқыш қораптан 7, цилиндрлі золотниктен 8, өсі 3 мен саусағы 2 бар тұтқыштан 4, қақпашадан 1 мен 9 және тығыздағыштардан құралған. Қораптың 8 орталық саңылауында T_1 , А, Р, В және T_2 қуыстарын жасаушы 5 сақиналық жонып өндеу орындалған, олар өз кезегінде кіріс саңылауларымен каналдар арқылы жалғасқан. T_1 және T_2 қуыстары (ағызушы) Д каналымен жалғасқан. Қораптың 7 орталық саңылауында орналасқан золотник 8 үш цилиндрлі белдемшеден тұрады, олар қораптың сәйкес цилиндрлік жонып өндеулерді жабады.



Сурет 13.7. Бағыттаушы золотникті 4/3 типті ПГ74-24М қолмен басқарылатын гидротаратқыш:

а – бастапқы (бейтарап) позицияда; б – золотникті оң жаққа жылжитқанда; в – гидроцилиндрі қосылған гидротаратқыштың шартты белгіленуі; 1,9 – қорап қақпашалары; 2 – саусақтар; 3 – өс; 4 – тұтқыш; 5 – шар; 6 – серіппе; 7 – қорап; 8 – золотник; 10 – тығын

Қорапта 7 және қақпашалар 1 мен 9 орындалған каналдармен бүйіржақ қуыстары дренажды гидросызықпен жалғанған. Золотниктің жұмыс позициясында тұрақтануын қамтамасыз ету үшін, шар 5 серіппемен 6 тығынға 10 жаншылады.

Таратқыш жұмысының тәртібі келесі. Бастапқы позицияда (оған 13.7, в суретінде көрсетілген ортаңғы шаршы сәйкес келеді) барлық өтпелі қималар гидротаратқышта жабық. Золотникті мысалы, оң жаққа I позицияға (сонымен бірге 13.7, в суретінде көрсетілген сол жақ шаршы ортада тұрған шаршы орнына жылжитын секілді) жылжитқан кезде (13.7, б сур.), таратқыштың қысымды Р қуысы А қуысымен жалғанып, сұйықтық ағыны қысым әсерімен таратқыштан шығысқа ағады, мысалы гидроцилиндрдің сол жақ қуысына Ц (13.7, в сур. қараңыз). Сонымен бірге таратқыштың В қуысы, демек гидроцилиндрдің оң жақ Ц қуысы да золотник арқылы Т₂ қуысымен яғни ағызумен жалғанған. Золотникті бейтарап позициядан сол жаққа, яғни гидротаратқышты II позицияға қосуда (13.7, в сур. қараңыз), сұйықтық ағыны бағытында келесі өзгерістер орын алады: Р қуысы (13.7, в сур. қараңыз) В қуысымен, ал А қуысы – Т₁ қуысымен жалғанады.

Цилиндрлі золотникпен қамсыздандырылған гидротаратқыштың негізгі кемшілігі – бұл сұйықтықтың қорап (гильза) мен золотник арасындағы диаметрлі саңылау арқылы ағып кетуі.

13.6. Дроссельдеуші гидротаратқыштар

Дроссельдеуші гидротаратқыш деп бірнеше сызықты сұйық ағысынның шығыны мен бағытын бір уақытта сол қимадан өтетін сырттан басқарылатын жартылай ашылатын қысым арқылы басқаруға арналған бағыттаушы гидроаппаратты атайды.

Бағыттаушы гидротаратқыштан гөрі дроссельдеуші гидротаратқышының тиекті-басқарушы элементі аралық жұмыс қалыптарының шексіз сан түрін қабылдай алады. Осымен қатар, ол реттеуші гидродрессельдің тиекті-басқарушы элементі ретінде де қызмет етеді, яғни жұмыс сұйық ағынына жергілікті кедергі жасай алады. Дроссельдеуші гидротаратқыштағы өтпелі қиманың ауданы әдетте басқарма сигналына тәуелді. Осылайша, дроссельдеуші гидротаратқыш

бағыттаушы гидротаратқышы мен реттеуші гидродресселінің қосындысы болып табылады. Ол біріккен басқару арқылы жұмыс істейді.

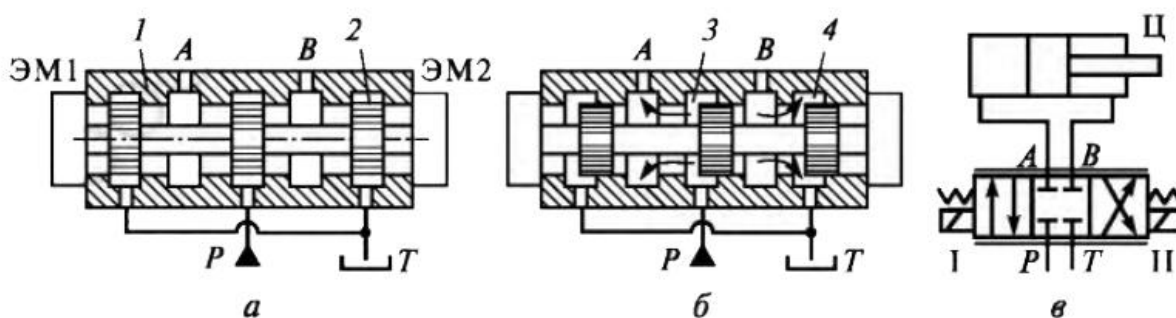
13.8, а суретте ЭМ 1 және ЭМ 2 электромагниттеріне баратын электр сигналы қуаттылығына байланысты қорап 1 цилиндрлі золотникі 2 бар дрессельдеуші золотникті 4/3 гидротаратқышының құрылымдық сұлбасы көрсетілген. Таратқыш қорабында 1 өткір жиекті 5 цилиндрлі жонып өндеу орналасқан. Бұл жонып өндеулер келесі сұлба бойынша ішкі каналдармен жалғасқан: орталық - қысымды Р гидросызығымен, екі шеткісі - Т ағызумен. Сұйықтық тұтынушысын, мысалы гидроцилиндрді таратқышқа қосу үшін екі жұмыстық А және В жонып өндеулер арналған. Золотник 2 үш цилиндрлік белдемшеден тұрады және саңылау диаметрі 4... 10мм құрайтын аралықтағы қорап 1 ішінде орналасқан. Таратқышта жұмыс өтпелі қималар (дрессельдеуші саңылаулар) келесі жағдайларда (золотниктің өс бойынша жылжуы кезінде) қорап 1 цилиндрлі жонап өндеулер жиектері мен золотник 2 цилиндрлік белдемшелері арасында пайда болады.

Электромагниттерде сигнал болмаған жағдайда таратқыштың золотникі 2 бастапқы (бейтарап) қалпында болады. Сонымен қатар, таратқыштағы барлық өтпелі қималар жабық болады.

Басқару сигналы екі электромагниттің біреуіне берілетін болса, мысалы ЭМ1, золотник оң жаққа І позицияға жылжиды (13.8, б,в сур.) және жұмыс сұйықтығы Р гидросызығынан А гидросызығына дрессельдеуші саңылау 3 арқылы берілді, одан өтетін жұмыс сұйықтық шығыны берілген сигнал қуаттылығына тура тәуелді. Гидротаратқыштан сұйықтық гидроцилиндрдің Ц сол жақ қуысына бағытталады, ал гидроцилиндрдің Ц оң жақ қуысынан ығыстырылатын сұйықтық В гидросызығы арқылы гидротаратқышқа беріледі. Мұнда сұйықтық екінші дрессельдеуші саңылау 4 арқылы өтіп, Т гидросызығы арқылы ағызуға жіберіледі.

ЭМ2 электромагнитіне басқарушы сигнал берілген жағдайда да гидротаратқыш жоғарыда аталған шарттар бойынша жұмыс істейді. Мұндағы айырмашылық бұл золотниктің солға қарай жылжуы.

Әдетте басқару жүйелерінде басқарушы сигналдардың бірі ЭМ1 немесе ЭМ2 электромагниттеріне жіберілсе, біреуі оң, ал басқасы теріс деп қабылдананды. Осылайша, гидротаратқыш-басқарушы сигналының таңбасына қарай гидроцилиндр поршені жұмысына қажетті бағыт беруді, ал басқарушы сигнал қуаттылығына сәйкес оған қажет қозғалыс жылдамдығын қамтамасыз етеді.



Сурет 13.8. Дрессельді гидравликалық таратқыш:

а - бастапқы (бейтарап) позицияда; б - І позициясында; в - гидроцилиндрі қосылған гидравликалық таратқыштың шартты белгісі; 1 - қорап; 2 - золотник; 3,4 - дрессельдеуші саңылаулар

13.5 тарауда бағыттаушы гидротаратқыштар үшін қолданылатын шартты белгілеулердің негізгі ережелері дрессельдеуші гидротаратқыштарға да ортақ болып келеді. Құрылымдық сұлбаларда дрессельдеуші гидротаратқыштың шартты белгілеулеріне екі параллельді сызықтың болуы тән (белгілеудің үсті мен асты) (13.8, в сур. қараңыз). Сонымен қатар, белгілеудегі шаршылар гидравликалық таратқыштың әдеттегі орналасуына сәйкес болып келеді.

Золотникті гидротаратқыштардың негізгі артықшылықтары - бұл олардың көлем аздығы мен өс күштерінен босатылғаны, ол болса өз кезегінде золотникті басқаруға қажет күш салуды едәуір азайтады.

Дроссельді гидравликалық таратқыштардың елеулі жетімсіздігі - бұл золотник пен қораптың арасындағы саңылаулардың кірлену мүмкіндігі. Сондықтан да, автоматты басқару жүйесінде аталған жәйтті болдырмау үшін золотниктерге жоғары жиіліктегі (50 Гц астам) және амплитудасы кішігірім (10... 100 мкм) бұрылу және қайтымды ілгерілеме тербелістер шамаларын тағайындайды. Жоғарыда келтірілген шарттарды орындау механикалық дірілдеткішпен немесе электромеханикалық құралдармен қамсыздандырылады.

Золотниктілерден басқа, дроссельді гидравликалық таратқыштарға ағынды гидравликалық таратқыштар жатады. Мұндай гидравликалық таратқыштар көп сатылы басқарумен жабдықталған гидравликалық таратқыштарда гидравликалық басқарудың алдын ала сатысы ретінде жиі пайдаланылады.

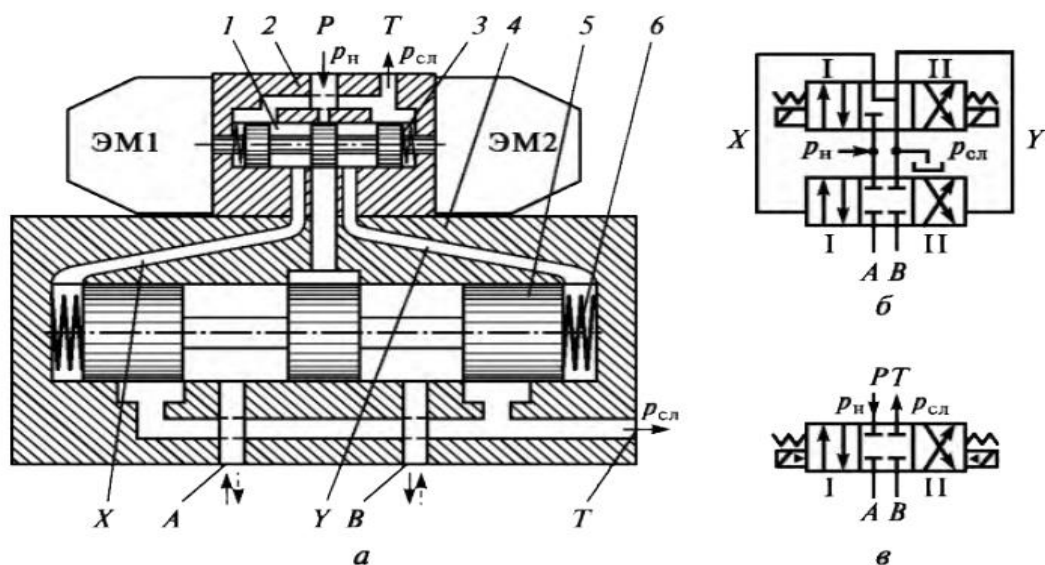
13.7. Электрлік басқарылатын гидротаратқыштар

Гидротаратқыштардағы электрикалық басқару шартты өтпеде $D_y \leq 10$ мм, қолданылады, себебі басқарушы электромагниттерінде тартылыс күші мен жүрісі әдетте шектеулі болады. Үлкен шартты өтпе үшін мұндай гидротаратқыштарды екі сатылы етіп жасайды, оның ішінде сатылардың алғашқысы бұл кіріс басқару сигналы қуатын арттыратын гидравликалық құрылғы. Бұл гидротаратқыштар сонымен бірге электрогидравликалық басқарумен гидротаратқыштар деп те аталады, ал егер гидротаратқыш дроссельдеуші болса онда - электрогидравликалық күшейткіш ЭГК деп аталады. Мұндай құрылғы үшін кіріс сигналы болып электр сигналы табылады, ал шығыс сигналы-кіріс сигналы қуаттылығына пара-пар болатындай параметрге ие (шығын немесе қысым) жұмыс сұйықтық ағыны. Ағын бағыты және қысымның түсіп кету белгісі кіріс электрикалық сигналы белгісіне сәйкес келеді.

Сурет 13.9. Электрогидравликалық басқаруы бар гидроүлестіргіш:

а - құрылмалық сұлба; б - шартты белгі толық; в - сол, оңайлатылған; 1,5 - золотниктер; 2,4 - золотниктердің қорабы; 3,6 - серіппелер

Электрогидравликалық күшейткіш ЭГК гидравликалық қуаттылықты арттырғыш пен бойында электр сигналы небір механикалық қозғалысқа айналатын электромеханикалық



түрлендіргіштен құралған.

13.9, а суретінде мысал ретінде екі сатылы гидротаратқыш келтірілген, оның құрамына екі золотникті гидротаратқыштар кіреді: бірінші сатылы гидротаратқыш корпус 2, золотник 1 мен екі орталықтанған серіппеден 3, ЭМ1 және ЭМ2 электромагниттері басқаруынан тұрады; екінші сатылы гидротаратқыш корпус 4, золотник 5 пен екі орталықтанған серіппеден 6 гидравликалық

басқарумен құрастырылған. Гидротаратқышта Р, Т, А, В біріктірілуші саңылаулары бар. Екінші сатылы гидротаратқыштың бүйіржақ қуыстары бірінші сатылы гидротаратқыштың шығыс саңылаулары Х және Y каналдары арқылы жалғасқан.

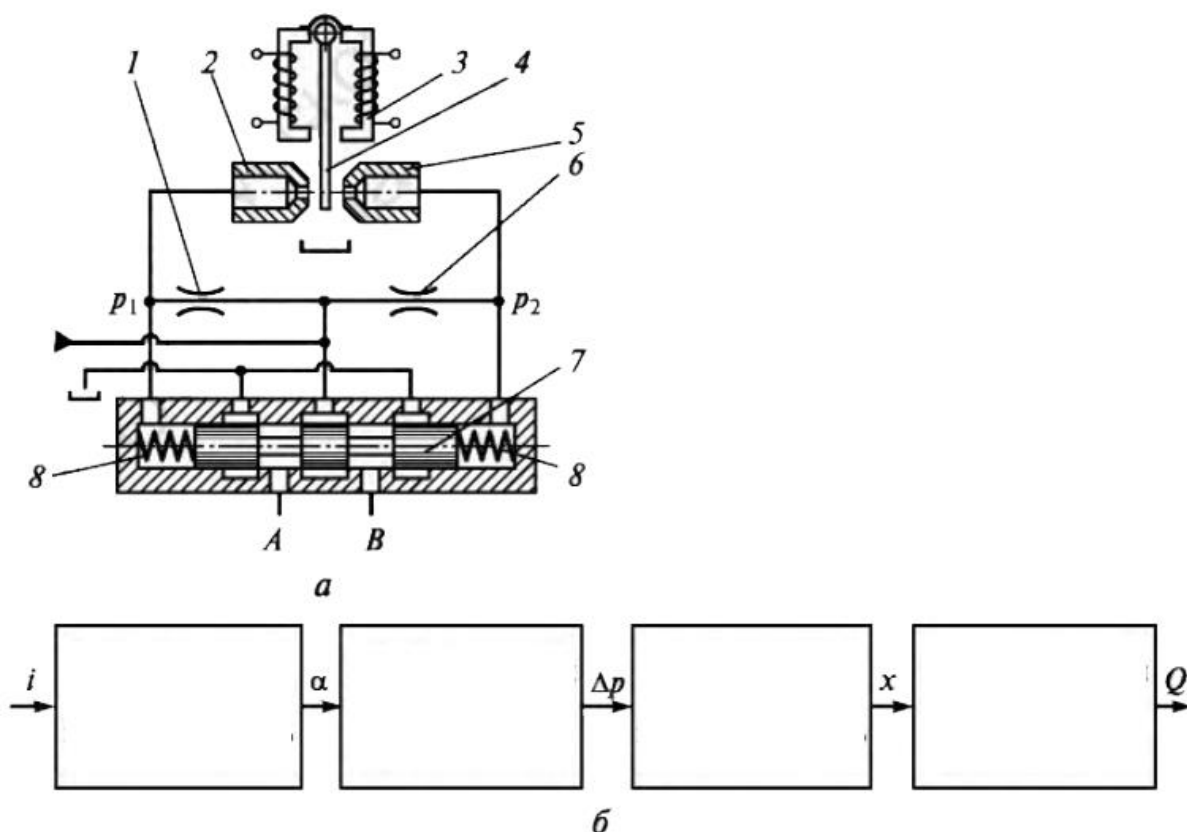
Басқарушы электр сигналы болмаған жағдайда екі гидротаратқыштың золотниктері серіппелердің әрекетінен орташа (бейтарап) позицияларда тұрады. Золотник 1 екінші сатылы гидротаратқыштың бүйіржақ қуыстарын ағызумен жалғастырды, ал золотник 5 барлық өтпелі қималарды жабуда (13.9, а, б сур. қараңыз). ЭМ1 электромагнитіне басқарушы сигнал жеткенде золотник 1 соңына дейін оң жаққа жылжиды, яғни бірінші сатылы гидротаратқыш I позицияға ауысады(13.9, б сур. қараңыз).

Сонымен бірге, X каналы бойынша жоғары қысымды сұйықтық ағыны екінші сатылы гидротаратқыштың сол жақ бүйіржақтауына жеткізіледі, ал оның оң жақ бүйіржақтау қуысы Y канал арқылы ағызу құбыр желісімен жалғасқан. Золотник 5 бүйіржақтауында қысым айырмасы пайда болады, бұл қысым айырмасы әсерімен оң жаққа жылжиды, яғни гидротаратқыш I позицияға оралды деге сөз. Бұл ретте Р мен А және В мен Т гидросызықтары жалғанады.

ЭМ2 электромагнит кірісіне басқарушы сигнал жеткенде золотниктер 1 мен 5 сол жаққа жылжиды, яғни гидротаратқыш II позицияға ауысады. Бұл ретте Р мен В және А мен Т гидросызықтары жалғанады.

Іс жүзінде ең кең қолданысқа ие болған гидрокүшейткіштер түрі бұл екідроссельді (реттемелі гидродроссельдер санына байланысты) "сопло-жапқыш" типті гидрокүшейткіштер (13.10, а сур.). Бұл гидрокүшейткіш екі "сопло-жапқыш" реттемелі гидродроссельдерден және екі ұдайы (теңгерімдегі) гидродроссельдерден 1 мен 6 тұрады. Электрогидравликалық күшейткіш ЭГК екінші каскад санатына жататын дроссельдеуші гидротаратқыш сияқты құрылғы үшін маңызды элемент-орталықтанған серіппелермен 8 серпін алған золотник 7.

Қарастырылатын электрогидравликалық күшейткішті блок-сұлба ретінде көрсетуге болады (сурет 13.10, б). Оған сәйкес басқарудың электрикалық сигналы электромеханикалық түрлендіргішке 3 жеткізіледі, ол жапқышты 4 сигналға сәйкес (электр тоғының күшіне) белгілі бұрышқа α бұрайды. Бұз өз кезегінде "сопло-жапқыш" типті реттемелі дроссельдердің бірінде (2



немесе 5 сопламен) гидравликалық $\Delta p = p_1 + p_2$ артады, ал басқасында керісінше азаяды.

Сурет 13.10. Электрогидравликалық күшейткіш (ЭГК):

а - "сопло-жапқыш" типті ЭГК құрылмалық сұлбасы; б - ЭГК блок-сұлбасы; 1,6 - гидродроссельдер; 2,5 - сопла; 3 - электромеханикалық түрлендіргіш; 4 - жапқыш; 7 - золотник; 8 - серіппелер

Осының нәтижесінде а бұрышына мөлшерлес қысым өзгеруі орын алады. Бұл ретте "сопло-жапқыш" типті гидротаратқыш үшін кіріс сигналы болып жапқыштың а бұрылу бұрышы танылып, ал шығу сигналы ретінде қысымның өзгеруі танылған.

Қысым дроссельді гидротаратқыштың бүйіржақ қуысына жеткізілетіндіктен, орын алған қысым айырмасы Δp золотник 7 әсер етуші сәйкес пәрменді жаратады. Бұл золотник 7 бейтарап қалыптан біраз қашықтық X жылжуына әкеп соғады. Мысалы, золотник 7 оң жаққа жылжитын болса, онда А гидросызығы қысымды құбыр желісімен, ал В гидросызығы ағызу құбыр желісімен жалғанатын болады. Гидротаратқыштың дроссельдеуші терезелері арқылы золотник X қаншалықты жылжуына қатысты шығыны Q құрайтын жұмыс сұйықтығының қозғалысы басталады. Осылайша, гидротаратқыштардың екінші каскад санатына жататын дроссельдеуші гидротаратқыш үшін басқару сигналының кірісі бұл золотник x жылжуы, ал шығыс сигналы-тұтынушыға берілетін жұмыс сұйықтығының Q шығыны болып табылады.

**ЖҰМЫСТЫҚ СҰЙЫҚТЫҚТАР, ГИДРОЖЕЛІЛЕР, ГИДРОСЫЙЫМДЫЛЫҚТАР,
СҮЗГІЛЕР МЕН ЖЫЛУ АЛМАСТЫРҒЫШТАР****14.1. Көлемді гидрожетектердің жұмыстық сұйықтықтары**

Гидрожетекте қолданылатын жұмыстық сұйықтық ең алдымен энергия тасымалдаушы немесе жұмыстық дене болып табылады, яғни механикалық энергияның гидрокөзғалтқышқа берілуін қамтамасыз етеді.

Оған қоса, жұмыстық сұйықтық басқа да маңызды функцияларды орындайды: бөлшектердің үйкеліп жатқан бөлшектерінің майлануын қамтамасыз етеді, гидравликалық құрылғылардың элементтерінен жылу алады, тозу өнімдерін және басқа да ластану бөлшектерін әкетеді, гидравликалық құрылғылардың бөлшектерін таттанудан қорғайды.

Жұмыстық сұйықтықтың аталған функциялары гидрожетектің жұмыс қабілеттілігін, оның сенімділігі мен гидравликалық құрылғылардың қызмет ету мерзімін арттыруды қамтамасыз етуде маңызды рөлге ие, сондықтан гидрожетекті пайдалану кезінде оның жұмыстық қасиеттерінің тұрақтылығын қамтамасыз ету қажет. Бұл қасиеттерге жұмыстық температуралар диапазоны, қоспалардың болуы, қозғалыс жылдамдығы, қысым және т.б. әсер етеді. Мысалы, гидрожетектердегі жұмыстық сұйықтықтардың температурасы -60°C -тан $+90^{\circ}\text{C}$ -қа дейін ауытқуы мүмкін, дроссельдеу кезіндегі сұйықтық жылдамдығы 50 м/с дейін жетеді, ал қысым – 32 МПа және одан асады.

Гидрожетектерде пайдаланылатын жұмыстық сұйықтықтар төрт түрге бөлінеді: мұнай, синтетикалық, су полимерлі және эмульсиялық.

Мұнай сұйықтықтарын мұнайдан қарапайым өңдеу әдістерімен алады. Олар температуралық диапазонның салыстырмалы жоғары шегіне ие. Гидрожүйелерде көбінесе келесі жұмыстық сұйықтықтар жиі қолданылады (МЕМСТ 26191-84): гидравликалық бірыңғай май – МГЕ-10А; авиациялық гидравликалық май АМГ-10; барлық мерзімдік гидравликалық май ВМГЗ және т.б.

Синтетикалық сұйықтықтар – негізін химиялық реакциялар нәтижесінде алынған өнімдер құрайтын сұйықтықтар (диэфирлер, силоксандар, фосфаттар және т.б.). Негізінен, олар жанбайды, қышқылдануға тұрақты, кату температурасы төмен, ұзақ мерзімдік жұмыс мерзімінде және кең температуралар диапазонында тұтқырлық сипаттамаларының тұрақтылығына ие. Алайда, синтетикалық сұйықтықтардың әрқайсысы қандай да бір кемшілікке ие (резиналық нығыздауыштармен сәйкессіздік, жоғары ағындылық, нашар майлаушы қабілет, улылық және т.б.).

Су полимерлі ерітінділер – әр түрлі полимерлердің сулық ерітіндісі болып табылатын жұмыстық сұйықтықтар (құрамында 35%-ға дейін су болады). Осылайша, ПГВ (МЕМСТ 25821-83) сұйықтығы әр түрлі тұнбалар қосылған глицерин мен полиэтиленгликольдың сулы ерітіндісі болып табылады. Ол улы емес, көптеген конструкциялық материалдарға инертті (оның ішінде, резиналық нығыздауыштарға).

Эмульсиялық жұмыстық ерітінділерді су-майлы және май-сулы деп ажыратады. Су-майлы эмульсиялар – бұл «судағы май» типті эмульсия, ол су мен мұнай сұйықтықтарының қоспасы болып табылады (бірақ 20%-дан аспайды). Оларды өрт қауіпсіз жағдайда және жұмыстық сұйықтықтың көп мөлшерін пайдалану шартымен гидрожетектерде қолданады. Су-майлы эмульсияның кемшілігі: нашар майлаушы қабілет, жұмыстық температуралардың шағын диапазоны ($5-55^{\circ}\text{C}$ дейін). Май-сулы эмульсиялар – «майдағы су» типті эмульсия, ол су мен мұнай сұйықтықтарының қоспасы болып табылады (бірақ 40%-дан аспайды).

Гидрожетектерде қолданылатын жұмыстық сұйықтықтар көптеген пайдалану қасиеттерімен және көрсеткіштерімен сипатталады. Жұмыстық сұйықтықтардың бұл қасиеттері бірдей бағалы емес, сондықтан таңдау кезінде олардың ең маңыздыларына назар аудару керек. Оларға бірінші кезекте тұтқырлық, тұтану температурасы, кату температурасы және қышқылдану жатады.

Жұмыстық сұйықтықтың тұтқырлығы оның температурасына тәуелді (1.3.2. тарауды қараңыз). Тұтқырлығы аз жұмыстық сұйықтық пайдаланылған кезде, гидрожүйелер мен басқа

гидравликалық құрылғылардағы сыртқы және ішкі ағыстар артады, майлаушы қасиет төмендейді. Сонымен қатар, таңдалған сұйықтықтың тұтқырлығы қаншалықты көп болса, құбыр желілеріндегі жоғалтулар да соншалықты көп болады.

Тұтану температурасы дегеніміз сұйықтық булары сынақ кезінде (ашық тигльде) жалыннан қысқа мерзімдік тұтануы жүретін минималды температура болып табылады. Тұтану температурасы сұйықтық буларының ауамен қоспасының өрт және жарылыс қаупін сипаттайтын көрсеткіш болып табылады. Тұтқырлығы аз сұйықтықтардың тұтану температурасы да төмен. Гидрожетек жұмыс істеп тұрған кезде жұмыстық сұйықтықты қыздырудың максималды температурасы тұтану температурасынан $10...15^{\circ}\text{C}$ төмен болуы керек.

Қату температурасы дегеніміз жұмыстық сұйықтық өз қозғалысын жоғалтатын температура болып табылады. Қату температурасын МЕМСТ 20287-74 бойынша анықтайды. Мұнай жұмыстық сұйықтығы үшін ол гидрожетектің жұмысы кезіндегі ең аз температурасынан $10...17^{\circ}\text{C}$ төмен болуы керек.

Жұмыстық сұйықтықтың қышқылдануы қышқылдық санмен сипатталады, ол ретінде 1 г сұйықтықты бейтараптандыруға қажетті миллиграм түріндегі калий оксидінің гидратының (KOH) саны алынады (мысалы, АМГ-10 сұйықтығының КОН қышқыл саны 0,05-тен аспауы керек).

14.2. Гидрожелілер

Гидрожелілер дегеніміз көлемді гидрожетектің жекелеген элементтерін бірыңғай гидрожүйеге біріктіру үшін қажетті құбыр желілері болып табылады. Гидрожетекте гидрожелілердің келесі түрлері бар:

сорушы – бұл сұйықтық сорғыға қарай қозғалатын гидрожелі;

тегеурінді – сұйықтық қысыммен қозғалатын гидрожелі (сорғыдан немесе гидроаккумулятордан);

ағызушы – бұл жұмыстық сұйықтық бакқа құйылатын гидрожелі;

басқарушы – сұйықтық басқару және реттеу құрылғыларына қарай қозғалатын гидрожелі;

дренажды – сұйықтық қалдықтарын гидравликалық құрылғыдан бакқа қарай әкетуге арналған гидрожелі.

Гидрожелілерді агрегаттар мен гидрожетек құрылғыларын жалғастыратын құбыр желісі түрінде, немесе бұрғылау, құю немесе агрегат корпусына басу арқылы орындалған арналар түрінде жасалады.

Гидрожелілер есебі ретінде гидрожетекті жобалау кезеңінде келесі түсініледі: құбыр желілері немесе арналарының өту қималарының конструктивтік өлшемдері; гидрожелідегі қысым жоғалтуларын есептеу; құбырлар мен арналардың беріктігін есептеу.

Дөңгелек өту қимасының құбырлары мен арналары үшін бұл қиманың диаметрі экономикалық тиімді және технологиялық жарамды жұмыстық сұйықтық жылдамдығымен анықталады. Гидрожүйелерді жобалау тәжірибесінің негізінде жұмыстық сұйықтық қозғалысының орташа жылдамдығы v_d гидрожеліде келесі мәндерден аспауы тиіс: тегеурінді гидрожелі үшін – 6 м/с; сорушы гидрожелі үшін – 1,5 м/с; ағызушы гидрожелі үшін – 2 м/с; басқару гидрожелілері үшін – 5 м/с.

Құбырдың ішкі диаметрінің d_p есептік мәні (немесе арнаның) сұйықтықтың орташа жылдамдығының қабылданған мәніне байланысты анықталады:

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_d}},$$

мұндағы, Q – құбыр немесе арна арқылы жұмыстық сұйықтықтың берілген шығыны.

Есептеу нәтижесінде алынған d_p диаметрін МЕМСТ 16516-80 сәйкес, стандартты қатардан d құбыр ішкі диаметрін соңғы таңдау кезінде пайдаланады.

Гидрожелілерде ұзындық бойынша үйкеліс және жергілікті гидравликалық кедергілердегі қысым жоғалтуларын 7 тарауда қарастырылған әдістер бойынша 5 және 6 тарауда келтіріліген формулалармен анықтайды.

Құбырларды беріктікке есептеу олардың қабырғаларының δ қалыңдығын максималды p қысымы белгілі болған кезде және құбыр материалының жарамды кернеуі σ_d кезінде есептеледі. Ол үшін төмендегі формула қолданылады:

$$\delta = \frac{pd}{2\sigma_d} \text{ ю}$$

Болат құбырлар (болат 20, 35, 40) үшін жарамды кернеу $\sigma_d = 400...500$ МПа, ал түсті металлдар мен құймалардан жасалған құбырлар үшін $\sigma_d = 200...520$ МПа. Құбырдың цилиндрлік формасы ауытқыған кезде (иілу) σ_d 25%-ға төмендеуі керек. Есептеу кезіндегі беріктік қорын үшке теңестіріп таңдайды.

Қабырғаның есептік қалыңдығы δ аз болса, онда сыртқы механикалық бүліністердің мүмкіндігін ескере отырып, оны түсті металлдар үшін 0,8...1 мм кем емес және болат үшін 0,5 мм таңдау керек.

Гидрожетектерде гидрожелілерді монтаждайтын құбыр желілерін конструкциясы бойынша қатты және икемді деп бөлуге болады.

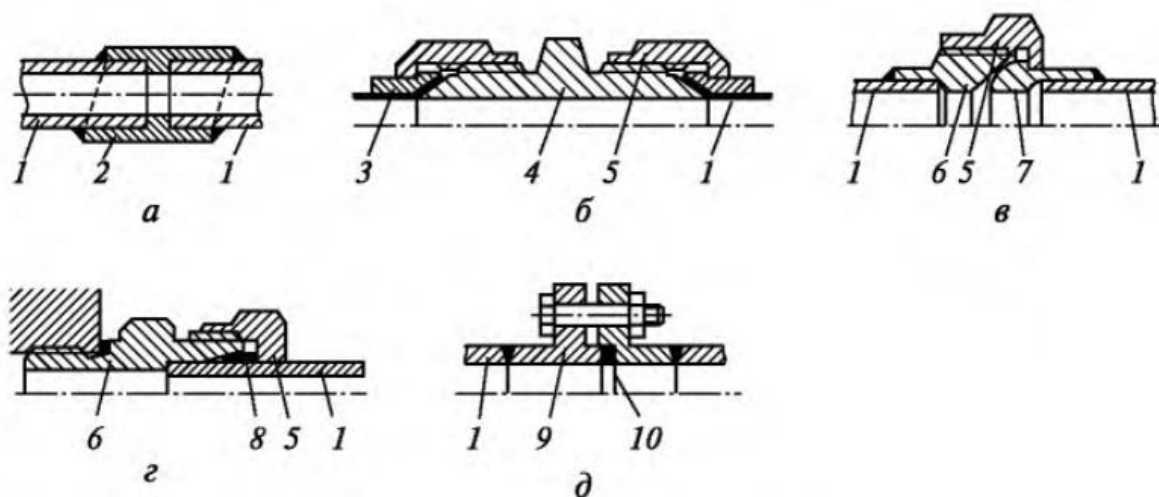
Қатты құбыр желілеріне салқын тартылған жіксіз болат құбырлардан немесе түсті металл – жез бен алюминийден жасалған құбыр желілері жатады. Қатты құбыр желілерінің қосылыстары жалғастырушы арматура деп аталатын арнайы бөлшектердің көмегімен жүргізіледі.

Құбырларды (дәнекерлеу) жапсарлау (14.1 а сурет) машина жасауда сирек, тек демонтажға жатпайтын құбыр желілері үшін қолданылады. Дәнекерлеу (жапсарлау) кезінде 1 өтпелі тығындар 2 пайдаланылады.

Шыр айналдырылатын жалғастыру (14.1 б сурет) диаметрі 30...35 мм құрайтын және түсті металлдан немесе болаттан жасалған құбырларға қолданылады. Құбырлар 1 өтпемен 4 ниппель 3 және салмалы бұрандалардың 5 көмегімен жалғастырылады. Шыр айналдырылатын қосылыстар қарапайымдылығымен ерекшеленеді, бірақ ол қысым 30 МПа-дан аспаған кезде қолданылуы мүмкін және материал қатаю және құбырдың шыр айналдырылған бөлігін бұзу себебінен қайта монтаждау мүмкіндіктерінің шектеулі санына ие.

Ішкі конус бойынша қосылыс (14.1 в сурет) гидрожелілердің жиі демонтажы қажет болған кезде 40 МПа жұмыстық қысымы бар гидрожүйелердің 1 құбырларында қолданылады. Бұл қосылыстың ауа өткізбеушілігі салмалы бұранданың 5 көмегімен штуцердің конус тәріздес бетімен 6 шар тәріздес ниппель 7 байланысымен қамтамасыз етіледі. Ішкі конус бойынша қосылыстарға арналған арматура типі мен өлшемдері МЕМСТ 16039-70...16078-70 көрсетілген.

Соқтығысатын сақинасы бар қосылыс (14.1 г сурет) жоғары қысымда жұмыс істейтін гидрожүйелердің 1 құбырлары үшін қолданылады. Бұл қосылыс қысым 40 МПа-ға дейін жеткен кезде қатты болаттан жасалған сақинаның 8 құбырдың жұмсақ материалына 1 соқтығысуы себебінен ауа өткізбейді. Бұл ретте салмалы бұранда 5 штуцерге 6 бұратылады.



Сурет 14.1. Қатты құбыр желілерінің байланыстары:

а – жапсырма (дәнекерлеу); б – шыр айналдырмамен; в – ішкі конус бойынша; г – соқтығысатын сақинамен; д – фланецті; 1 – құбырлар; 2 – өтпелі тығын; 3 – ниппель; 4 – өтпе; 5 – салмалы бұранда; 6 – штуцер; 7 – шар тәріздес ниппель; 8 – сақина; 9 – фланец; 10 – төсеме.

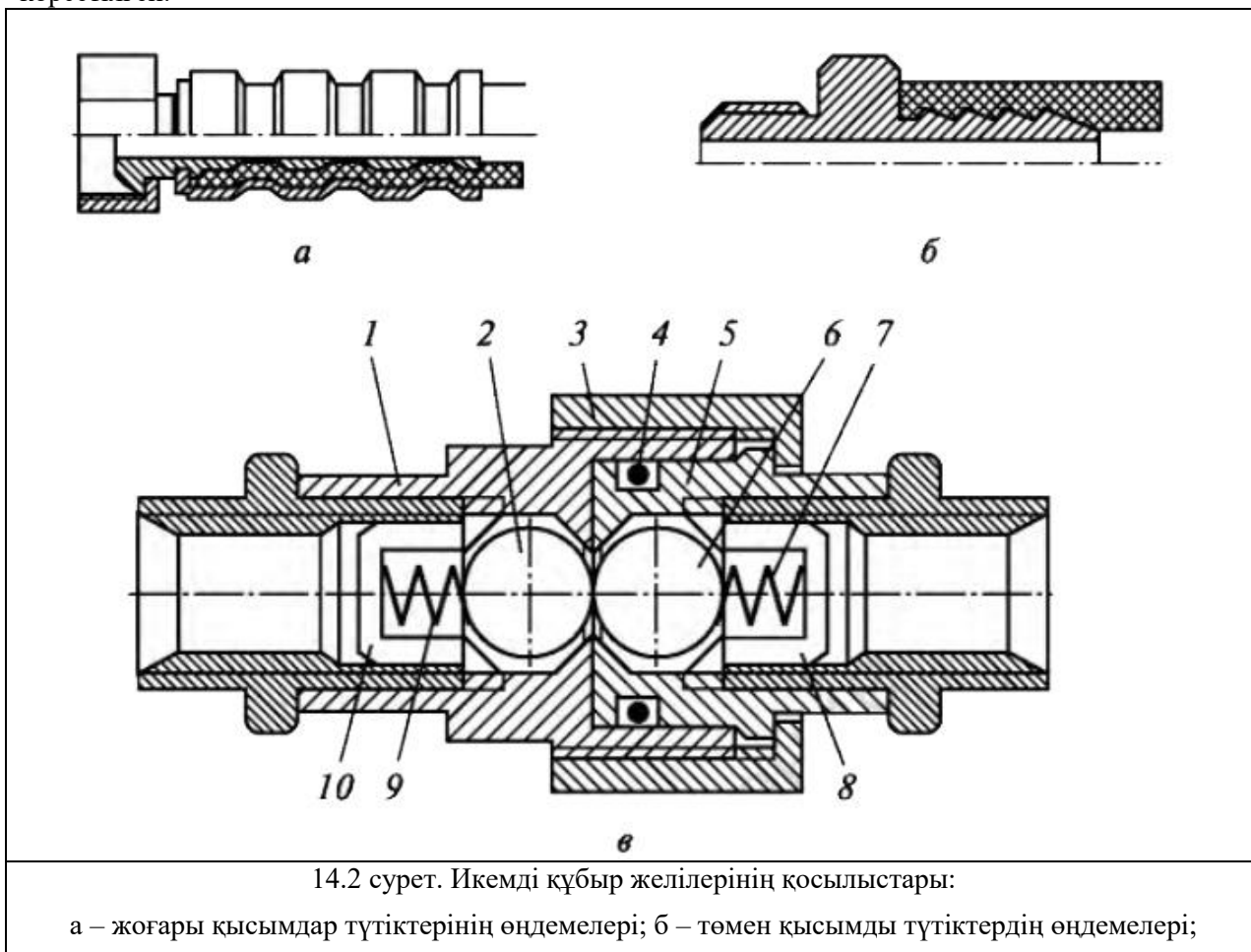
Соқтығысатын сақиналары бар қосылыстарға арналған арматура түрлері мен өлшемдері МЕМСТ 15763 – 75, МЕМСТ 23358 – 78 және т.б. келтірілді.

Құбыр желілерінің фланецті қосылыстары (14.1 д сурет) диаметрі 40 мм жоғары болат құбырларына арналып қосылады, осы ретте төмен қысымдар үшін фланец 9 құбырмен 1 бұрама көмегімен байланысады, ал жоғарылар үшін –дәнекерлеумен. Фланецтерді нығыздау негізінен жұмсақ металл төсемелердің 10 (жез немесе алюминий) немесе резиналы сақиналардың көмегімен жүргізіледі. Осы қосылыстың фланецтері мен арматурасының түрлері МЕМСТ 12815-80 көрсетілген.

Икемді құбыр желілері машиналардың қозғалмалы бөліктерінде орналасқан гидрожетектердің элементтерін қосуға пайдаланады. Осы ретте гидрожетек элементтерінің бір-біріне қатысты қозғалуы мүмкін. Икемді құбыр желісі ретінде негізінен резиналық тоқымалы шлангты қолданады, олар жоғары қысымды түтіктер (ЖҚТ) деп аталады. Түтіктердің ішкі резиналы қабаты бар, одан кейін мақта-мата қабаты, металл орама мен сыртқы резина қабаты бар, олар түтіктерді бұзылудан сақтайды.

Түтіктер (МЕМСТ 6286-73) келесідей болады: бір орамамен, 20 МПа (I тип) қысымға дейін есептелген; қосарланған орамамен, 30 МПа (II тип) қысымға дейін есептелген; үштік орамамен, жоғары қысымдарға есептелген (III тип). Шағын қысымдар үшін де металл орамасы жоқ түтіктер қолданылады.

Икемді түтіктердің гидрожүйенің басқа элементтерімен жалғасуы қосушы арматура көмегімен жүреді. Машина жасауда арматурада құбыр желілерінің икемді өңдеу тәілдері 14.2 суретте көрсетілген. 14.2 а суретте шлангтың бейіндік саптамаға оралу көмегімен қысылу тәсілі көрсетілген.



Сонымен бірге, X каналы бойынша жоғары қысымды сұйықтық ағыны екінші сатылы гидротаратқыштың сол жақ бүйіржақтауына жеткізіледі, ал оның оң жақ бүйіржақтау қуысы Y канал арқылы ағызу құбыр желісімен жалғасқан. Золотник 5 бүйіржақтауында қысым айырмасы пайда болады, бұл қысым айырмасы әсерімен оң жаққа жылжиды, яғни гидротаратқыш I позицияға оралды деген сөз. Бұл ретте P мен A және B мен T гидросызықтары жалғанады.

ЭМ2 электромагнит кірісіне басқарушы сигнал жеткенде золотниктер 1 мен 5 сол жаққа жылжиды, яғни гидротаратқыш II позицияға ауысады. Бұл ретте P мен B және A мен T гидросызықтары жалғанады.

Іс жүзінде ең кең қолданысқа ие болған гидрокүшейткіштер түрі бұл екідроссельді (реттемелі гидродроссельдер санына байланысты) "сопло-жапқыш" типті гидрокүшейткіштер (13.10, а сур.). Бұл гидрокүшейткіш екі "сопло-жапқыш" реттемелі гидродроссельдерден және екі ұдайы (теңгерімдегі) гидродроссельдерден 1 мен 6 тұрады. Электрогидравликалық күшейткіш ЭГК екінші каскад санатына жататын дроссельдеуші гидротаратқыш сияқты құрылғы үшін маңызды элемент-орталықтанған серіппелермен 8 серпін алған золотник 7.

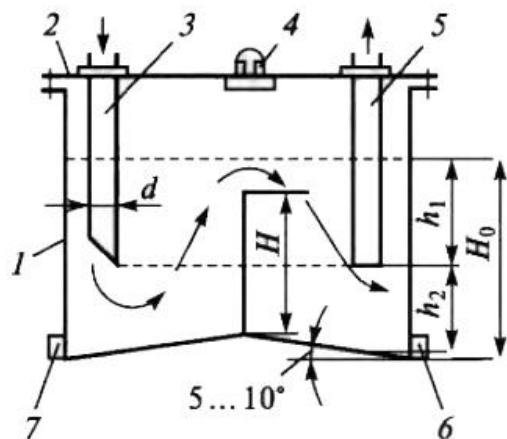
Қарастырылатын электрогидравликалық күшейткішті блок-сұлба ретінде көрсетуге болады (сурет 13.10, б). Оған сәйкес басқарудың электрикалық сигналы электромеханикалық түрлендіргішке 3 жеткізіледі, ол жапқышты 4 сигналға сәйкес (электр тоғының күшіне) белгілі бұрышқа α бұрайды. Бұз өз кезегінде "сопло-жапқыш" типті реттемелі дроссельдердің бірінде (2 немесе 5 сопламен) гидравликалық $\Delta p = p_1 + p_2$ артады, ал басқасында керісінше азаяды.

14.3. Гидробактар

Гидробактар гидрожетекте айналатын жұмыстық сұйықтықты сақтау, тазалау және суыту үшін қызмет етеді. Гидрожетектерде қолданылатын гидробактар екі типті болады: ашық (сұйықтық үсті атмосфералық қысымымен) және жабық (атмосфералықтан өзгеше қысым).

Бұл жонып өндеулер келесі сұлба бойынша ішкі каналдармен жалғасқан: орталық - қысымды P гидросызығымен, екі шеткісі - T ағызумен. Сұйықтық тұтынушысын, мысалы гидроцилиндрді таратқышқа қосу үшін екі жұмыстық A және B жонып өндеулер арналған. Золотник 2 үш цилиндрлік белдемшеден тұрады және саңылау диаметрі 4... 10 мм құрайтын аралықтағы қорап 1 ішінде орналасқан. Таратқышта жұмыс өтпелі қималар (дроссельдеуші саңылаулар) келесі жағдайларда (золотниктің өс бойынша жылжуы кезінде) қорап 1 цилиндрлі жонап өндеулер жиектері мен золотник 2 цилиндрлік белдемшелері арасында пайда болады.

Электромагниттерде сигнал болмаған жағдайда таратқыштың золотник 2 бастапқы (бейтарап) қалпында болады. Сонымен қатар, таратқыштағы барлық өтпелі қималар жабық болады.



Сурет 14.3. Ашық гидробактың типтің құрылымы

1 – корпус, 2 – қақпақ, 3 – ағызу түтігі; 4 – құю тығыны; 5 – сорушы түтік; 6, 7 – ағызу тығындары

Басқару сигналы екі электромагниттің біреуіне берілетін болса, мысалы ЭМ1, золотник оң жаққа I позицияға жылжиды (13.8, б, в сур.) және жұмыс сұйықтығы P гидросызығынан A гидросызығына дроссельдеуші саңылау 3 арқылы берілді, одан өтетін жұмыс сұйықтық шығыны берілген сигнал қуаттылығына тура тәуелді. Гидротаратқыштан сұйықтық гидроцилиндрдің Ц сол жақ қуысына бағытталады, ал гидроцилиндрдің Ц оң жақ қуысынан ығыстырылатын сұйықтық B гидросызығы арқылы гидротаратқышқа беріледі. Мұнда сұйықтық екінші дроссельдеуші саңылау 4 арқылы өтіп, T гидросызығы арқылы ағызуға жіберіледі.

ЭМ2 электромагнитіне басқарушы сигнал берілген жағдайда да гидротаратқыш жоғарыда аталған шарттар бойынша жұмыс істейді. Мұндағы айырмашылық бұл золотниктің солға қарай жылжуы екенін көре аламыз.

Әдетте басқару жүйелерінде басқарушы сигналдардың бірі ЭМ1 немесе ЭМ2 электромагниттеріне жіберілсе, біреуі оң, ал

басқасы теріс деп қабылдананды. Осылайша, гидротаратқыш-басқарушы сигналының таңбасына қарай гидроцилиндр поршені жұмысына қажетті бағыт беруді, ал басқарушы сигнал қуаттылығына сәйкес оған қажет қозғалыс жылдамдығын қамтамсыз етеді.

Тарауда бағыттаушы гидротаратқыштар үшін қолданылатын шартты белгілеулердің негізгі ережелері дроссельдеуші гидротаратқыштарға да ортақ болып келеді. Құрылымдық сұлбаларда дроссельдеуші гидротаратқыштың шартты белгілеулеріне екі параллельді сызықтың болуы тән (белгілеудің үсті мен асты) (13.8, в сур. қараңыз). Сонымен қатар, белгілеудегі шаршылар гидравликалық таратқыштың әдеттегі орналасуына сәйкес болып келеді.

Золотникті гидротаратқыштардың негізгі артықшылықтары бұл олардың көлем аздығы мен өс күштерінен босатылғаны, ол болса өз кезегінде золотникті басқаруға қажет күш салуды едәуір азайтады.

Дроссельді гидравликалық таратқыштардың елеулі жетімсіздігі бұл золотник пен қораптың арасындағы саңылаулардың кірлену мүмкіндігі. Сондықтан-да, автоматты басқару жүйесінде аталған жәйтті болдырмау үшін золотниктерге жоғары жиіліктегі (50 Гц астам) және амплитудасы кішігірім (10... 100 мкм) бұрылу және қайтымды ілгерілеме тербелістер шамаларын тағайындайды. Жоғарыда келтірілген шарттарды орындау механикалық дірілдеткішпен немесе электромеханикалық құралдармен қамсыздандырылады.

Золотниктілерден басқа, дроссельді гидравликалық таратқыштарға ағынды гидравликалық таратқыштар жатады. Мұндай гидравликалық таратқыштар көп сатылы басқарумен жабдықталған гидравликалық таратқыштарда гидравликалық басқарудың алдын ала сатысы ретінде жиі пайдаланылады.

14.4. Гидроаккумуляторлар

Гидроаккумулятор – қысымы бар жұмыстық сұйықтық энергиясын осы энергияны кейін гидрожүйеге қайтару үшін аккумуляциялайтын құрылғы.

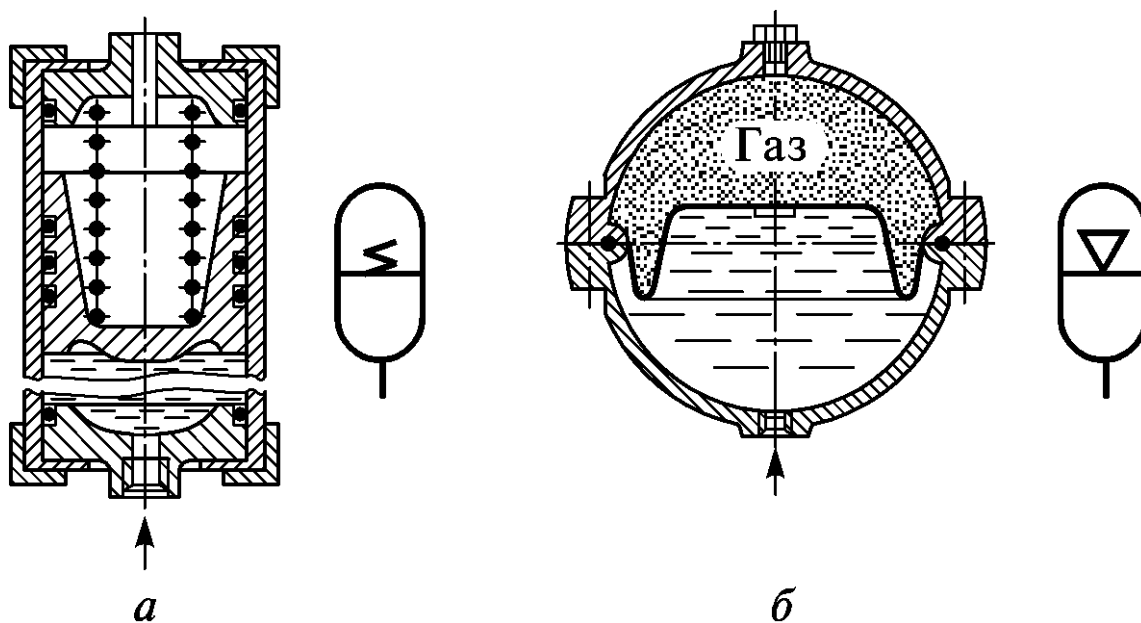
Гидроаккумуляторлардың басты мақсаты паузалар кезінде немесе ол аз тұтынылған кезде жұмыстық сұйықтық энергиясын жинақтау болып табылады. Гидроаккумуляторлады қолдану жұмыстық көлемдері аз сорғыларды пайдалануға мүмкіндік береді. Оған қоса, гидроаккумуляторлар қысым тербелістерін сөндірушілер ретінде қолданылады.

Шартты белгілеулер золотникті, кранды және клапанды гидротаратқыштар үшін бірдей, яғни олар тиекті-басқарушы элементтердің конструкциясын бейнелемейді.

Гидротаратқыштардың графикалық белгілеулерінен басқа олардың сандық анықтамалары да бөлшек түрінде келтіріледі: алымда гидротаратқышқа жалғанған сыртқы гидросызықтардың саны көрсетілсе, ал бөлгіште - оның жұмыстық (сипаттамалық) позициялар саны жазылады. Мысалы, үшпозициялы төртсызықты гидротаратқыш 4/3 бөлшек санмен белгіленеді (14.4, г суретін қараңыз).

Бағыттаушы гидротаратқыштардағы тиекті-басқарушы элементтер (золотник, кран, клапан) "толық ашық" немесе "толық жабық" сияқты қағидасы бойынша әрдайым белгіленген позицияларда орналасады. Сондықтан-да бағыттаушы гидротаратқыш одан өтетін жұмыс сұйықтығының қысымына және шығынына мүлдем әсер етпейді десе де болады.

14.4, а суретінде 4/3 типті ПГ74-24М қолмен басқарылатын гидротаратқыштың құрылымдық сұлбасы көрсетілген. Таратқыш қораптан 7, цилиндрлі золотниктен 8, өсі 3 мен саусағы 2 бар тұтқыштан 4, қақпашадан 1 мен 9 және тығыздағыштардан құралған. Қораптың 8 орталық саңылауында T_1 , А, Р, В және T_2 қуыстарын жасаушы 5 сақиналық жонып өндеу орындалған, олар өз кезегінде кіріс саңылауларымен каналдар арқылы жалғасқан.



14.4 сурет. Гидравликалық аккумуляторлар және олардың шартты бейнелері:

а – серіппелі; б - пневматикалық

T1 және T2 қуыстары (ағызушы) Д каналымен жалғасқан. Қораптың 7 орталық саңылауында орналасқан золотник 8 үш цилиндрлі белдемшеден тұрады, олар қораптың сәйкес цилиндрлік жонып өндеулерді жабады.

14.5. Жұмыстық сұйықтық салқындатқыштары

Жұмыстық сұйықтық салқындатқыштары дегеніміз жұмыстық сұйықтық күйінің (кондициясының) қажетті сапалық көрсеткіштерін алуға арналған құрылғылар болып табылады. Гидравликалық жетектерде салқындатқыштардың екі түрі қолданылады: қатты бөлшектерді ажыратқыштар және жылу алмастырғыштар.

14.5.1. Қатты бөлшектерді ажыратқыштар

Қатты бөлшектерді ажыратқыштар – жұмыстық сұйықтықты ластаушы қалдықтардан тазалауға арналған құрылғы.

Сұйықтықтағы ластанулар тозу немесе гидромашиналар мен гидроаппараттардың бөлшектерінің қышқылдануы нәтижесінде туындайды.

Позициялар саны сәйкесінше шаршылар (тік төртбұрыш) сандарымен бейнеленеді. Қималар бағыттаушысы бар түзу сызықтармен бейнеленген, бағыттаушылар әр позициядағы жұмыс сұйықтығының бағытарын көрсетеді, ал қималар тоғысқан жерді нүктелермен белгіленген; жабық қиманы көлденең сызықшасы бар тұйық сызықпен белгілейді. Сыртқы гидросызықтарды тек бастапқы позицияға жеткізеді. Таратқышты басқару тәсілі таратқыш бүйіржағына жалғасқан белгілер түрінде көрсетілген.

Сүзгі – бұл қатты бөлшектерді ажыратқыш, онда жұмыстық сұйықтықтың тазаруы ол сүзгілеуші элемент арқылы өткен кезде (сүзгі элементі) жүреді. Сүзгілеуші элементтің құрылымына байланысты саңылаулы, торлы және бұлдыр сүзгілерді ажыратады.

Гидротаратқыштар бағыттаушы және дроссельдеуші болып бөлінеді.

Бағыттаушы гидротаратқыштар деп – қосуға, тоқтатуға, сұйықтың ағысын екі не оданда көп гидросызықтарға сәйкесінше бөліп басқаруды қамтамасыз ететін гидротаратқышты айтады.

Гидротаратқыштар келесідей топшалаынады:

тиекті-басқарушы элемент конструкциясы бойынша - золотникті, кранды және клапанды;

сыртқы гидросызықтар саны бойынша - екісызықты, үшсызықты және т.б.;

тиекті-басқарушы элементтің өзіндік саны бойынша - екіпозициялы, үшпозициялы және т.б.;

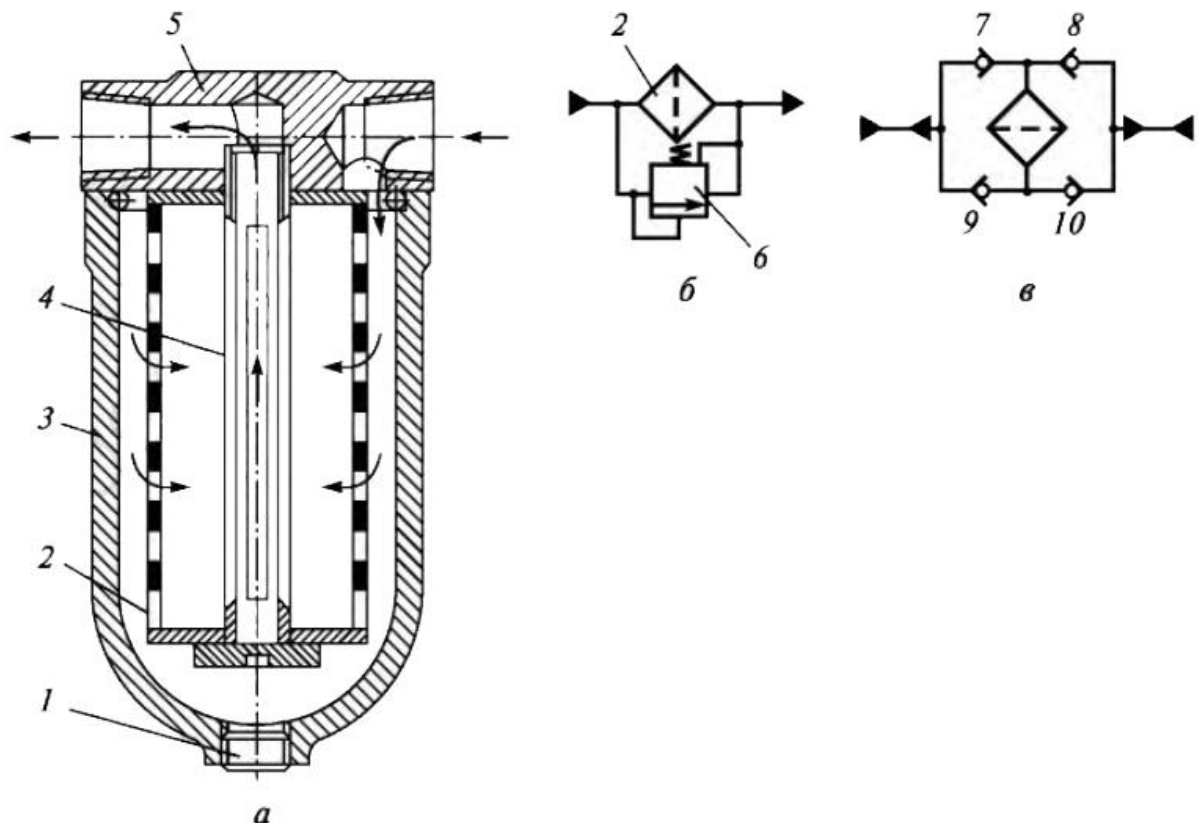
басқару түріне байланысты - қолмен, электрлі, гидравликалық, механикалық таратқыштар болып;

тиекті-басқарушы элементтер саны бойынша - бірсатылы, екісатылы және т.б.;

Гидротаратқыштың шартты белгіленуінде (13.6 сурет) оның позициялар саны (I, II), таратқышқа жалғанатын сыртқы гидросызықтары (А, В, Р, Т), олардың қосылуы сондай-ақ басқару тәсілі (2.871 68 МС) кескінделген.

Позициялар саны сәйкесінше шаршылар (тік төртбұрыш) сандарымен бейнеленеді. Қималар бағыттаушысы бар түзу сызықтармен бейнеленген, бағыттаушылар әр позициядағы жұмыс сұйықтығының бағытарын көрсетеді, ал қималар тоғысқан жерді нүктелермен белгіленген; жабық қиманы көлденең сызықшасы бар тұйық сызықпен белгілейді. Сыртқы гидросызықтарды тек бастапқы позицияға жеткізеді. Таратқышты басқару тәсілі таратқыш бүйіржағына жалғасқан белгілер түрінде көрсетілген.

Гидротаратқыш жұмысын қандай да бір жұмыс позициясында елестету үшін, байланыс сызықтарын алдыңғы қалпында қалдыра отырып, ойша бастапқы позициядағы шаршының орнына сол позицияға сәйкес шаршыны жылжыту қажет. Осылайша жұмыс сұйықтығы ағынының шынайы бағыттарын осы шаршы ішіндегі бағыттауыштар көрсететін болады.



14.5 сурет. Сүзгілер

а – типтік конструкция; б – қысымның құлау клапаны бар схема; в – кері клапандары бар схема; 1 – тығын; 2 – сүзгілеуші элемент; 3 – корпус стаканы; 4 – түтікшелі өзек; 5 – корпус қақпағы; 6 – қысымның құлау клапаны; 7...10 – кері клапандар.

Оған қоса, жұмыстық сұйықтық басқа да маңызды функцияларды орындайды: бөлшектердің үйкеліп жатқан бөлшектерінің майлануын қамтамасыз етеді, гидравликалық құрылғылардың элементтерінен жылу әкетеді, тозу өнімдерін және басқа да ластану бөлшектерін әкетеді, гидравликалық құрылғылардың бөлшектерін таттанудан қорғайды.

Жұмыстық сұйықтықтың аталған функциялары гидрожетектің жұмыс қабілеттілігін, оның сенімділігі мен гидравликалық құрылғылардың қызмет ету мерзімін арттыруды қамтамасыз етуде маңызды рөлге ие, сондықтан гидрожетекті пайдалану кезінде оның жұмыстық қасиеттерінің тұрақтылығын қамтамасыз ету қажет. Бұл қасиеттерге жұмыстық температуралар диапазоны, қоспалардың болуы, қозғалыс жылдамдығы, қысым және т.б. әсер етеді. Мысалы, гидрожетектердегі жұмыстық сұйықтықтардың температурасы -60°C -тан $+90^{\circ}\text{C}$ -қа дейін ауытқуы

мүмкін, дроссельдеу кезіндегі сұйықтық жылдамдығы 50 м/с дейін жетеді, ал қысым – 32 МПа және одан асады.

Гидрожетектерде пайдаланылатын жұмыстық сұйықтықтарды төрт түрге бөледі: мұнай, синтетикалық, су полимерлі және эмульсиялық.

Мұнай сұйықтықтарын мұнайдан қарапайым өңдеу әдістерімен алады. Олар температуралық диапазонның салыстырмалы жоғары шегіне ие. Гидрожүйелерде көбінесе келесі жұмыстық сұйықтықтар жиі қолданылады (МЕМСТ 26191-84): гидравликалық бірыңғай май – МГЕ-10А; авиациялық гидравликалық май АМГ-10; барлық мерзімдік гидравликалық май ВМГЗ және т.б.

Синтетикалық сұйықтықтар – негізін химиялық реакциялар нәтижесінде алынған өнімдер құрайтын сұйықтықтар (диэфирлер, силоксандар, фосфаттар және т.б.). Негізінен, олар жанбайды, қышқылдануға тұрақты, қату температурасы төмен, ұзақ мерзімдік жұмыс мерзімінде және кең температуралар диапазонында тұтқырлық сипаттамаларының тұрақтылығына ие. Алайда, синтетикалық сұйықтықтардың әрқайсысы қандай да бір кемшілікке ие (резиналы нығыздауыштармен сәйкессіздік, жоғары ағындылық, нашар майлаушы қабілет, улылық және т.б.).

Су полимерлі ерітінділер – әр түрлі полимерлердің сулық ерітіндісі болып табылатын жұмыстық сұйықтықтар (құрамында 35%-ға дейін су болады). Осылайша, ПГВ (МЕМСТ 25821-83) сұйықтығы әр түрлі тұнбалар қосылған глицерин мен полиэтиленгликольдың сулы ерітіндісі болып табылады. Ол улы емес, көптеген конструкциялық материалдарға инертті (оның ішінде, резиналық нығыздауыштарға).

Эмульсиялық жұмыстық ерітінділерді су-майлы және май-сулы деп ажыратады. Су-майлы эмульсиялар – бұл «судағы май» типті эмульсия, ол су мен мұнай сұйықтықтарының қоспасы болып табылады (бірақ 20%-дан аспайды). Оларды өрт қауіпсіз жағдайда және жұмыстық сұйықтықтың көп мөлшерін пайдалану шартымен гидрожетектерде қолданады. Су-майлы эмульсияның кемшілігі: нашар майлаушы қабілет, жұмыстық температуралардың шағын диапазоны (5-55⁰С дейін). Май-сулы эмульсиялар – «майдағы су» типті эмульсия, ол су мен мұнай сұйықтықтарының қоспасы болып табылады (бірақ 40%-дан аспайды).

Гидрожетектерде қолданылатын жұмыстық сұйықтықтар көптеген пайдалану қасиеттерімен және көрсеткіштерімен сипатталады. Жұмыстық сұйықтықтардың бұл қасиеттері бірдей бағалы емес, сондықтан таңдау кезінде олардың ең маңыздыларына назар аудару керек. Оларға бірінші кезекте тұтқырлық, тұтану температурасы, қату температурасы және қышқылдану жатады.

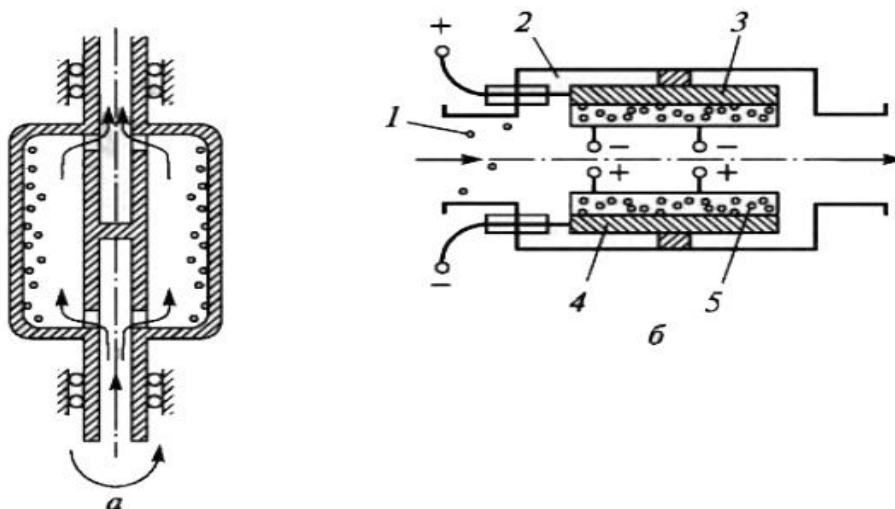
Жұмыстық сұйықтықтың тұтқырлығы оның температурасына тәуелді (1.3.2. тарауды қараңыз). Тұтқырлығы аз жұмыстық сұйықтық пайдаланылған кезде, гидрожүйелер мен басқа гидравликалық құрылғылардағы сыртқы және ішкі ағыстар артады, майлаушы қасиет төмендейді. Сонымен қатар, таңдалған сұйықтықтың тұтқырлығы қаншалықты көп болса, құбыр желілеріндегі жоғалтулар да соншалықты көп болады.

$$S = \frac{Q}{q\Delta p} \nu \rho.$$

Барынша жиі қолданылатын материалдар үшін q келесі мәндерін қабылдауға болады: қалың металл тор – 0,05 л/см², мақта-матадан жасалған тор – 0,09 л/см², қалыңдығы 10 мм жұмсақ зығыр – 0,015 л/см²; саңылау 0,08 мм пластиналы сүзгі – 0,08 л/см².

Сепараторлар – бұл қатты бөлшектердің ажыратқыштары, онда жұмыстық сұйықтықтың тазалануы қандай да бір күштердің әсерінен болады. Өрекет етуші күштің физикалық табиғатына байланысты сепараторлар магниттік, ортадан тепкіш, электростатикалық болып бөлінеді.

Тұтану температурасы дегеніміз сұйықтық булары сынақ кезінде (ашық тигльде) жалыннан қысқа мерзімдік тұтануы жүретін минималды температура болып табылады. Тұтану температурасы сұйықтық буларының ауамен қоспасының өрт- және жарылыс қаупін сипаттайтын көрсеткіш болып табылады. Тұтқырлығы аз сұйықтықтардың тұтану температурасы да төмен. Гидрожетек жұмыс істеп тұрған кезде жұмыстық сұйықтықты қыздырудың максималды температурасы тұтану температурасынан 10...15⁰С төмен болуы керек.



Сурет 14.6. Сепараторлар:

а – ортадан тепкіш; б – электростатикалық; 1 – ластану бөлшегі; 2 – корпус; 3, 4 – электродтар; 5 – бұлдырлы пластина

Дөңгелек өту қимасының құбырлары мен арналары үшін бұл қиманың диаметрі экономикалық тиімді және технологиялық жарамды жұмыстық сұйықтық жылдамдығымен анықталады.

Қабырғаның есептік қалыңдығы δ аз болса, онда сыртқы механикалық бүліністердің мүмкіндігін ескере отырып, оны түсті металлдар үшін 0,8...1 мм кем емес және болат үшін 0,5 мм таңдау керек.

Гидрожетектерде гидрожелілерді монтаждайтын құбыр желілерін конструкциясы бойынша қатты және икемді деп бөлуге болады.

Қатты құбыр желілеріне салқын тартылған жіксіз болат құбырлардан немесе түсті металл – жез бен алюминийден жасалған құбыр желілері жатады. Қатты құбыр желілерінің қосылыстары жалғастырушы арматура деп аталатын арнайы бөлшектердің көмегімен жүргізіледі.

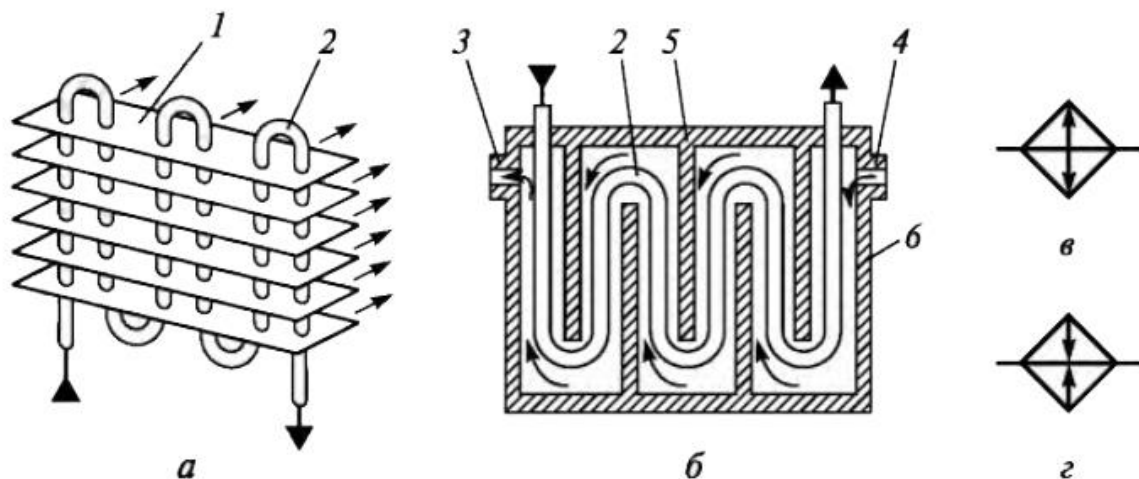
Құбырларды (дәнекерлеу) жапсарлау (14.3 а сурет) машина жасауда сирек, тек демонтажға жатпайтын құбыр желілері үшін қолданылады. Дәнекерлеу (жапсарлау) кезінде 1 өтпелі тығындар 2 пайдаланылады.

14.5.2. Жылу алмастырғыштар

Жылу алмастырғыштар – жұмыстық сұйықтықтың берілген температурасын қамтамасыз етуге арналған құрылғылар. Жылу алмастырғыштар сұйықтық қыздырғыштары мен суытқыштарына бөлінеді.

Гидрожелілерде негізінен жұмыстық сұйықтықтың суылтылуы қажет болады, ол жұмыс үрдісінде қызады, ол оның пайдалану қасиеттерінің нашарлауына алып келеді. Гидрожүйелердің көпшілігі үшін жұмыстық сұйықтық температурасы (минералдық майлар) 70...80°C-тан аспауы керек.

Егер гидрожетектегі жылу бөлінісі табиғи жылу берілісінен асып түссе, оған *салқындатқыш* орнатады.



Сурет 14.7. Жылу алмастырғыштар.

а – ауа радиаторы; б – су радиаторы; в, г – салқындатқыш пен қыздырғыштың шартты белгілері; 1 – қабырға; 2 – құбыр; 3, 4 – кіріс және шығыс штуцерлер; 5 – қалқанша; 6 – корпус

Шыр айналдырылатын жалғастыру (14.7 б сурет) диаметрі 30...35 мм құрайтын және түсті металдан немесе болаттан жасалған құбырларға қолданылады. Құбырлар 1 өтпемен 4 ниппель 3 және салмалы бұрандалардың 5 көмегімен жалғастырылады. Шыр айналдырылатын қосылыстар қарапайымдылығымен ерекшеленеді, бірақ ол қысым 30 МПа-дан аспаған кезде қолданылуы мүмкін және материал қатаю және құбырдың шыр айналдырылған бөлігін бұзу себебінен қайта монтаждау мүмкіндіктерінің шектеулі санына ие.

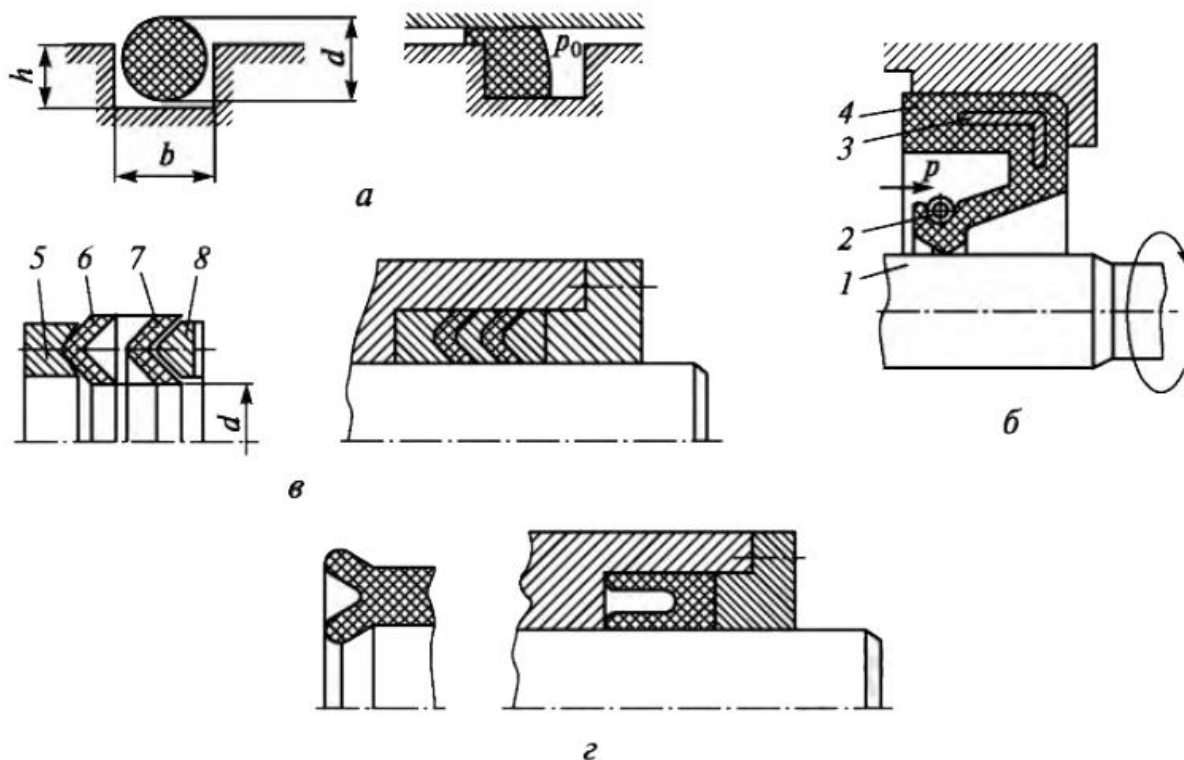
Ішкі конус бойынша қосылыс (14.7 в сурет) гидрожелілердің жиі демонтажы қажет болған кезде 40 МПа жұмыстық қысымы бар гидрожүйелердің 1 құбырларында қолданылады. Бұл қосылыстың ауа өткізбеушілігі салмалы бұранданың 5 көмегімен штуцердің конус тәріздес бетімен 6 шар тәріздес ниппель 7 байланысымен қамтамасыз етіледі. Ішкі конус бойынша қосылыстарға арналған арматура типі мен өлшемдері МЕМСТ 16039-70...16078-70 көрсетілген.

14.6. Тығыздаушы құрылғылар

Тығыздаушы құрылғылар гидравликалық қосылыстардың ауа өткізбеушілігін сұйықтықтың қосылыстардағы саңылаулар арқылы ағып кетуін болдырмау немесе азайту мақсатымен қамтамасыз етуге, сондай-ақ жұмыстық сұйықтықты оған қатты бөлшектердің, ылғалдың және ауаның түсіп кетуінен қорғауға арналған. Соқтығысатын сақиналары бар қосылыстарға арналған арматура түрлері мен өлшемдері МЕМСТ 15763 – 75, МЕМСТ 23358 – 78 және т.б. келтірілді.

Құбыр желілерінің фланецті қосылыстары (14.1 д сурет) диаметрі 40 мм жоғары болат құбырларына арналып қосылады, осы ретте төмен қысымдар үшін фланец 9 құбырмен 1 бұрама көмегімен байланысады, ал жоғарылар үшін –дәнекерлеумен. Фланецтерді тығыздау негізінен жұмсақ металл төсемелердің 10 (жез немесе алюминий) немесе резиналы сақиналардың көмегімен жүргізіледі. Осы қосылыстың фланецтері мен арматурасының түрлері МЕМСТ 12815-80 көрсетілген.

Икемді құбыр желілері машиналардың қозғалмалы бөліктерінде орналасқан гидрожетектердің элементтерін қосуға пайдаланады. Осы ретте гидрожетек элементтерінің бір-біріне қатысты қозғалуы мүмкін. Икемді құбыр желісі ретінде негізінен резиналық тоқымалы шлангты қолданады, олар жоғары қысымды түтіктер (ЖҚТ) деп аталады. Түтіктердің ішкі резиналы қабаты бар, одан кейін мақта-мата қабаты, металл орама мен сыртқы резина қабаты бар, олар түтіктерді бұзылудан сақтайды.



Сурет 14.8. Тығыздауыштар (еркін және орнатылған қалыпта)

а – радиалды сақина; б – резиналы армирленген манжета; в – шевронды резина мақталы тығыздауыштар; г – резиналы манжета; 1 – білік; 2 – серіппе; 3 – металл қаңқа; 4 – корпус; 5 – сығу сақинасы; 6,7 – шеврон манжета; 8 – тірек сақинасы.

Бұл жағдайды келесідей қолданады. Гидротрансформатордың құрылымына еркін жүрістегі жалғастырғышты М (17.3, а суретін қараңыз) енгізеді. Реактордағы айналмалы моменттің оң мағынасында ол реактивті дөңгелектің қозғалыссыздығын (стопорит) қамтамасыз етеді. Реакторда момент бағыты өзгерген кезде (бұл момент озба жалғастырғышқа М да әсер етеді) ол сұйықтық ағынымен бірге еркін қозғала бастаған реакторды босатады. Осы кезде гидротрансформатор гидрожалғастырушыға айналады, себебі бұл жағдайда онда қозғалыссыз реактивті дөңгелек болмайды. Гидротрансформатор мен гидрожалғастырғыштың қос қызметін атқаратын құрылғыны кешенді гидротрансформатор деп атайды.

$0 < i < i^*$ болғандағы кешенді гидротрансформатордың сипаттамасы қарапайым гидротрансформатордың сипаттамасына сәйкес келеді, яғни ПӘК-тің сызбалық тәуелділігі 0BC сызығы болып табылады (17.4, б суретін қараңыз). $i > i^*$ болғанда кешенді гидротрансформатордың сипаттамасы гидрожалғастырғыштың сипаттамасына сәйкес келеді, CEF сызығы ПӘК-тің тәуелділігі болып табылады. Осылайша, кешенді гидротрансформатордың ПӘК-і бойымен өзгереді және қарапайым гидротрансформатормен салыстырғанда үлкен беріліс қатынастары тұсында аса жоғары мағынаға ие болады.

Т а р а у 15

КӨЛЕМДІ ГИДРОЖЕТЕКТЕР

15.1. Гидродинамикалық ұқсастық негіздері

11.3 тарауда реттелетін гидрожетек реттелмейтін гидрожетекке қарағанда шығыс буынның қозғалыс жылдамдығын өзгертуге мүмкіндік береді. Техникада қолданылатын гидрожетектер жұмыстың берілген параметрлерін қамтамасыз етуі керек, оның ішінде шығыс буындардың

жылдамдықтары қамтамасыз етілуі тиіс, сондықтан көптеген заманауи гидрожетектер реттелетін болып табылады.

Гидромеханикадағы қолданбалы мәселелерді шешу кезінде физикалық үдерістерді модельдеу әдістері кең қолданылады. Бұл әдістердің мәні нақты гидравликалық жүйені есептеу кезінде бұрын басқа гидрожүйелерде осындай үдерістерді зерттеу (немесе эксперименталдық зерттеу) кезінде алынған заңдылықтар пайдаланылады.

Бұл жағдайда ендігі белгілі (ұқсас) шешімдерді пайдалану есебінен көптеген практикалық мәселелердің шешімі біршама жеңілдейді.

Оған қоса, модельдеу әдістерінің көмегімен нақты құрылғының немесе құрылыстың жұмысын лабораториялық жағдайда біршама кіші өлшемде жасалған модельдерде зерттеу өткізуге болады. Бұл лабораториялық жағдайда зерттелетін нысанның кемшіліктерін анықтауға және оның құрылымына түзетулер енгізуге мүмкіндік береді. Лабораториялық модельдеу жаңа машиналар мен құрылыстарды әзірлеу кезінде қаражатты біршама үнемдеуге мүмкіндік береді.

Модельдеу әдістерінің тиімділігі көп жағдайда ұқсас физикалық үдерісті (ұқсас модельді) таңдаудың дұрыстылығымен анықталады, яғни қандай құбылыстар және қандай жағдайларда ұқсас, қандайлары ұқсас емес екендігі туралы мәселені шешу:

- 1) құбыр желілері мен гидротаратушылардағы жоғалтуларды ескермейміз;
- 2) гидромашиналардың пайдалы әрекет коэффициенттерін бірге тең деп аламыз.

15.2. Дроссельдік реттелімі бар гидрожетектер

Шығыс буыны қозғалысының жылдамдығын реттеудің дроссельдік тәсілі реттелмейтін гидромашиналары бар гидрожетектерде қолданылады. Екі үдерістің ұқсастық дәрежесін бағалау үшін гидромеханикада ұқсастық критерийлерін – теориялық түрде алынған, бірақ қолдану заңдылығы практика жүзінде дәлелденген өлшемдер (көбінесе өлшемсіз) пайдаланады. Аталған тарау осындай ұқсастық критерийлерін таңдауға және оларды әр түрлі практикалық мәселелерді шешу кезінде қолданудың мақсаттылығын талдауға арналады. Мысалы, суретте көрсетілген I және II ағындарының гидродинамикалық ұқсастығын толық сақтау үшін ұқсастықтың үш жеке түрін қамтамасыз ету керек: геометриялық, кинематикалық және динамикалық, осы ретте салыстырылатын ағындардың барлық ұқсас қималарында орындалуы тиіс. Геометриялық ұқсастық ұқсас нүктелердегі геометриялық өлшемдердің ұқсастығын білдіреді, яғни I ағындағы кез келген өлшемнің II ағындағы ұқсас өлшемге қатынасы, ол өлшемдер масштабы деп аталады және тұрақты болуы керек.

15.2.1. Гидродроссель қатар қосулы тұрған кезде жылдамдығы дроссельдік реттелетін гидрожетек

15.1 а суретте гидрожетектің қағидаттық схемасы келтірілген, онда шығыс буын қозғалысының жылдамдығын реттеу (гидроцилиндр штогы 4) өту қимасының ауданын $S_{др}$, реттелетін дроссельді 5 өзгерту арқылы жасалады. Гидравликада геометриялық ұқсастық дегеніміз сұйықтық қозғалатын арналардың ұқсастығы болып табылады, оның ішінде олардың көкжиекке қатысты орналасуы жатады.

Сондықтан, екі ағынның геометриялық ұқсастығы екі арнаның өлшемдерін салыстыру арқылы біршама жеңіл тексерілуі мүмкін.

$$Q_r = Q_H - Q_{др} \quad (15.1)$$

мұндағы, Q_H - сорғы берілісі.

Шығын Q_H шығын коэффициенті μ кезінде (6.7) формуламен анықталады:

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}. \quad (15.2)$$

Динамикалық ұқсастықты бағалау кезінде қандай да бір нақты күштің $F_{ин}$ -ке қатынасын табады. Егер екі ағын үшін алынған қатынастар бірдей болса, ағындар динамикалық ұқсас болып есептеледі.

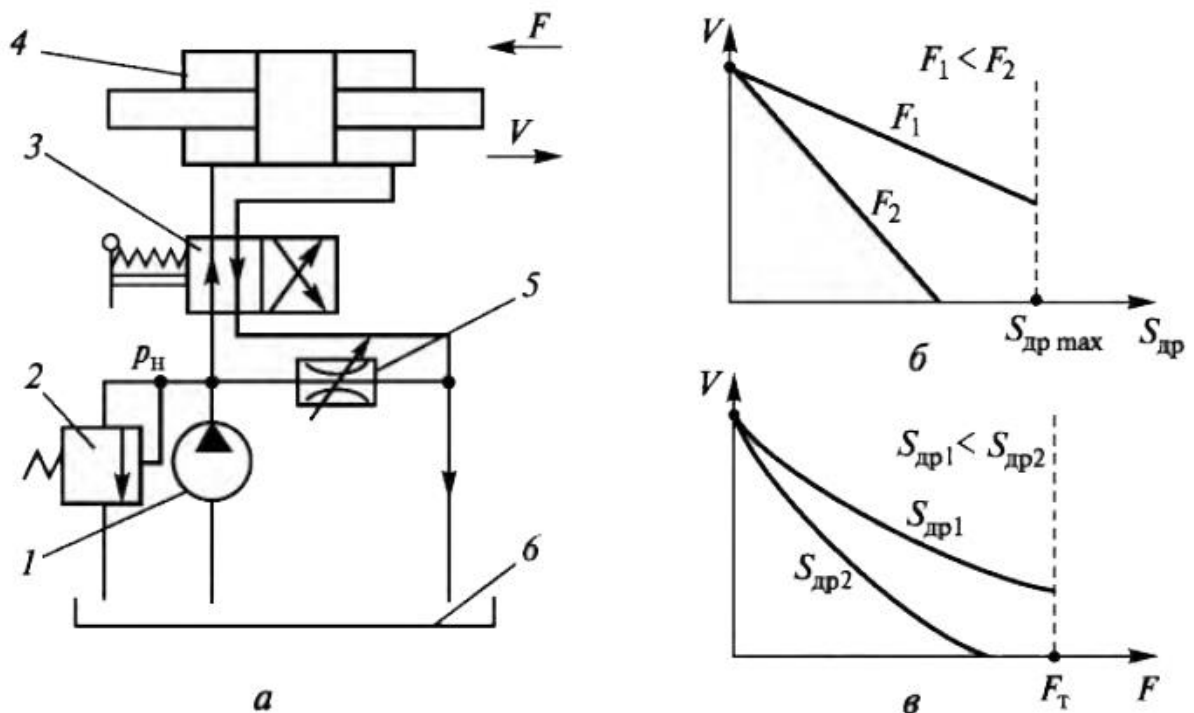
$$\Delta p_{др} = \Delta p_r = \frac{F}{S_{II}}.$$

Сәйкесінше, гидроцилиндр поршенінің (шток) қозғалыс жылдамдығы:

$$V = \frac{Q_r}{S_{II}} = \frac{1}{S_{II}} \left(Q_H - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F}{S_{II}}} \right). \quad (15.3)$$

Гидравликада геометриялық ұқсастық дегеніміз сұйықтық қозғалатын арналардың ұқсастығы болып табылады, оның ішінде олардың көкжиекке қатысты орналасуы жатады. Сондықтан, екі ағынның геометриялық ұқсастығы екі арнаның өлшемдерін салыстыру арқылы біршама жеңіл тексерілуі мүмкін.

Кинематикалық ұқсастық дегеніміз ұқсас нүктелердегі жылдамдықтардың ұқсастығы, яғни бірінші ағындағы кез келген жылдамдықтың екінші ағындағы ұқсас жылдамдыққа қатынасы, ол жылдамдық масштабы деп аталады, ол тұрақты өлшем болуы тиіс:



15.1. сурет. Дроссель параллель қосылған гидрожетек схемасы (а); реттеуіш (б) және жүктеуіш (в) сипаттамалар:

1 – сорғы, 2 – сақтандыру клапаны, 3 – гидроүлестіргіш; 4 – гидроцилиндр; 5 – гидродроссель; 6 – бак

Ағындардың кинематикалық ұқсастығын бағалауға болатын критерийді (немесе белгіні) таңдау үшін екі геометриялық ұқсас ағынды қарастырайық (15.1 суретті қараңыз). Олар кинематикалық ұқсас болсын. Онда I ағынның 1-1 қимасында жылдамдықтардың таралу эпюрасы II ағындағы 1-1 қимадағы жылдамдықтардың таралуын қайталайды. Шынында, бұл эпюралар тек өлшемі бойынша ғана өзгешеленеді, себебі I ағындағы кез келген жылдамдық II ағындағыға қарағанда k_v есе үлкен, яғни 1-1 екі ағындағы қималардың жылдамдық таралу заңдары бірдей. Дәл

осы 2-2 қималары үшін де әділ болады, олар 15.1 суретте бейнеленген, және осы ағындардағы кез келген басқа қималар үшін әділ болады. Осылайша, екі геометриялық ұқсас ағындардың кинематикалық ұқсастық белгісі ұқсас қималарда жылдамдықтың таралуының бірдей заңдары бола алады.

Динамикалық ұқсастық ұқсас нүктелерде әрекет ететін күштердің (өлшем мен бағыт бойынша) ұқсастығын білдіреді, яғни I ағындағы кез келген күштің II ағындағы ұқсас күшке қатынасы, ол күш масштабы деп аталады және тұрақты болуы керек.

15.2.2. Гидродроссель кезектесе қосылған кезде жылдамдығы дроссельдік реттелетін гидрожетек

Нақты сұйықтықтар ағындарында әр түрлі күштер әрекет етеді: қысым, үйкеліс, ауырлық және т.б. Барлық осы күштерді ұқсас нүктелерде салыстыру екі ағын үшін біршама күрделі мәселе болып табылады. сондықтан, динамикалық ұқсастықты бағалауды берілген ағында салыстыру күші ретінде қолданылатын күштердің бірімен әр түрлі күштерді салыстыра отырып жүргізеді. Мұндай күш ретінде инерция күшін $F_{ин}$ алады.

Динамикалық ұқсастықты бағалау кезінде қандай да бір нақты күштің $F_{ин}$ -ке қатынасын табады. Егер екі ағын үшін алынған қатынастар бірдей болса, ағындар динамикалық ұқсас болып есептеледі. Мұндай қатынастарды ұқсастық критерийлері (немесе сандары) деп атайды.

$$Q_r = Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}, \quad (15.4)$$

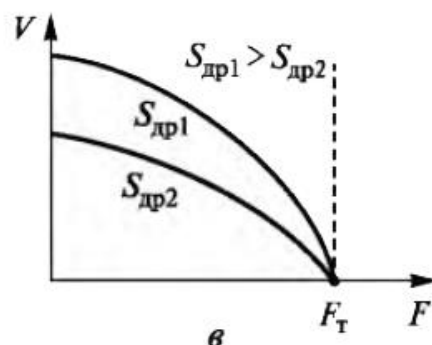
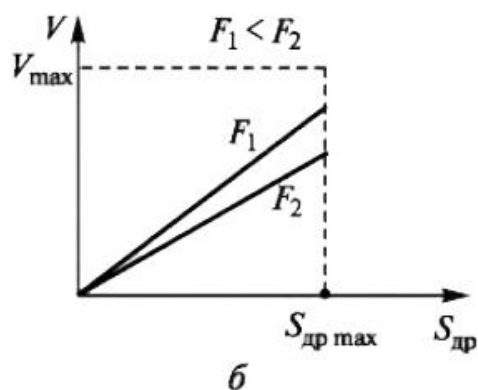
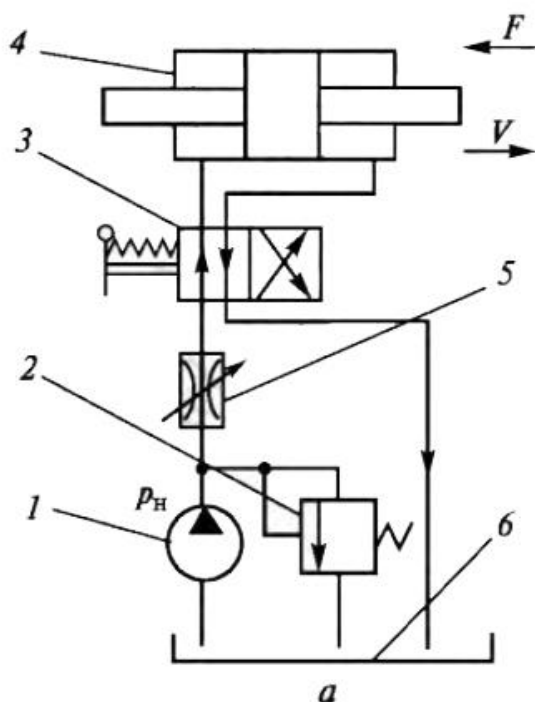
мұндағы $\Delta p_{др}$ - 5 гидродроссельдегі қысым құламасы.
Қабылданған рұқсаттарды ескере отырып,

$$\Delta p_{др} = p_n - \Delta p_r = p_n - \frac{F}{S_n}.$$

Алайда, бұл критерий кеңінен қолданылмайды, бірінші кезекте оны есептеу өте күрделі. Практикада ұқсастықтың жеке критерийлерін қолданады.

$$V = \frac{Q_r}{S_n} = \mu \frac{S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{F}{S_n} \right)}. \quad (15.5)$$

Олар Ньютон критерийі сияқты қағидамен есептеледі, түріндегі формулаға F_{Σ} жиынтық күшті емес, жеке күшті қояды, ол берілген ағында барынша маңызды (басым) орынға ие және ағысты анықтайды. Мұндай күштер ретінде қысым, ауырлық күші және т.б. пайдаланылуы мүмкін. бірақ, практика көрсеткендей, нақты сұйықтықтың күштік ағындары үшін барынша маңыздысы $F_{тр}$ үйкеліс күші болып табылады.



15.2 сурет. Дроссель параллель қосылған гидрожетек схемасы (а); реттеуіш (б) және жүктеуіш (в) сипаттамалар:

1 – сорғы, 2 – қуыс клапаны, 3 – гидроүлестіргіш; 4 – гидроцилиндр; 5 – гидродроссель; 6 – бак

Бұл күштер қолданылатын критерий Рейнольдс Re саны деп аталады. Бұл өлшемсіз параметрді инерция күшінің $F_{ин}$ үйкеліс күшіне $F_{тр}$ қатынасы ретінде анықтау қабылданған.

Осылайша, Рейнольдс саны Ньютон санының жекелеген жағдайы болып табылады, бірақ оны есептеген кезде кері қатынасты қолдану қабылданған (4.2). Қарастырылғаннан екі күштік ағын динамикалық ұқсас деген қорытынды жасауға болады, бұл ретте олардың ұқсас қималарындағы Рейнольдс сандары бірдей болуы тиіс. Осылайша, жеке ұқсастықтарды талдаудан күштік ағындардың толық гидродинамикалық ұқсастығын қамтамасыз ету үшін төмендегілер қажет екендігі шығады.

15.3. Көлемді (машиналық) реттелімі бар гидрожетек

Практика көрсеткендей, күштік ағындардың қималарындағы жылдамдықтардың таралу заңдары Рейнольдс санының мәнімен анықталады. Сондықтан, жоғарыда аталғанның барлығы Рейнольдс заңын қалыптастыруға мүмкіндік береді: екі геометриялық ұқсас күштік ағынның толық гидродинамикалық ұқсастығын қамтамасыз ету үшін осы ағындардың ұқсас қималарының кез келген жұбы үшін есептелген Рейнольдс санының теңдігі қажет.

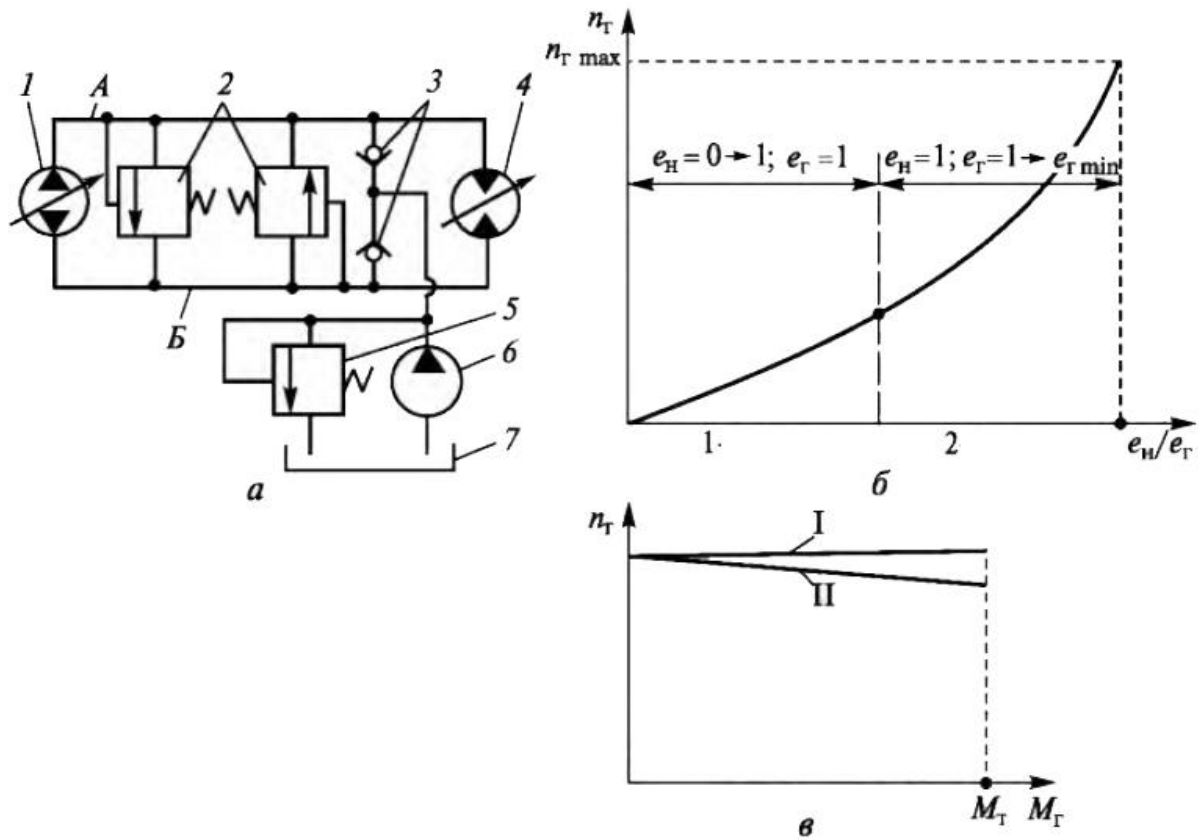
Рейнольдс Re критерийі немесе саны машина жасау гидрожүйелері үшін практикалық есептеулердің үлкен мәніне ие.

Рейнольдс санының физикалық мәнін анықтау үшін келесі тәжірибе қолданылуы мүмкін. Сұйықтық ағынына қозғалыс бағытына перпендикуляр түрде шексіз аз қалыңдықты пластинаны саламыз (15.3 а сурет). Осы пластинаға ағынның әсер ететін күшін $F_{ин}$ -ге пропорционал деп есептейміз. Кейін осы пластинаны осы ағынға, бірақ қозғалыс бағытына параллель түрде орнатамыз (15.3 б сурет). Бұл жағдайда пластинаға ағынның әсер ететін күшін $F_{тр}$ -ге пропорционал деп есептейміз. Осы күштерді формулаға қойып, Рейнольдс Re санына пропорционал өлшемді аламыз.

Практикалық есептеулерде Re қолдану үшін оны есептеуге арналған формуланы алайық. Ағын қозғалмайтын кедергіге әсер етуі мүмкін $F_{ин}$ инерция күшін сұйықтық тығыздығының ρ ,

шартты ауданның S және жылдамдық квадратының v^2 туындысына пропорционал екендігін ескеру керек:

$$e_n = \frac{W_n}{W_{n \max}} \text{ и } e_r = \frac{W_r}{W_{r \max}}$$



15.3 сурет. Дроссель параллель қосылған гидрожетек схемасы (а); реттеуіш (б) және жүктеуіш (в) сипаттамалар:

1 – сорғы, 2 – құю клапаны, 3 – гидроүлестіргіш; 4 – гидроцилиндр; 5 – гидродроссель; 6 – бак; 7 – гидробак

Тәуелділіктерді формулаға қою арқылы және пропорционалдық таңбасының орнына теңдік таңбасын қойып, математикалық түрлендірулерден кейін Рейнольдс санын есептеу қабылданған формуланы аламыз:

$$Q_n = W_n n_n = e_n W_{n \max} n_n; \quad Q_r = W_r n_r = e_r W_{r \max} n_r, \quad (15.6)$$

Үйкеліс күші жанама кернеулер τ мен шартты кеңістік ауданының S туындысына пропорционал:

$$Q_n = Q_r, \quad (15.7)$$

(15.7) және (15.6) ескере отырып,

$$n_r = \frac{e_n}{e_r} \frac{W_{n \max}}{W_{r \max}} n_n. \quad (15.8)$$

Дөңгелек емес қималы күштік ағындар үшін гидравликалық диаметр D_r ұғымын енгізеді. Ол мән ретінде ағын қимасының S ауданының осы қиманың Π периметріне қатынасын алады, ол

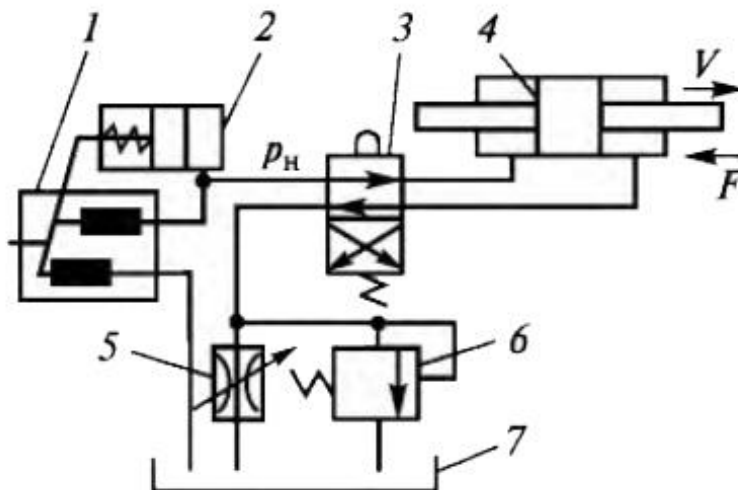
төрт есе үлкейтілген, яғни $D_r = 4S / \Pi$. (4.5) формулада геометриялық d диаметрінің орнына гидравликалық D_r диаметр қолданылады, яғни

$$M_r = \frac{1}{2\pi} W_{r\max} e_{r\min} \Delta p_{\max} \eta_{\text{гм}}, \quad (15.9)$$

Дөңгелек қима үшін геометриялық d диаметрі мен гидравликалық D_r диаметрі сай келетіндігін атап өту керек. Сұйықтың құбыр арқылы жергілікті ығысумен қозғалуын қарастырайық. Тар қимада 2-2 сұйықтың жылдамдығы v^2 жоғары болады және Бернулли теңдеуіне сәйкес (3.5 қосымша тарауды қараңыз), p_2 қысым төмендейді. p_1 қысымның артуы 1-1 бастапқы қимада шығынның артуына алып келеді, ол v^2 жылдамдығының одан әрі артуына алып келеді және p_2 қысым одан бетер төмендейді. Осы ретте соңғы өлшем $p_{\text{н.п}}$ қаныққан булар қысымының мәніне дейін жете алады.

15.4. Сұйықтың ағыс режимдері

Нақты сұйықтар ағындарын эксперименталдық зерттеу оларда жүретін үдерістер ағыстың сипатына (түріне) тікелей тәуелді екендігін көрсетеді. Гидравликада ағыстың екі қағидаттық әр түрлі түрін ажыратады: ламинар және турбулентті.



Сурет 15.4. Көлемдік-дрессельді реттелімі бар гидрожетек схемасы:

а – орнату; б – ламинарлық ағыс; в – турбуленттік ағыс; 1 – су құйылған резервуар; 2 – қосымша ыдыс; 3, 6 – крандар; 4 – түтікше; 5 – құбыр.

Осы ағыстардың сипатын зерттеу үшін 4.3 а суретте келтірілген қондырғы пайдаланылады. Ол су резервуарынан 1 тұрады, ол арқылы сұйықтық мөлдір материалдан жасалған құбыр 5 арқылы ағып шығады. Құбырдың ұшында сұйықтың шығынын өзгертуге арналған кран 6 орналасқан. Оған қоса, су резервуарында 1 бояу ерітіндісі бар қосымша ыдыс 2 монтаждalған, ол түтікше 4 арқылы құбырдағы 5 су ағынының ортасына қарай әкелінуі мүмкін. Бояу шығыны кранмен 3 реттеледі.

15.5. Дрессельдік реттелімі бар гидрожетектерде жылдамдықты тұрақтандыру тәсілдері

Кран 6 аздап ашық болған кезде құбырда 5 су ағысының төмен жылдамдығы қамтамасыз етіледі. Егер осы жағдайда кран 3 да ашық болса, су ағынында қозғалып тұрған бояу ағыншасын көруге болады (сур. 4.3 б). Ағыстың жылдамдығы аз болған кезде, ол негізгі ағынмен

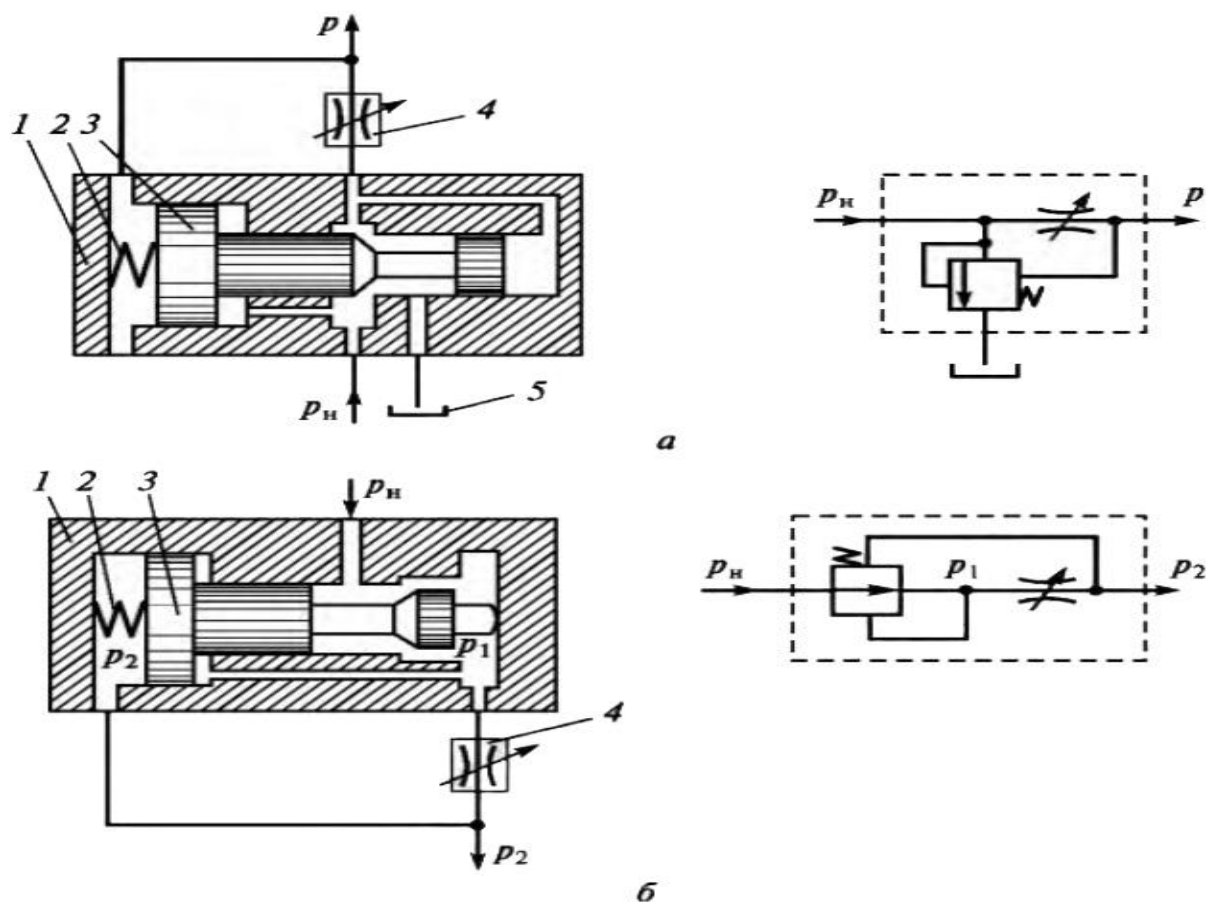
араласпайды. Ол судың көршілес ағыншалары да «өздігінен» қозғалатындығын, және бір бірімен араласпайтындығын білдіреді. Мұндай ағыс режимі *ламинарлық* деп аталады.

Ламинарлық режим кезінде сұйықтық араластырусыз жеке ағыстармен қозғалады, токтың барлық сызықтары ағын арнасының формасымен анықталады, және егер ол тұрақты қималы тік бұрышты болып табылса, ток сызықтары қабырғаларға параллель. Ламинарлық ағында көзге көрінетін құйын түзілістері жоқ, бірақ сұйықтық бөлшектерінің лезде айналу орталықтарының айналасында шексіз кішкентей (нүктелі) құйындар болады.

Егер кранның 6 ашылу дәрежесін біртіндеп ұлғайтса, онда сұйықтықтың ағыс жылдамдығы өсе бастайды және оның қандай да бір мәнінде бояудың ламинарлық ағыншасы құбырда 5 бұзыла бастайды (4.3 сурет, в). Мұндай жылдамдықты *критикалық* деп атау қабылданған ($v_{кр}$). Ағыншаның бұзылуы бояудың құйындалуымен және оның көршілес су қабаттарымен араласуымен сүйемелденеді. Егер сұйықтық шығынын ұлғайтуды жалғастырса, онда ағынша құбырдан 4 шыққан соң бірден бұзылады. Мұндай ағыс режимін *турбулентті* деп атайды.

Ағыстың турбуленттік режимінде сұйықтық ағыншаларының (қабаттарының) қарқынды араласуы жүреді және ірі және кіші құйындар түзіледі. Сұйықтықтың жекелеген бөлшектері хаос түрінде қозғалады, және олардың ешбірі екіншісінің траекториясын қайталамайды. Олар бойлық бағытта да, көлденең бағытта да орын ауыстырады. Сондықтан, турбуленттік ағыс кезінде жылдамдық пен қысым пульсденуші сипатқа ие.

Аталған ағыс режимдерінің әрбіреуі үшін өзінің ерекшеліктері мен заңдары (көбінесе айрықша) тән. Сондықтан, есептік жолмен әрбір нақты жағдайдағы ағыс режимін анықтай білу керек.



Сурет 15.5. Көлемдік-дроссельді реттелімі бар гидрожетек схемасы:

а – орнату; б – ламинарлық ағыс; в – турбуленттік ағыс; 1 – су құйылған резервуар; 2 – қосымша ыдыс; 3, 6 – крандар; 4- түтікше; 5 – құбыр.

Ағыс режимінің критерийі ретінде Рейнольдс Re саны пайдаланылады. Эксперимент нәтижелері дөңгелек құбырлардағы ламинарлық режимнің бұзылуы $Re = 2300$ тең болған кезде басталатындығын көрсетеді. Re мәнін Рейнольдстың критикалық саны деп атау қабылданған. Осылайша, $Re = 2300$ кезінде тұрақты ламинарлық ағыс болады.

Ламинарлық ағыс бұзылғаннан кейін тұрақты турбуленттік ағыс болмайтындығын естен шығармаған жөн. Тұрақты (дамыған) турбуленттік ағыс $Re = 4000$ болған кезде орнығады. Рейнольдс санының 2000-4000 аралығындағы диапазонын кейде өтпелі облыс деп атайды, ол кезде не тұрақты ламинарлық, не дамыған турбуленттік ағыс болуы мүмкін емес.

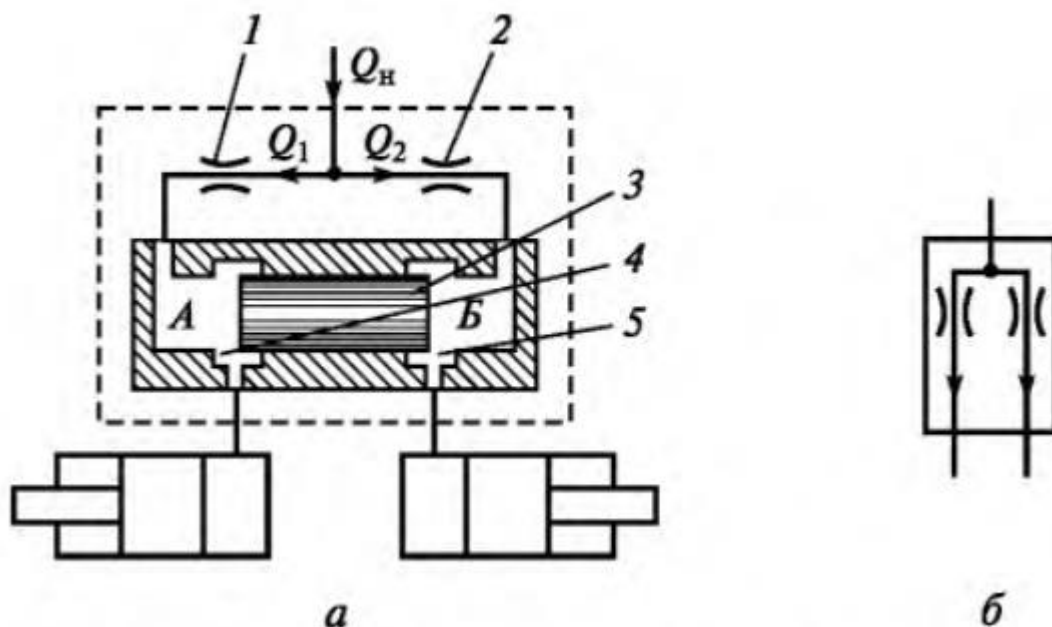
15.6. Бірнеше гидрокөзғалтқыштың шығыс буындарының қозғалысын үйлестіру жүйелері

Сондай-ақ сұйықтың құбырлардағы ағыс режимдеріне әсер ететін жанама факторлардың бар екендігін атап өту керек. Оларға ең алдымен құбырлар дірілін, жергілікті гидравликалық кедергілерді, шығын пульсациясын және т.б. жатқызуға болады. Олардың барлығы сұйықтың ағысының турбуленттік режимін түзуге септігін тигізеді.

Қорытынды ретінде практикада ламинарлық ағыстар тұтқыр сұйықтық ағындарында, әсіресе аздаған өтпе қималары бар құбырларда (арналарда) жиірек кездесетіндігін атап өту керек. Ол Рейнольдс санын есептеуге арналған (4.5) формуланы талдаудан шығады, себебі Re тұтқырлық артқан және диаметр кішірейген сайын төмендейді. Мұндай ағындар минералды және синтетикалық майларды қолданатын көптеген машина жасаушы гидрожүйелерге тән.

Турбуленттік ағыстар тұтқырлығы аз сұйықтықтардың ағындарында және өту қималары жоғары құбырларда кездеседі. Оларға гидравликалық жүйелердегі су немесе су негізді сұйықтықтарды, бензин, керосин, сондай-ақ әр түрлі газдарды айдауға арналған ағындар жатады.

Жоғарыда сұйықтық ағыстарының ламинарлық және турбуленттік режимдері қарастырылды, олар гидравликалық жүйелерде олар қалыпты пайдаланылған кезде болады. Бірақ, тамшылы сұйықтың агрегаттық күйі өзгеруі жүретін ағыстар бар – олардың бөлігі газ тәріздес күйге өтеді. Ол көптеген жағдайларда ортаның тегістілігінің бұзылуына алып келеді, және, осының салдарынан, гидравликалық жүйелердің қалыпты жұмысында ақаулар пайда болады.



Сурет 15.6. Көлемдік-дрессельді реттелімі бар гидрожетек схемасы:

а – орнату; б – ламинарлық ағыс; в – турбуленттік ағыс; 1 – су құйылған резервуар; 2 – қосымша ыдыс; 3, 6 – крандар; 4 – түтікше; 5 – құбыр.

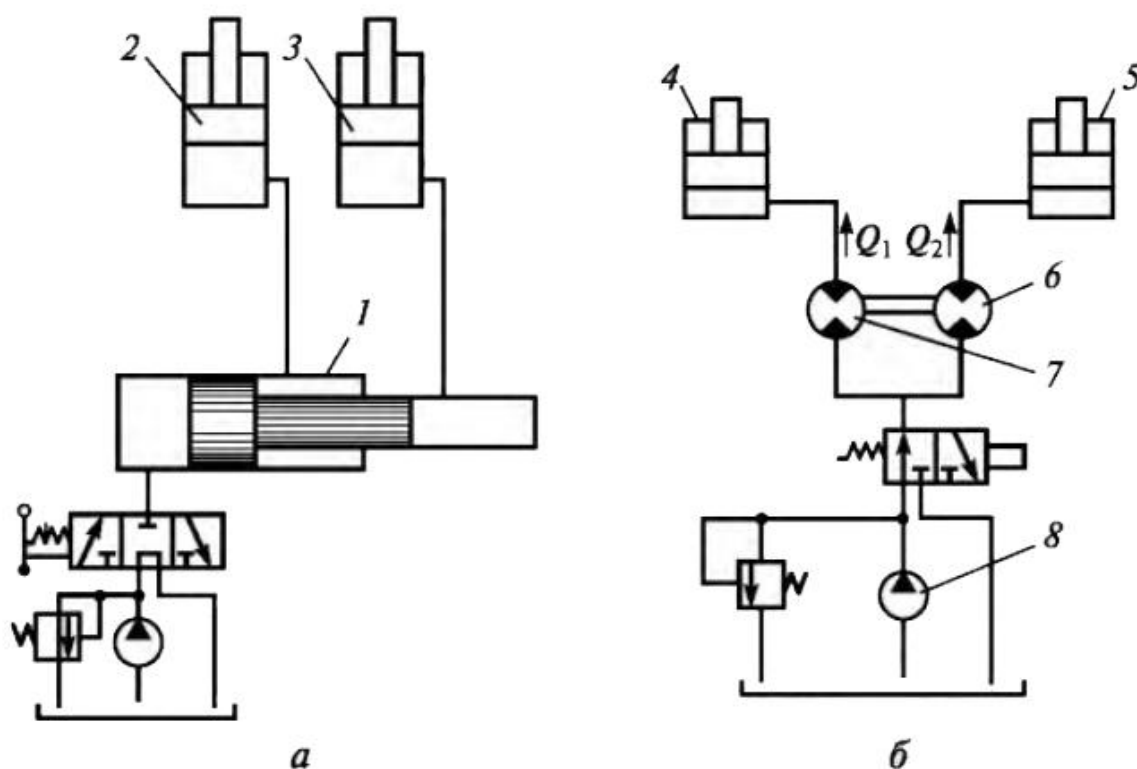
Мұндай проблемалар жергілікті гидравликалық кедергілер мен гидромашиналарда туындауы мүмкін.

Сұйықтың құбыр арқылы жергілікті ығысумен қозғалуын қарастырайық (4.4 сурет). Тар қимада 2-2 сұйықтың жылдамдығы v_2 жоғары болады және Бернулли теңдеуіне сәйкес (3.5 қосымша тарауды қараңыз), p_2 қысым төмендейді. p_1 қысымның артуы 1-1 бастапқы қимада шығынның артуына алып келеді, ол v_2 жылдамдығының одан әрі артуына алып келеді және p_2 қысым одан бетер төмендейді. Осы ретте соңғы өлшем $p_{н.п}$ қаныққан булар қысымының мәніне дейін жете алады.

Бұл жағдайда 2-2 қимада тамшылы сұйықтың газ тәріздес күйге қарқынды өтуі басталады, яғни бу-газды көпіршіктердің көп мөлшері түзіледі. Мұндай құбылысты тұрмыста қайнау, ал гидромеханикада *кавитация* деп атау қабылданған. Ол ағынның тегістілігінің бұзылуына және «ауа қақпақтарының» туындауына алып келеді.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{W_{r1}n}{W_{r2}n} = \frac{W_{r1}}{W_{r2}} = const,$$

Көпіршіктердегі булар мен газдардың келесі конденсациясы одан бетер залал келтіруі мүмкін. Осы құбылысты қарастырайық.



Сурет 15.7. Көлемдік-дрессельді реттелімі бар гидрожетек схемасы:

а – орнату; б – ламинарлық ағыс; в – турбуленттік ағыс; 1 – су құйылған резервуар; 2 – қосымша ыдыс; 3, 6 – крандар; 4- түтікше; 5 – құбыр.

2-2 тар қимасында түзілген булар мен газдардың көпіршіктері сұйықтықпен бірге қозғалады (4.4 суреттің оң жағы) және барынша жоғары қысым аймағына өтеді. Қысымның артуы 2-2 қимадан 3-3 қимаға дейінгі телімде жүреді.

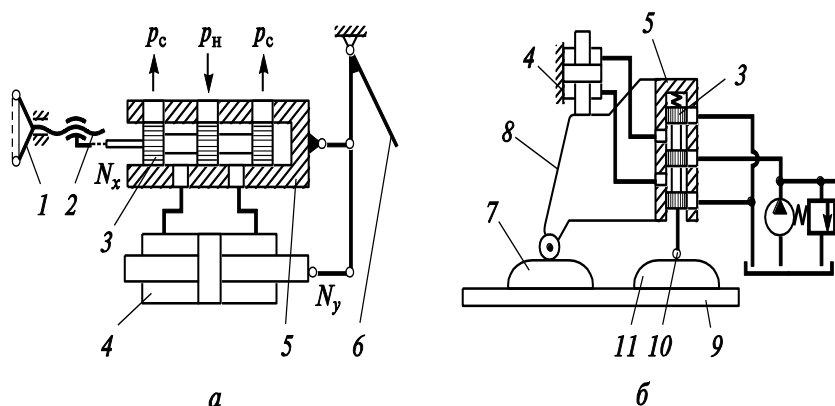
15.7. Бақылайтын гидрожетектер

Барынша жоғары қысым аймағында бу конденсацияланады, яғни сұйық агрегаттық күйге өтеді, ал газдар сұйықтықта ериді. Конденсациялаушы көпіршік қуысы (бос кеңістік)

сұйықтықпен өте жоғары жылдамдықта толығады – көпіршіктер «жұмылады». Бұл үдеріс жергілікті гидросоққылармен сүйемелденеді, яғни жекелеген нүктелерде қысым бұлкі түседі. Мұндай нүктелік бұлқулар қабырғаларда микросызаттар мен саңылаулардың туындауына алып келеді, ол олардың кавитациялық бұзылуына, одан кейін – барлық гидравликалық құрылғының істен шығуына алып келуі мүмкін.

Кавитация кезінде жергілікті кедергілер коэффициенті ζ күрт артатындығын атап өту керек. 4.5 суретте ζ -ның түтікшеге арналған 2-2 тар қимадағы қысымға тәуелділігі көрсетілген, ол 4.4 суретте бейнеленген. Графика талдауы көрсеткендей, бұл кедергі коэффициентінің мәні p_2 қысым өзгерісінің кең ауқымында тұрақты болып қалады, ал $p_2 = p_{\text{нп}}$ болған кезде, яғни кавитация кезінде, күрт артады. Ол келесімен түсіндіріледі: кавитация кезінде 2-2 қимада кез келген уақыт сәтінде көпіршіктердің бірнеше саны болады, сондықтан ағынның нақты өту қимасы кішірейеді.

Кавитацияны сүйемелдейтін теріс құбылыстарға байланысты оның туындауына көптеген гидрожүйелерде жол берілмейді.



Сурет 15.8. Бақылайтын гидрожетектер:

а – орнату; б – ламинарлық ағыс; в – турбуленттік ағыс; 1 – су құйылған резервуар; 2 – қосымша ыдыс; 3, 6 – крандар; 4- түтікше; 5 – құбыр.

Ламинарлық режим кезінде сұйықтық араластырусыз жеке ағыстармен қозғалады, токтың барлық сызықтары ағын арнасының формасымен анықталады, және егер ол тұрақты қималы тік бұрышты болып табылса, ток сызықтары қабырғаларға параллель. Ламинарлық ағында көзге көрінетін құйын түзілістері жоқ, бірақ сұйықтық бөлшектерінің лезде айналу орталықтарының айналасында шексіз кішкентей (нүктелі) құйындар болады.

Егер кранның 6 ашылу дәрежесін біртіндеп ұлғайтса, онда сұйықтықтың ағыс жылдамдығы өсе бастайды және оның қандай да бір мәнінде бояудың ламинарлық ағыншасы құбырда 5 бұзыла бастайды (4.3 сурет, в). Мұндай жылдамдықты *критикалық* деп атау қабылданған ($v_{\text{кр}}$). Ағыншаның бұзылуы бояудың құйындалуымен және оның көршілес су қабаттарымен араласуымен сүйемелденеді. Егер сұйықтық шығынын ұлғайтуды жалғастырса, онда ағынша құбырдан 4 шыққан соң бірден бұзылады. Мұндай ағыс режимін *турбулентті* деп атайды.

Ағыстың турбуленттік режимінде сұйықтық ағыншаларының (қабаттарының) қарқынды араласуы жүреді және ірі және кіші құйындар түзіледі. Сұйықтықтың жекелеген бөлшектері хаос түрінде қозғалады, және олардың ешбірі екіншісінің траекториясын қайталамайды. Олар бойлық бағытта да, көлденең бағытта да орын ауыстырады. Сондықтан, турбуленттік ағыс кезінде жылдамдық пен қысым пульстенуші сипатқа ие.

Аталған ағыс режимдерінің әрбіреуі үшін өзінің ерекшеліктері мен заңдары (көбінесе айрықша) тән. Сондықтан, есептік жолмен әрбір нақты жағдайдағы ағыс режимін анықтай білу керек.

ДИНАМИКАЛЫҚ ГИДРОМАШИНАЛАР

16.1. Динамикалық сорғылардың жіктелімі

Гидромеханикадағы қолданбалы мәселелерді шешу кезінде физикалық үдерістерді модельдеу әдістері кең қолданылады. Бұл әдістердің мәні нақты гидравликалық жүйені есептеу кезінде бұрын басқа гидрожүйелерде осындай үдерістерді зерттеу (немесе эксперименталдық зерттеу) кезінде алынған заңдылықтар пайдалануы керек.

Бұл жағдайда ендігі белгілі (ұқсас) шешімдерді пайдалану есебінен көптеген практикалық мәселелердің шешімі біршама жеңілдейді.

Оған қоса, модельдеу әдістерінің көмегімен нақты құрылғының немесе құрылыстың жұмысын лабораториялық жағдайда біршама кіші өлшемде жасалған модельдерде зерттеу өткізуге болады. Бұл лабораториялық жағдайда зерттелетін нысанның кемшіліктерін анықтауға және оның құрылымына түзетулер енгізуге мүмкіндік береді. Лабораториялық модельдеу жаңа машиналар мен құрылыстарды әзірлеу кезінде қаражатты біршама үнемдеуге мүмкіндік береді.

Модельдеу әдістерінің тиімділігі көп жағдайда ұқсас физикалық үдерісті (ұқсас модельді) таңдаудың дұрыстылығымен анықталады, яғни қандай құбылыстар және қандай жағдайларда ұқсас, қандайлары ұқсас емес екендігі туралы мәселені шешу. Екі үдерістің ұқсастық дәрежесін бағалау үшін гидромеханикада ұқсастық критерийлерін – теориялық түрде алынған, бірақ қолдану заңдылығы практика жүзінде дәлелденген өлшемдер (көбінесе өлшемсіз) пайдаланады. Аталған тарау осындай ұқсастық критерийлерін таңдауға және оларды әр түрлі практикалық мәселелерді шешу кезінде қолданудың мақсаттылығын талдауға арналады.

Мысалы, 4.1 суретте көрсетілген I және II ағындарының **гидродинамикалық ұқсастығын** толық сақтау үшін ұқсастықтың үш жеке түрін қамтамасыз ету керек: геометриялық, кинематикалық және динамикалық, осы ретте салыстырылатын ағындардың барлық ұқсас қималарында орындалуы тиіс.

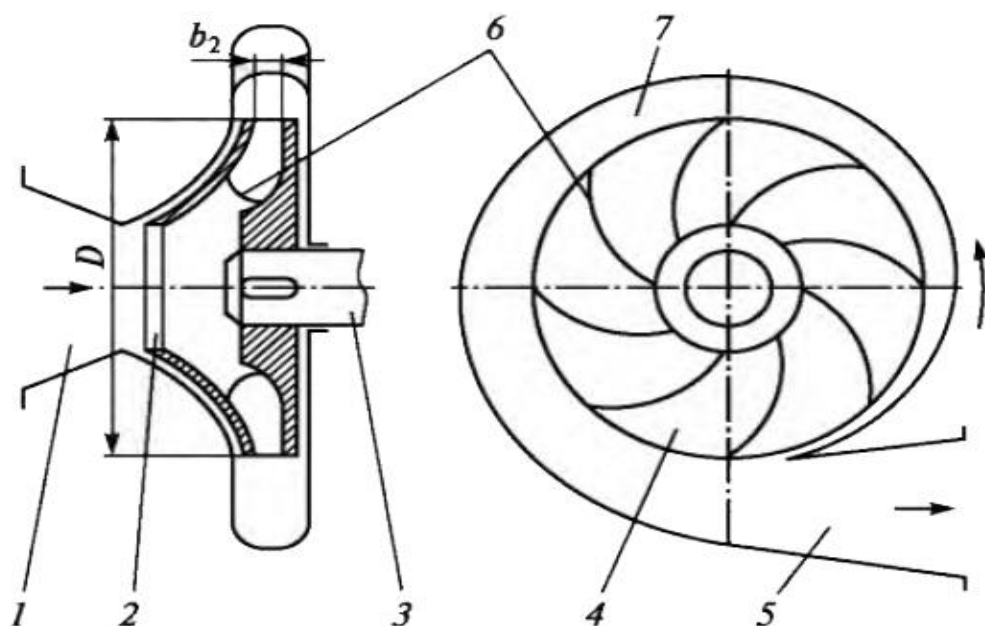
Геометриялық ұқсастық ұқсас нүктелердегі **геометриялық өлшемдердің** ұқсастығын білдіреді, яғни I ағындағы кез келген өлшемнің II ағындағы ұқсас өлшемге қатынасы, ол өлшемдер масштабы деп аталады және тұрақты болуы керек:

Гидравликада геометриялық ұқсастық дегеніміз сұйықтық қозғалатын арналардың ұқсастығы болып табылады, оның ішінде олардың көкжиекке қатысты орналасуы жатады. Сондықтан, екі ағынның геометриялық ұқсастығы екі арнаның өлшемдерін салыстыру арқылы біршама жеңіл тексерілуі мүмкін.

16.2. Ортадан тепкіш сорғылардың құрылымы және әрекет ету қағидасы

Кинематикалық ұқсастық дегеніміз ұқсас нүктелердегі жылдамдықтардың ұқсастығы, яғни бірінші ағындағы кез келген жылдамдықтың екінші ағындағы ұқсас жылдамдыққа қатынасы, ол жылдамдық масштабы деп аталады, ол тұрақты өлшем болуы тиіс:

Ағындардың кинематикалық ұқсастығын бағалауға болатын критерийді (немесе белгіні) таңдау үшін екі геометриялық ұқсас ағынды қарастырайық (4.1 суретті қараңыз). Олар кинематикалық ұқсас болсын. Онда I ағынның 1-1 қимасында жылдамдықтардың таралу эпюрасы II ағындағы 1-1 қимадағы жылдамдықтардың таралуын қайталайды. Шынында, бұл эпюралар тек өлшемі бойынша ғана өзгешеленеді, себебі I ағындағы кез келген жылдамдық II ағындағыға қарағанда k_v есе үлкен, яғни 1-1 екі ағындағы қималардың жылдамдық таралу заңдары бірдей. Дәл осы 2-2 қималары үшін де әділ болады, олар 4.1 суретте бейнеленген, және осы ағындардағы кез келген басқа қималар үшін әділ болады.



Сур. 16.1. Ортадан тепкіш сорғының схемасы

Осылайша, екі геометриялық ұқсас ағындардың кинематикалық ұқсастық белгісі ұқсас қималарда жылдамдықтың таралуының бірдей заңдары бола алады.

Динамикалық ұқсастық ұқсас нүктелерде әрекет ететін күштердің (өлшем мен бағыт бойынша) ұқсастығын білдіреді, яғни I ағындағы кез келген күштің II ағындағы ұқсас күшке қатынасы, ол күш масштабы деп аталады және тұрақты болуы керек:

Нақты сұйықтықтар ағындарында әр түрлі күштер әрекет етеді: қысым, үйкеліс, ауырлық және т.б. Барлық осы күштерді ұқсас нүктелерде салыстыру екі ағын үшін біршама күрделі мәселе болып табылады. сондықтан, динамикалық ұқсастықты бағалауды берілген ағында салыстыру күші ретінде қолданылатын күштердің бірімен әр түрлі күштерді салыстыра отырып жүргізеді. Мұндай күш ретінде инерция күшін $F_{ин}$ алады.

Динамикалық ұқсастықты бағалау кезінде қандай да бір нақты күштің $F_{ин}$ -ке қатынасын табады. Егер екі ағын үшін алынған қатынастар бірдей болса, ағындар динамикалық ұқсас болып есептеледі. Мұндай қатынастарды ұқсастық критерийлері (немесе сандары) деп атайды.

Гидромеханикада қолданылатын ұқсастық критерийлері өте көп. Олардың ішіндегі барынша жалпысы Ньютон саны Ne болып табылады. Ол жиынтық белсенді күштің қатынасының инерция күшіне пропорционал:

Алайда, бұл критерий кеңінен қолданылмайды, бірінші кезекте оны есептеу өте күрделі. Практикада ұқсастықтың жеке критерийлерін қолданады. Олар Ньютон критерийі сияқты қағидамен есептеледі, бірақ (4.1) түріндегі формулаға F_{Σ} жиынтық күшті емес, жеке күшті қояды, ол берілген ағында барынша маңызды (басым) орынға ие және ағысты анықтайды.

Мұндай күштер ретінде қысым, ауырлық күші және т.б. пайдаланылуы мүмкін. бірақ, практика көрсеткендей, нақты сұйықтықтың күштік ағындары үшін барынша маңыздысы $F_{тр}$ үйкеліс күші болып табылады. Бұл күштер қолданылатын критерий Рейнольдс Re саны деп аталады. Бұл өлшемсіз параметрді инерция күшінің $F_{ин}$ үйкеліс күшіне $F_{тр}$ қатынасы ретінде анықтау қабылданған:

Осылайша, Рейнольдс саны Ньютон санының жекелеген жағдайы болып табылады, бірақ оны есептеген кезде кері қатынасты қолдану қабылданған (4.2).

Қарастырылғаннан екі күштік ағын динамикалық ұқсас деген қорытынды жасауға болады, бұл ретте олардың ұқсас қималарындағы Рейнольдс сандары бірдей болуы тиіс.

Осылайша, жеке ұқсастықтарды талдаудан күштік ағындардың толық гидродинамикалық ұқсастығын қамтамасыз ету үшін төмендегілер қажет екендігі шығады:

геометриялық ұқсастықты орындау;

ұқсас кималарда жылдамдықтардың таралуының бірдей заңдарын қамтамасыз ету;

ұқсас кималарда бірдей Рейнольдс сандарының болуы.

Практика көрсеткендей, күштік ағындардың кималарындағы жылдамдықтардың таралу заңдары Рейнольдс санының мәнімен анықталады. Сондықтан, жоғарыда аталғанның барлығы Рейнольдс заңын қалыптастыруға мүмкіндік береді: екі геометриялық ұқсас күштік ағынның толық гидродинамикалық ұқсастығын қамтамасыз ету үшін осы ағындардың ұқсас кималарының кез келген жұбы үшін есептелген Рейнольдс санының теңдігі қажет.

16.3. Ортадан тепкіш сорғының негізгі теңдігі

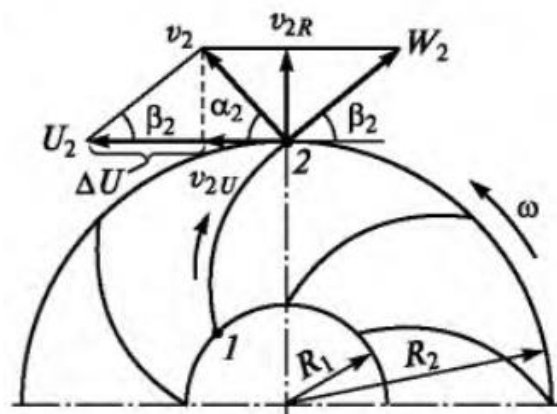
Рейнольдс Re критерийі немесе саны машина жасау гидрожүйелері үшін практикалық есептеулердің үлкен мәніне ие.

Рейнольдс санының физикалық мәнін анықтау үшін келесі тәжірибе қолданылуы мүмкін. Сұйықтық ағынына қозғалыс бағытына перпендикуляр түрде шексіз аз қалыңдықты пластинаны саламыз (4.2 а сурет). Осы пластинаға ағынның әсер ететін күшін $F_{ин}$ -ге пропорционал деп есептейміз. Кейін осы пластинаны осы ағынға, бірақ қозғалыс бағытына параллель түрде орнатамыз (4.2 б сурет). Бұл жағдайда пластинаға ағынның әсер ететін күшін $F_{тр}$ -ге пропорционал деп есептейміз. Осы күштерді (4.2) формулаға қойып, Рейнольдс Re санына пропорционал өлшемді аламыз.

Практикалық есептеулерде Re қолдану үшін оны есептеуге арналған формуланы алайық. Ағын қозғалмайтын кедергіге әсер етуі мүмкін $F_{ин}$ инерция күшін сұйықтық тығыздығының ρ , шартты ауданның S және жылдамдық квадратының v^2 туындысына пропорционал екендігін ескеру керек: (4.3) және (4.4) тәуелділіктерін (4.2) формулаға қою арқылы және пропорционалдық таңбасының орнына теңдік таңбасын қойып, математикалық түрлендірулерден кейін Рейнольдс санын есептеу қабылданған формуланы аламыз.

Алынған формуланы дөңгелек құбырлар арқылы қозғалатын сұйықтық ағындары үшін қолданған кезде v жылдамдық ретінде кимадағы орташа жылдамдықты, ал l шартты өлшем ретінде құбырдың ішкі d диаметрін алады. Онда:

Дөңгелек емес кималы күштік ағындар үшін гидравликалық диаметр D_r ұғымын енгізеді. Ол мән ретінде ағын қимасының S ауданының осы киманың Π периметріне қатынасын алады, ол төрт есе үлкейтілген, яғни $D_r = 4S / \Pi$. (4.5) формулада геометриялық d диаметрінің орнына гидравликалық D_r диаметр қолданылады, яғни

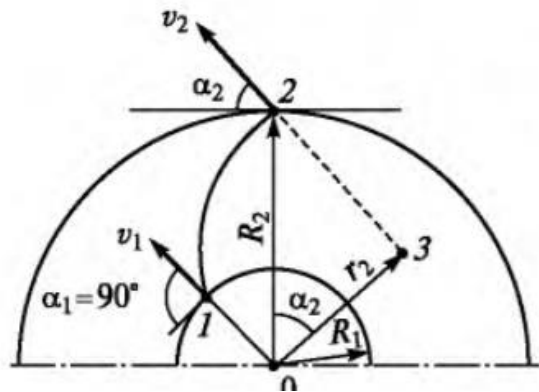


Сур. 16.2. Ортадан тепкіш сорғының схемасы

Дөңгелек кима үшін геометриялық d диаметрі мен гидравликалық D_r диаметрі сай келетіндігін атап өту керек.

Соқтығысатын сақиналары бар қосылыстарға арналған арматура түрлері мен өлшемдері МЕМСТ 15763 – 75, МЕМСТ 23358 – 78 және т.б. келтірілді.

Құбыр желілерінің фланецті қосылыстары (14.1 д сурет) диаметрі 40 мм жоғары болат құбырларына арналып қосылады, осы ретте төмен қысымдар үшін фланец 9 құбырмен 1 бұрама көмегімен, ал жоғарылар үшін дәнекерлеу арқылы байланысады.



Сур. 16.3. Ортадан тепкіш сорғының
схемасы

$$M\omega = H_{\text{тө}} \rho g Q. \quad (16.1)$$

Фланецтерді нығыздау негізінен жұмсақ металл төсемелердің 10 (жез немесе алюминий) немесе резиналы сақиналардың көмегімен жүргізіледі. Осы қосылыстың фланецтері мен арматурасының түрлері МЕМСТ 12815-80 көрсетілген.

Икемді құбыр желілері машиналардың қозғалмалы бөліктерінде орналасқан гидрожетектердің элементтерін қосуға пайдаланады. Осы ретте гидрожетек элементтерінің бір-біріне қатысты қозғалуы мүмкін. Икемді құбыр желісі ретінде негізінен резиналық тоқымалы шлангты қолданады, олар жоғары қысымды түтіктер (ЖҚТ) деп аталады. Түтіктердің ішкі резиналы қабаты бар, одан кейін мақта-мата қабаты, металл орама мен сыртқы резина қабаты бар, олар түтіктерді бұзылудан сақтайды.

$$M_{\text{кол}} = m_0 v_2 r_2 = m_0 v_2 R_2 \cos \alpha^2,$$

Түтіктер (МЕМСТ 6286-73) келесідей болады: бір орамамен, 20 МПа (I тип) қысымға дейін есептелген; қосарланған орамамен, 30 МПа (II тип) қысымға дейін есептелген; үштік орамамен, жоғары қысымдарға есептелген (III тип). Шағын қысымдар үшін де металл орамасы жоқ түтіктер қолданылады.

$$Mt = m v_2 R_2 \cos \alpha_2 - m v_1 R_1 \cos \alpha_1,$$

$$M = \frac{m}{t} (R_2 v_2 \cos \alpha_2 - R_1 v_1 \cos \alpha_1).$$

Икемді түтіктердің гидрожүйенің басқа элементтерімен жалғасуы қосушы арматура көмегімен жүреді. Машина жасауда арматурада құбыр желілерінің икемді өңдеу тәілдері 14.2 суретте көрсетілген. 14.2 а суретте шлангтың бейіндік саптамаға оралу көмегімен қысылу тәсілі көрсетілген.

$$M = Q \rho (R_2 \cos \alpha_2 - R_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (16.2)$$

Жұмыс сұйықтығының әрекет бағыты бойынша барлық гидроцилиндрлер екі топқа бөлінеді: бір жақты және екі жақты әрекетті. Біржақты әрекетті гидроцилиндрдің жұмыс органына сұйықтық бір жағынан ғана қысым көрсетуі мүмкін, 12.10, а, г, д. сур. сызбаларда тәрізді. Бұл цилиндрлерде поршеннің бір жағына қозғалысы қуысқа әкелінетін сұйықтық есебінен қамтамасыз етіледі, ал кері ауыстыру — басқа тәсілмен - серіппе есебінен (12.10, а суретті қараңыз) немесе поршеннің тік қозғалысы кезіндегі жүктің салмағы есебінен (12.10 д суретті қараңыз).

$$M = Q \rho R_2 v_{2U}. \quad (16.3)$$

Екі жақты әрекетті гидроцилиндрдың жұмыс органын ауыстыру жұмыс сұйықтығы есебінен қамтамасыз етіледі (сур. 12.10, б, в). Осындай гидроцилиндрларда сұйықтық сол жақ қуысына да, сондай-ақ оңға да шығарылады.

$$H = \frac{\omega R_2 v_{2U}}{g} = \frac{U_2 v_{2U}}{g}. \quad (16.4)$$

Гидроцилиндрлердің толық ПӘК ең алдымен, механикалық ПӘК- пен анықталады, ол көптеген конструкцияларда 0,85...0,95 құрайды. Гидравликалық шығындар цилиндрлерде көбіне болмайды және гидравликалық ПӘК $\eta_f = 1$.

16.4. Ортадан тепкіш сорғының сипаттамасы

Нақты сұйықтықтар ағындарын эксперименталдық зерттеу оларда жүретін үдерістер ағыстың сипатына (түріне) тікелей тәуелді екендігін көрсетеді. Гидравликада ағыстың екі қағидаттық әр түрлі түрін ажыратады: ламинар және турбулентті. Гидроцилиндрлер, сондай-ақ жұмыс органы конструкциясы бойынша да бөлінеді. Поршень немесе плунжер түріндегі жұмыс органы бар гидроцилиндрлер ең көп таралған, әрі поршеньді гидроцилиндрлер бір жақты (12.10, а, б суретті қараңыз) штокпен де немесе екі жақты штокпен (12.10, в суретті қараңыз) де орындалуы мүмкін, ал плунжерлі гидроцилиндрлер тек біржақты әрекетті және біржақты штокты (12.10, г суретті қараңыз) болуы мүмкін.

$$v_{2U} = U_2 - \Delta U = U_2 - v_{2R} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (16.5)$$

Шығу тобы сипаты бойынша гидроцилиндрлер бөлінеді: бір сатылы және телескопиялық (көп сатылы). Бір сатылы гидроцилиндрлер 12.10, а — г. суретте көрсетілген.

$$Q = S_\delta v_{2R} = \pi D b_2 v_{2R}. \quad (16.6)$$

$$v_{2R} = \frac{Q}{\pi D b_2}.$$

Телескопиялық гидроцилиндрлер бір-біріне бірнеше салынған поршеньді білдіреді.

$$H_{T_\infty} = \frac{U_2 v_{2U}}{g} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right),$$

Мысал ретінде, 12.10, д суретінде екі сатылы телескопиялық гидроцилиндр схемасы көрсетілген. Мұндай гидроцилиндре поршеньдері дәйекті бірінен соң бірі шығады.

$$H_{T_\infty} = \frac{\omega D}{2g} \left(\frac{\omega D}{2} - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right).$$

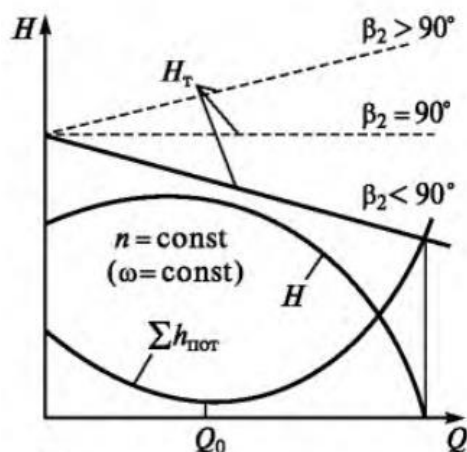
Осы ағыстардың сипатын зерттеу үшін 4.3 а суретте келтірілген қондырғы пайдаланылады. Ол су резервуарынан 1 тұрады, ол арқылы сұйықтық мөлдір материалдан жасалған құбыр 5 арқылы ағып шығады. Құбырдың ұшында сұйықтық шығынын өзгертуге арналған кран 6 орналасқан. Оған қоса, су резервуарында 1 бояу ерітіндісі бар қосымша ыдыс 2 монтаждalған, ол түтікше 4 арқылы құбырдағы 5 су ағынының ортасына қарай әкелінуі мүмкін. Бояу шығыны кранмен 3 реттеледі.

$$H_T = k_z H_{T_\infty} = k_z \frac{\omega D}{2g} \left(\frac{\omega D}{2} - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D b_2} \right). \quad (16.7)$$

Кран 6 аздап ашық болған кезде құбырда 5 су ағысының төмен жылдамдығы қамтамасыз етіледі. Егер осы жағдайда кран 3 да ашық болса, су ағынында қозғалып тұрған бояу ағыншасын көруге болады (сур. 4.3 б). Ағыстың жылдамдығы аз болған кезде, ол негізгі ағынмен араласпайды. Ол судың көршілес ағыншалары да «өздігінен» қозғалатындығын, және бір бірімен араласпайтындығын білдіреді. Мұндай ағыс режимі *ламинарлық* деп аталады.

$$H = H_T - \sum h_{\text{пот}}. \quad (16.8)$$

Ламинарлық режим кезінде сұйықтық араластырусыз жеке ағыстармен қозғалады, токтың барлық сызықтары ағын арнасының формасымен анықталады, және егер ол тұрақты қималы тік бұрышты болып табылса, ток сызықтары қабырғаларға параллель. Ламинарлық ағында көзге көрінетін құйын түзілістері жоқ, бірақ сұйықтық бөлшектерінің лезде айналу орталықтарының айналасында шексіз кішкентай (нүктелі) құйындар болады.



Сурет 16.4. Теориялық және нақты сорғы сипаттамалары:

а – орнату; б – ламинарлық ағыс; в – турбуленттік ағыс; 1 – су құйылған резервуар; 2 – қосымша ыдыс; 3, 6 – қрандар; 4- түтікше; 5 – құбыр.

Егер кранның 6 ашылу дәрежесін біртіндеп ұлғайтса, онда сұйықтықтың ағыс жылдамдығы өсе бастайды және оның қандай да бір мәнінде бояудың ламинарлық ағыншасы құбырда 5 бұзыла бастайды (4.3 сурет, в). Мұндай жылдамдықты *критикалық* деп атау қабылданған ($v_{кр}$). Ағыншаның бұзылуы бояудың құйындалуымен және оның көршілес су қабаттарымен араласуымен сүйемелденеді. Егер сұйықтық шығынын ұлғайтуды жалғастырса, онда ағынша құбырдан 4 шыққан соң бірден бұзылады. Мұндай ағыс режимін *турбулентті* деп атау қабылданған.

$$\eta_r = \frac{H_T - \sum h_{\text{пот}}}{H_T} = \frac{H}{H_T}. \quad (16.9)$$

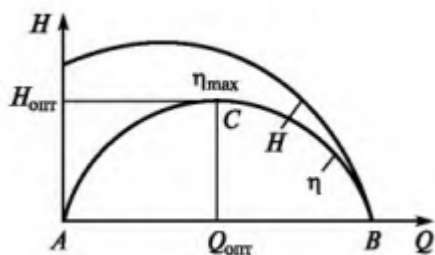
Ағыстың турбуленттік режимінде сұйықтық ағыншаларының (қабаттарының) қарқынды араласуы жүреді және ірі және кіші құйындар түзіледі. Сұйықтықтың жекелеген бөлшектері хаос түрінде қозғалады, және олардың ешбірі екіншісінің траекториясын қайталамайды. Олар бойлық бағытта да, көлденең бағытта да орын ауыстырады. Сондықтан, турбуленттік ағыс кезінде жылдамдық пен қысым пульстенуші сипатқа ие.

16.5. Ортадан тепкіш сорғының пайдалы әрекет коэффициенттері

Аталған ағыс режимдерінің әрбіреуі үшін өзінің ерекшеліктері мен заңдары (көбінесе айрықша) тән. Сондықтан, есептік жолмен әрбір нақты жағдайдағы ағыс режимін анықтай білу керек.

$$\eta = \eta_o \eta_r \eta_m, \quad (16.10)$$

Ағыс режимінің критерийі ретінде Рейнольдс Re саны пайдаланылады. Эксперимент нәтижелері дөңгелек құбырлардағы ламинарлық режимнің бұзылуы $Re = 2300$ тең болған кезде басталатындығын көрсетеді. Re мәнін Рейнольдстың критикалық саны деп атау қабылданған. Осылайша, $Re < 2300$ кезінде тұрақты ламинарлық ағыс болады.



Ламинарлық ағыс бұзылғаннан кейін тұрақты турбуленттік ағыс болмайтындығын естен шығармаған жөн. Тұрақты (дамыған) турбуленттік ағыс $Re > 4000$ болған кезде орнығады. Рейнольдс санының 2000-4000 аралығындағы диапазонын кейде өтпелі облыс деп атайды, ол кезде не тұрақты ламинарлық, не дамыған турбуленттік ағыс болуы мүмкін емес.

Сондай-ақ сұйықтың құбырлардағы ағыс режимдеріне әсер ететін жанама факторлардың бар екендігін атап өту керек. Оларға ең алдымен құбырлар дірілін, жергілікті гидравликалық кедергілерді, шығын пульсациясын және т.б. жатқызуға болады. Олардың барлығы сұйықтың ағысының турбуленттік режимін түзуге септігін тигізеді.

Қорытынды ретінде практикада ламинарлық ағыстар тұтқыр сұйықтың ағындарында, әсіресе аздаған өтпе қималары бар құбырларда (арналарда) жиірек кездесетіндігін атап өту керек. Ол Рейнольдс санын есептеуге арналған (4.5) формуланы талдаудан шығады, себебі Re тұтқырлық артқан және диаметр кішірейген сайын төмендейді. Мұндай ағындар минералды және синтетикалық майларды қолданатын көптеген машина жасаушы гидрожүйелерге тән.

Турбуленттік ағыстар тұтқырлығы аз сұйықтың ағындарында және өту қималары жоғары құбырларда кездеседі. Оларға гидравликалық жүйелердегі су немесе су негізді сұйықтықтарды, бензин, керосин, сондай-ақ әр түрлі газдарды айдауға арналған ағындар жатады.

16.6. Қалақты сорғылар ұқсастығының негізгі теориялары

Жоғарыда сұйықтың ағыстарының ламинарлық және турбуленттік режимдері қарастырылды, олар гидравликалық жүйелерде олар қалыпты пайдаланылған кезде болады. Бірақ, тамшылы сұйықтың агрегаттық күйі өзгеруі жүретін ағыстар бар – олардың бөлігі газ тәріздес күйге өтеді. Ол көптеген жағдайларда ортаның тегістілігінің бұзылуына алып келеді, және, осының салдарынан, гидравликалық жүйелердің қалыпты жұмысында ақаулар пайда болады.

Мұндай проблемалар жергілікті гидравликалық кедергілер мен гидромашиналарда туындауы мүмкін.

Сұйықтың құбыр арқылы жергілікті ығысумен қозғалуын қарастырайық (4.4 сурет). Тар қимада 2-2 сұйықтың жылдамдығы v^2 жоғары болады және Бернулли теңдеуіне сәйкес (3.5 қосымша тарауды қараңыз), p_2 қысым төмендейді. p_1 қысымның артуы 1-1 бастапқы қимада шығынның артуына алып келеді, ол v^2 жылдамдығының одан әрі артуына алып келеді және p_2 қысым одан бетер төмендейді. Осы ретте соңғы өлшем $p_{н.п}$ қаныққан булар қысымының мәніне дейін жете алады.

$$\frac{b_{2I}}{b_{2II}} = \frac{D_I}{D_{II}} \quad (16.11)$$

Бұл жағдайда 2-2 қимада тамшылы сұйықтың газ тәріздес күйге қарқынды өтуі басталады, яғни бу-газды көпіршіктердің көп мөлшері түзіледі. Мұндай құбылысты тұрмыста

қайнау, ал гидромеханикада *кавитация* деп атау қабылданған. Ол ағынның тегістілігінің бұзылуына және «ауа қақпақтарының» туындауына алып келеді.

$$\frac{(v_{2R})_I}{(v_{2R})_{II}} = \frac{(v_{2U})_I}{(v_{2U})_{II}} = \frac{(U_2)_I}{(U_2)_{II}}. \quad (16.12)$$

Көпіршіктердегі булар мен газдардың келесі конденсациясы одан бетер залал келтіруі мүмкін. Осы құбылысты қарастырайық.

2-2 тар қимасында түзілген булар мен газдардың көпіршіктері сұйықтықпен бірге қозғалады (4.4 суреттің оң жағы) және барынша жоғары қысым аймағына өтеді. Қысымның артуы 2-2 қимадан 3-3 қимаға дейінгі телімде жүреді.

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{(nD^3)_I}{(nD^3)_{II}}. \quad (16.13)$$

Барынша жоғары қысым аймағында бу конденсацияланады, яғни сұйық агрегаттық күйге өтеді, ал газдар сұйықтықта ериді. Конденсациялаушы көпіршік қуысы (бос кеңістік) сұйықтықпен өте жоғары жылдамдықта толығыады – көпіршіктер «жұмылады». Бұл үдеріс жергілікті гидросокқылармен сүйемелденеді, яғни жекелеген нүктелерде қысым бұлқи түседі.

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{n_1^2 D_I^2}{n_{II}^2 D_{II}^2}. \quad (16.14)$$

Мұндай нүктелік бұлқулар қабырғаларда микросызаттар мен саңылаулардың туындауына алып келеді, ол олардың кавитациялық бұзылуына, одан кейін – барлық гидравликалық құрылғының істен шығуына алып келуі мүмкін.

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{n_1^3 D_I^5}{n_{II}^3 D_{II}^5}. \quad (16.15)$$

Кавитация кезінде жергілікті кедергілер коэффициенті ζ күрт артатындығын атап өту керек. 4.5 суретте ζ -ның түтікшеге арналған 2-2 тар қимадағы қысымға тәуелділігі көрсетілген, ол 4.4 суретте бейнеленген. Графика талдауы көрсеткендей, бұл кедергі коэффициентінің мәні P_2 қысым өзгерісінің кең ауқымында тұрақты болып қалады, ал $P_2 = P_{н.п}$ болған кезде, яғни кавитация кезінде, күрт артады. Ол келесімен түсіндіріледі: кавитация кезінде 2-2 қимада кез келген уақыт сәтінде көпіршіктердің бірнеше саны болады, сондықтан ағынның нақты өту қимасы кішірейеді.

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (16.16)$$

Кавитацияны сүйемелдейтін теріс құбылыстарға байланысты оның туындауына көптеген гидрожүйелерде жол берілмейді.

Турбуленттік ағыс кезінде кедергі заңдарын қарастыру үшін құбырларда Re өзгеріс диапазонын (4000 және одан жоғары) үш ерекше салаға бөлген дұрыс.

Бірінші ерекше салада, сұйықтық ағысының жылдамдықтары салыстырмалы аз болған кезде (Рейнольдс саны да аз), тұтқыр қосалқы қабат қабырғаның бұлдырлығын толығымен жасырады, сондықтан бұлдырлық қозғалыс кедергісіне практикалық әсер етпейді. Бұл сала гидравликалық тегіс құбырлар саласы деген атау алады.

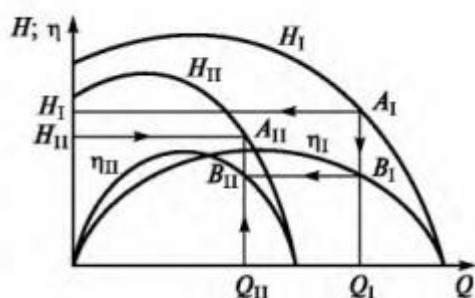
16.7. Қалақты сорғылардың сипаттамаларын қайта есептеу

Сұйықтық қозғалысының жылдамдықтары артқан кезде (Re саны да артады) тұтқыр қосалқы қабаттың қалыңдығы жұқара бастайды және екінші ерекше салада ол арқылы бұлдыр қабырғаның бұлдыршақтары өтеді, сондықтан бұлдырлық сұйықтық қозғалысының кедергісіне әсер ете бастайды.

Үшінші ерекше салада сұйықтық ағысының жоғары жылдамдықтары кезінде (Re мәні де жоғары) ағын кедергісіне анықтаушы әсерді қабырғалардың бұлдырлығы береді.

Белгіленген ерекше салаларды бөлетін шекаралар айқын көрінетін сипатқа ие еместігін және тек Рейнольдс санына ғана емес, сондай-ақ қабырғалардың бұлдырлық дәрежесіне де тәуелді екендігін атап өту қажет.

Турбуленттік ағыс кезінде құбырларда өтетін үрдістерді талдағаннан кейін, барлық аталған құбылыстарды есептік тәуелділіктерде ескерудің күрделілігі айқын болады. Шынында, турбуленттік ағыстар үшін қазіргі уақытта жеткілікті қатаң және нақты теория жоқ. Сондықтан, олардың есептеу негізінде Дарси формуласы жатыр және әр түрлі эксперименталдық мәліметтер бар, олар үйкеліске су күшінің жоғалтулар коэффициентінің λ_T мәнін анықтауға мүмкіндік береді.



Осы эксперименталдық мәліметтер әр түрлі анықтамалықтарда кестелер, графиктер және эмпирикалық формулалар түрінде беріледі.

λ_T есептеуге арналған ең қарапайым эмпирикалық формулалардың бірі А.Д.Альтшул ұсынған формула болып табылады:

ұндағы, Δ - бұлдырлық бұлдырларының эквиваленттік (шартты) биіктігі.

Альтшул формуласы әмбебап болып табылады және турбуленттік ағыстың үш ерекше саласының кез келгеніне қолданылуы мүмкін. Бірақ гидравликалық тегіс құбырлар саласы үшін Блазиус формуласын қолданған дұрыс:

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{H_I}{H_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2; \frac{N_I}{N_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^3.$$

Коэффициент λ_T мәнін анықтау тәсілдерін сипаттағаннан кейін, турбуленттік ағыс кезінде су күші жоғалтуларының шығынға тәуелділігін қарастыру керек.

16.8. Қалақты сорғылардың кавитациялық есебі

Алдында аталғандай, ламинарлық ағыс кезінде күшті жоғалту шығынға пропорционал түрде артады. Бұл тәуелділік 5.3 г суретте көрсетілген (0А тік сызығы). Өтпелі салада (5.3 г суреттегі АВ) ағыстың ламинарлықтан турбуленттіге өту жүреді және кедергінің әлдебір секірісі байқалады. Әрі қарай турбуленттік ағыс кезінде жоғалтулардың барынша күрт $h_{\text{тп}}$ артуы байқалады, олардың шығынға тәуелділік дәрежесі квадраттыға жақындай түседі.

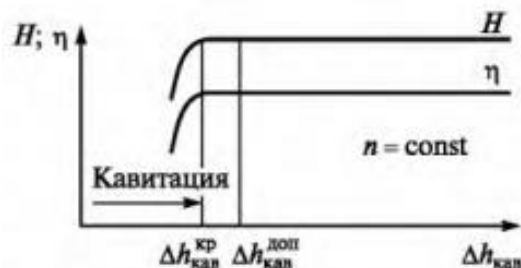
Осылайша, турбуленттік ағыстың барлық диапазонында гидравликалық күш жоғалтуларының шығынға тәуелділік қисығы квадратты парабола немесе оған жақын болады.

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho g}, \quad (16.17)$$

Жергілікті кедергілерге құбырлардың қысқа телімдерін жатқызады (арналар), оларда көлемі мен бағыты бойынша сұйықтық қозғалысының жылдамдықтарының өзгеруі жүреді.

Қарапайым жергілікті кедергілерді, шартты түрде, ағын қимасындағы өзгерістерден (кеңею, сығылу) туындаған кедергілер және сұйықтық қозғалысы бағытының өзгеруімен байланысты кедергілер деп бөлуге болады. Бірақ жергілікті кедергілердің көпшілігі аталған жағдайлардың комбинациясы болып табылады, себебі ағынның бұрылысы оның қимасының өзгеруіне алып келуі мүмкін, ал ағынның кеңеюі (сығылуы) – сұйықтықтың тік сызықты қозғалысынан ауытқуға алып келеді (5.1 б суретті қараңыз). Оған қоса, әр түрлі гидравликалық арматура (крандар, вентильдер, клапандар және т.б.) қарапайым жергілікті кедергілердің комбинациясы болып табылады. Жергілікті кедергілерге сондай-ақ сұйықтық ағындарын бөлумен және біріктірумен байланысты құбыр желілерінің телімдерін жатқызады.

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{(\Delta h_{\text{кан}}^{\text{кр}} / 10)^{3/4}}, \quad (16.18)$$



Жергілікті гидравликалық кедергілер турбуленттік сұйықтық ағыстары бар гидрожүйелердің жұмысына елеулі әсер ететіндігін естен шығармау керек. Ламинарлық ағындары бар гидрожүйелерде көптеген жағдайларда бұл күштік жоғалтулар құбырлардағы үйкеліс жоғалтуларымен салыстырғанда кішірек. Берілген тараудың аясында турбуленттік ағыс режимі кезіндегі жергілікті гидравликалық кедергілер қарастырылады.

16.9. Үйкеліс сорғылары

Жергілікті кедергілердің сантүрлілігіне қарамастан, олардың көпшілігінде қозғалыс жылдамдықтарының өзгерісі құйындардың туындауына алып келеді, олар өз айналымы үшін сұйықтық ағынының энергиясын қолданады (5.1 б суреттен қараңыз). Осылайша, көптеген жергілікті кедергілердің көпшілігінде күштің гидравликалық жоғалтуларының негізгі себебі құйын түзілісі болып табылады. Практика көрсеткендей, бұл жоғалтулар сұйықтық жылдамдығының квадратына пропорционал, және оларды анықтау үшін Вейсбах формуласы пайдаланылады (3.15).

Алайда, турбуленттік сұйықтық ағындары бар машина жасау гидрожүйелерінде ішінде ламинарлық ағыстар бар жергілікті кедергілер кездесуі мүмкін. Мұндай кедергілердегі жоғалтулар бірінші дәрежедегі жылдамдыққа (және шығынға) пропорционал, яғни сызықтық сипатқа ие. Олар 5.5 тарауда қарастырылады.

16.9.1. Құйынды сорғылар

Вейсбах формуласы бойынша күш жоғалтуларын есептеу кезінде ζ жергілікті кедергінің өлшемсіз коэффициентін анықтау өте қиын екенін айту керек. Жергілікті гидравликалық кедергілерде жүретін үрдістердің күрделілігінен теория жүзінде ζ мәнін табу тек жекелеген жағдайларда мүмкін болады, сондықтан бұл коэффициент мәндерінің көпшілігі эксперименталдық зерттеулердің нәтижесінде алынады. Турбуленттік ағыс режиміндегі барынша кең таралған жергілікті кедергілерге арналған ζ коэффициентін анықтау тәсілдерін қарастырайық.

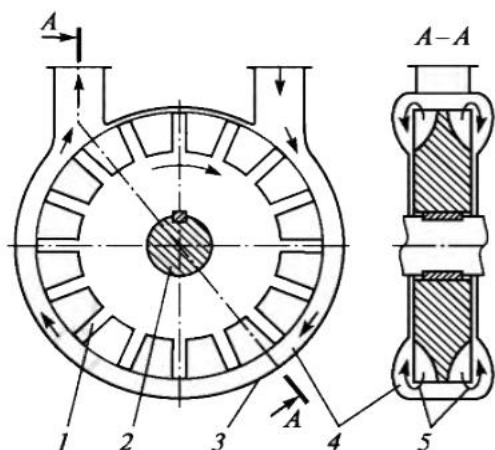
Ағынды кенеттен кеңейту үшін (5.4 а сурет), ζ_p коэффициентіне арналған теориялық түрде алынған формула бар, ол кеңеюге дейінгі аудан (S_1) мен одан кейінгі ауданның (S_2) қатынасымен тікелей анықталады:

Сұйықтық құбырдан баққа ағатын, яғни ағынның құбырдағы қимасының ауданы S_1 бақтағы осындай ауданнан S_2 біршама кіші болған кездегі жекелеген жағдайды атап өту керек. Сонда (5.9) формуладан $\zeta_p = 1$ екендігі шығады.

Ағынды кенеттен сығу үшін (5.4 б сурет), теория жүзінде ұқсас формула алу мүмкін емес. Сондықтан, кенеттен сығылу кезіндегі күштің жоғалу коэффициентін ζ_c анықтау үшін И.Е.Идельчик ұсынған эмпирикалық формула пайдаланылады, ол да кеңеюге дейінгі аудан (S_1) мен одан кейінгі ауданның (S_2) қатынасын ескереді:

Ағынды кенеттен сығу үшін де сұйықтық құбыр бойымен бактан шығатын жекелеген жағдайды атап өту қажет, яғни құбырдағы ағын қимасының ауданы S_2 бактағы осындай ауданнан (S_1) біршама кіші болады. Сонда, (5.10) формуладан $\zeta_c = 0,5$ екендігі шығады.

Гидравликалық жүйелерде ағынның біртіндеп кеңеюі (5.4 в сурет) және ағынның біртіндеп сығылуы (5.4 г сурет) өте жиі кездеседі. Кеңейетін арнаны гидравликада диффузор, ал сығылатынды – конфузор деп атау қабылданған. Егер конфузор 1'-1' және 2'-2' қималарында біртіндеп өту арқылы орындалса, оны сопло деп атайтындығын атап өту керек. Бұл жергілікті гидравликалық кедергілер жеткілікті үлкен ұзындықтарға l болуы мүмкін (әсіресе α кіші бұрыштары кезінде). Сондықтан, ағын геометриясының өзгеруінен туындаған құйын түзілісі әсерінен жоғалтулардан басқа, бұл жергілікті кедергілерде ұзындық бойынша үйкеліс жоғалтулары да ескеріледі.



Сур. 16.8. Жиклер схемасы

Біртіндеп кеңею $\zeta_{п.р}$ және біртіндеп сығылу $\zeta_{п.с}$ коэффициенттерінің мәндерін (5.9) және (5.10) формулаларына түзету коэффициенттерін енгізу арқылы табады: $\zeta_{п.р} = k_p \zeta_p$ және $\zeta_{п.с} = k_c \zeta_c$.

k_p және k_c түзету коэффициенттері бірліктен кіші сандық мәндерге ие, олар α бұрышына, сондай-ақ қималар мен 1'-1' және 2'-2' өтулерінің үйлесімділігіне тәуелді болады. Олардың мәндері анықтамалықтарда келтірілген.

16.9.2. Ағыншалы сорғылар

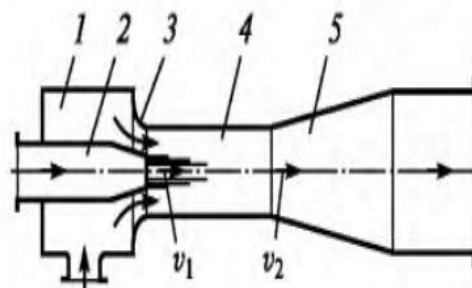
Барынша кең таралған жергілікті кедергілерге ағындардың бұрылыстары да жатады. Олар құбырдың кенет бұрылысымен (5.4 д сурет) және біртіндеп бұрылысымен (5.4 е сурет) болуы мүмкін.

Құбырдың кенеттен бұрылысы (немесе бүкпесі) елеулі құйын түзілістерін туындатады (5.4 д суретті қараңыз) және сондықтан күштің біршама жоғалуына алып келеді. Бүкпе кедергісінің коэффициенті ζ_k бірінші кезекте бұрылыс бұрышымен δ анықталады және анықтамалықтан таңдалуы мүмкін.

Құбырдың біртіндеп бұрылуы (немесе тармақ) құйын түзілісін біршама төмендетеді, сәйкесінше, күш те азаяды. Берілген кедергіге арналған $\zeta_{от}$ коэффициенті δ бұрылыс бұрышына ғана емес, сондай-ақ салыстырмалы бұрыш радиусына R/d да тәуелді болады (5.4 е суретті қараңыз). $\zeta_{от}$ коэффициентін анықтау үшін әр түрлі эмпирикалық тәуелділіктер бар, олар анықтамалықтарда келтірілген.

Гидравликалық жүйелерде кездесетін басқа жергілікті кедергілердің жоғалту коэффициенттері де анықтамалық бойынша анықталуы мүмкін.

Бір құбырға орнатылған екі не одан көп гидравликалық кедергілер егер олардың арасындағы қашықтық $40d$ (d – құбыр диаметрі) өзара әсер етуі мүмкін. Алдыңғы тарауда жергілікті гидравликалық кедергілер қарастырылған болатын, олардың күштік жоғалтулары жылдамдық немесе



Сур. 16.9. Ағыншалы сорғы схемасы

шығын квадратына пропорционал болады. Жоғалтулар тәуелділігінің квадраттық сипаты – ең көп таралғандығын, бірақ жергілікті кедергі үшін жекелеген жағдай екендігін ескерген дұрыс.

Машина жасау гидрожүйелерінде ішінде ламинарлық ағыстары бар жергілікті кедергілер кездеседі. Мұндай кедергілердегі күштік жоғалтулар жылдамдыққа (немесе шығынға) бірінші дәрежеде пропорционал келеді, яғни сызықтық сипатқа ие. Оған қоса, сұйықтықтың ламинарлық ағысы кезінде құбырлардағы жергілікті кедергілердің коэффициенттері әрдайым тұрақты болып тұрмайды. Көрсетілген кедергілер жоғалтуларының квадратталған тәуелділіктері бар кедергілерге қарағанда біршама сирек кездеседі, және белгілі бір мәні болмайды, бірақ жекелеген гидрожүйелерді есептеу кезінде оларды ескеру қажет.

16.10. Динамикалық гидрокөзғалтқыштар (гидротурбиналар)

Мысал ретінде жиклерді қарастырамыз (сур. 5.5.), оның арнасында ламинарлық ағыс жүреді. Жиклердегі күштік жоғалтулар арнадағы үйкеліс жоғалтуларынан және осы арнадан шығу кезіндегі ағынның кенеттен кеңеюінен жинақталады. Бұл ретте көрсетілген жоғалтулардың бірінші түрі бірінші дәрежедегі жылдамдыққа (себебі арнада ламинарлық ағыс), ал екіншісі – жылдамдық квадратына (құйын түзу жоғалтуларына) пропорционал болады.

Егер жоғалтулардың екі түрін де назарға алатын болсақ, жиклер кедергісінің коэффициентіне арналған формула келесі түрге ие болады:

Бұл кез келген жергілікті кедергінің коэффициентіне арналған жалпы өрнек болып табылады. Бірінші қосынды (5.11) сызықтық жоғалтуларды, екіншісі – квадраттық жоғалтуларды ескереді. Бірінші және екінші қосындының арасындағы қатынас әрбір нақты кедергінің геометриялық өлшемдеріне тәуелді болады.

(5.11) тәуелділікті пайдалану гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде ауқымды күрделенулерге алып келеді. Алайда практика көрсеткендей, жергілікті кедергілердің көп бөлігінде жоғалтулардың бір түрі екіншісінен біршама артық болады, сондықтан нақты есептеулерді жүргізу кезінде (5.11) формула қосындыларының бірін түсіріп тастайды.

Егер квадратталған жоғалтулар сызықтықтан асып түссе, онда (5.11)-де бірінші қосындыны алып тастайды және сонда $\zeta = B = \text{const}$ тең болады. Мұндай кедергілер 5.4 тарауда егжей-тегжейлі қарастырылған.

Егер квадратталған жоғалтулар сызықтық жоғалтулардан біршама аз болса, онда екінші қосындыны алып тастайды және сонда $\zeta = A / \text{Re} = \text{var}$ тең болады.

Алайда мұндай тәуелділікті практика жүзінде пайдалану әрдайым ыңғайлы емес. Сондықтан кедергісінің сызықтық заңы бар жергілікті кедергілер үшін (немесе сызықтыққа жуық заңмен) эквиваленттік ұзындық әдісін жиі қолданады. Бұл әдістің мәні жергілікті кедергі үшін эквиваленттік ұзындық және шартты диаметр (немесе қиманың шартты ауданы) берілетіндігіне негізделеді. Бұл ретте олардың мәндері шартты құбыр желісіндегі күштік жоғалтулар берілген гидравликалық кедергілердегі жоғалтуларға тең болатындай етіп таңдалады. Онда осы жергілікті кедергідегі жоғалтуларды анықтауды құбыр желісіне арналған есептік тәуелділіктер бойынша жүргізеді.

Мұндай кедергілерге көптеген сүзгілер, сондай-ақ сызықтық дроссельдер (13.2 тарауда қарастырылады) және кейбір жиклерлер жатады.

ГИДРОДИНАМИКАЛЫҚ БЕРІЛІСТЕР

17.1. Гидродинамикалық берілістер туралы жалпы мәліметтер

11.1 тарауда гидроберіліс - сұйықтық ағымымен механикалық энергияны беруге арналған құрылғы деп атап көрсетілген. Гидроберілістің құрамына сорғы, гидравликалық қозғалтқыш және жұмыс сұйықтылығымен біріктеретін құбыр желілері кіреді. Динамикалық гидромашиналар пайдаланатын гидроберілістер гидродинамикалық деп аталады.

Гидродинамикалық берілістерде қалақты сорғыларды және гидравликалық қозғалтқыш ретінде - қалақты турбиналарды қолданады. Көрсетілген машиналарды шегіне жеткенше жақындастырып, жалпы корпуста өзіктес орналастырады, оларда ортақ корпус болғандықтан, кейін сорғыны сорғылық дөңгелек, ал турбинаны - турбиналық дөңгелек деп атаймыз. Мұндай құрылымда құбыр желілері болмайды, сондықтан сорғылық дөңгелектегі сұйықтық бірден турбиналық дөңгелекке түседі, ал турбиналықтан - қайта сорғылық дөңгелекке түседі.

Машина жасауда қолданылатын гидродинамикалық берілістер гидравликалық жалғастырғыштарға (гидрожалғастырғыштар) және гидравликалық трансформаторларға (гидротрансформаторлар) бөлінеді.

Сорғылық және турбиналық дөңгелектерден тұратын *гидравликалық жалғастырғыштар* айналдыру кезін өзгертпей энергияны беру үшін қолданылады, яғни гидрожалғастырғыштардың кіріс және шығыс біліктерінде айналдыру кездері бірдей дерлік.

Гидравликалық трансформаторларда сорғылық және турбиналық дөңгелектерден басқа қосымша тағы бір дөңгелегі болады. Ол жұмыстың бірқатар режимдерінде қозғалыссыз, яғни белсенді емес (реактивті), сондықтан оны реактор деп атайды. Гидротрансформатордың құрамына реакторды қосу берілетін айналдыру кезін өзгертуге (трансформаторлауға) мүмкіндік береді. Осылайша, гидротрансформатордың кіріс және шығыс біліктеріндегі айналдыру кездері жұмыстың көптеген режимдерінде әртүрлі болады.

Заманауи транспорттық және өздігінен жүретін машиналарда *кешенді гидротрансформаторлар* кеңінен қолданылады. Өзінің беру қатынасының өзгеруінің кең диапазонында гидротрансформатор сияқты жұмыс істейтін, ал беру қатынасының үлкен көрсеткіштері кезінде гидрожалғастырғыш сияқты жұмыс істейтін гидротрансформаторды кешенді деп атайды. Бұл оның пайдалы әрекет коэффициентін айтарлықтай жоғарлатуға мүмкіндік береді.

17.2. Гидрожалғастырғыштың құрылымы және жұмыстық үдерісі

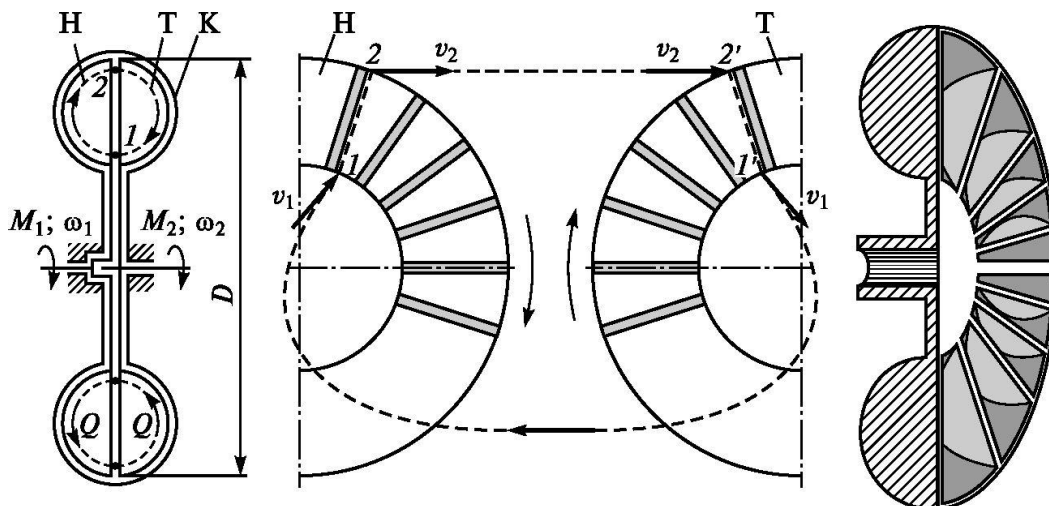
Екі өзектес орналастырылған сорғылық және турбиналық қалақты дөңгелектер, сонымен қатар корпус, мойынтіректер және басқа да бөлшектер гидравликалық жалғастырғыштың негізгі элементтері болып табылады. 17.1 суретінде гидрожалғастырғыштың ықтимал құрылымдарының сызбасы берілген. Гидрожалғастырғыштың біліктік кимасында (17.1, а суретін қараңыз) Н сорғылық дөңгелек, Т турбиналық дөңгелек және К гидрожалғастырғыштың корпусы көрсетілген. Жалғастырғыштардың көпшілігінде қалақты дөңгелектер тор тәріздес қуыстың жартысындай болатын тегіс радиалды орналасқан қалақшалары бар бірдей құрылымды болады (17.1, в суретін қараңыз).

Н сорғылық дөңгелек Юх бұрыштық жылдамдықпен двигателмен айналымға келтіріледі. Н

сорғылық дөңгелегінің қалақша арасындағы сұйықтығы онымен бірге айналады да, ортадан тепкіш күштермен айналу білігінен дөңгелектің шеткі аймағына серпіледі (17.1, б суретінде $1k$ нүктесінен 2 нүктеге). Сұйықтықтың бөлшектері сорғылық дөңгелекпен бірге айналым қозғалысына қатыса отырып, кинетикалық энергияға және осы дөңгелектің қозғалыс бағытының жылдамдығына ие болады. Әрі қарай 2 нүктенің айналасында (17.1, а суретін қараңыз) сұйықтық Н сорғылық дөңгелегінен Т турбиналық дөңгелекке ауысады.

Т турбиналық дөңгелектің қалақшааралық кеңістігінде сұйықтық бөлшектері оның қалақтарына әсер етіп, γ_2 бұрыштық жылдамдықпен айналуға мәжбүр етеді. Сұйықтықтың бөлшектері турбиналық дөңгелекте айнала отырып, сорғылық дөңгелектен алынған кинетикалық энергияны береді.

а — біліктік қимасы; б — қалақты жүйенің ұңғысы; в — сорғылық дөңгелек (қимасында); Н



17.1 Сурет. Гидрожалғастырғыштың конструктивті сызбасы:

— сорғылық дөңгелек; Т — турбиналық дөңгелек; К — корпус

Бұл ретте дөңгелектің шеткі аймағынан оның айналу білігіне аусады (17.1, а суреті 2 нүктенен 1 нүктеге дейін). 1 нүктенің айналасында сұйықтық Т турбиналық дөңгелектен Н сорғылық дөңгелекке өтеді. Әрі қарай жұмыс процесі қайталанады, яғни сұйықтық Q шығынымен тұйық түйіс бойынша қалақшааралық кеңістікте айналып жүреді.

Жұмыс процесінде суреттелген сұйықтықтың бөлшектерінде қозғалыстың күрделі кеңістіктік траекториясы болады, оны түсіндіру үшін 17.1, б суретінде гидрожалғастырғыш дөңгелегінің шартты ұңғысы көрсетілген. Бұл ұңғыда сұйықтықтың бір бөлшегінің қозғалыс траекториясы көрсетілген. Бұл бөлшек сорғылық дөңгелектің тегіс қалақшасы бойымен 1 -ші нүктенен 2 -ші нүктеге дейін ауысады. Ол 2 -ші нүктеде v_2 абсолютті жылдамдығымен сорғылық дөңгелектен «үзіліп», v_2 осындай жылдамдықпен турбиналық дөңгелектің қалақшасының $2'$ нүктесіне «соғылады». Одан әрі сұйықтықтың бөлшегі турбиналық дөңгелектің қалақшасының бойымен $2'$ нүктесінен V нүктесіне дейін қозғалады және v_1 абсолютті жылдамдығымен V нүктесінен турбиналық дөңгелектен кетеді. 1 -ші нүктеде бұл бөлшек осындай v_1 абсолютті жылдамдықпен сорғылық дөңгелектің қалақшааралық кеңістігіне түседі. Әрі қарай жұмыс процесі қайталанады.

17.1 тарауда гидрожалғастырғыш берілетін моментті өзгертпейді, яғни сорғылық M_1 және турбиналық дөңгелектердегі M_2 айналмалы моменттер әрдайым бірдей болады. Расында да, кедергі моментін есепке ала отырып, гидрожалғастырғышқа сырттан қосылған моменттер қосындысы нөлге тең болатынын жазып алуға болады:

$$M_1 - M_2 - M_k = 0.$$

Кедергі моменті M_k гидрожалғастырғыш желілерінің үйкелісінен тартылған. Оған айналып тұрған дөңгелектердің ауаға үйкелесуі аса үлкен әсер етеді (бірқатар конструкцияларда корпус та айналмалы болып табылады). Пайдалануға беру режимдерінің бірқатарында M_k аз болғандықтан,

оны елемеуге де болады. Онда

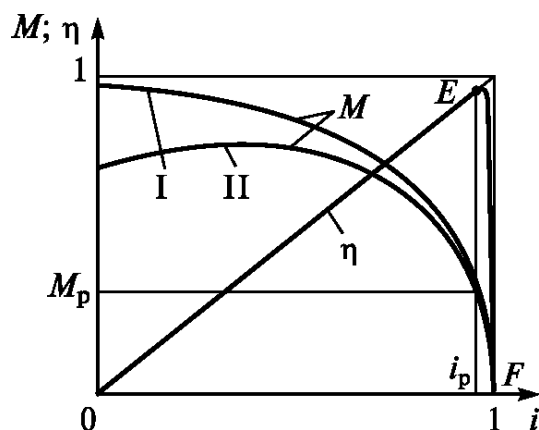
$$M_1 = M_2 = M, \quad (17.1)$$

бұл сорғылық және турбиналық дөңгелектердегі моменттердің дәлдігін дәлелдейді.

Гидрожалғастырғыштың беретін моменті сорғылық ω_1 және турбиналық ω_2 дөңгелектердің бұрыштық қозғалысының қатынасына байланысты өзгеріп тұрады. 17.2 суретінде гидрожалғастырғыштың беру қатынасына байланысты берілетін моменттің M екі нұсқасы (I және II) берілген.

$$i = \omega_2 / \omega_1 \quad (17.2)$$

17.2 сурет Гидрожалғастырғыштың сипаттамасы



17.2 сурет
Гидрожалғастырғыштың
сипаттамасы

17.2 суретіндегі $M = f(i)$ кестелерді талдау барысында i аз болғанда берілетін моменттер едәуір болады, мұнда $M = f(i)$ тәуелділігі максимум болуы мүмкін (17.2 суреттегі II сызықты қараңыз) не болмаса болмауы мүмкін (I сызық). Үлкен беріліс қатынастары i кезінде M берілетін момент азаяды, ал $i \rightarrow 1$ кезінде кенеттен нөлге түседі.

$\omega_1 = \text{const}$ кезінде $M = f(i)$ келтірілген тәуелділік халықаралық гидрожалғастырғыш деп аталады. $M = f(i)$ басқа гидрожалғастырғыштың сипаттамасына оның ПӘК-нің беріліс қатынасына тәуелділігі де кәреді, яғни $\eta = f(i)$. ПӘК-ті турбиналық дөңгелектің шығыс қуаттылығының N_2 сорғылық дөңгелектің кіріс қуаттылығына N_1 қатынасынан табамыз. Тәуелділіктерді (17.1) және (17.2) есепке ала отырып мына аламыз

$$N_2 = M_2 \omega_2 / M_1 \omega_1$$

Осылайша, кедергі моментін M_k елемей, гидрожалғастырғыштың ПӘК оның беру қатынасына тең деп есептеуге болады. Тәуелділік $\eta = f(i)$ 17.2 суретінде көрсетілген.

$$\eta = N_2 / N_1 = M_2 \omega_2 / M_1 \omega_1 \quad (17.3)$$

(17.3) формуласы кедергі моменті M_k аз болғанда және осыған орай оны елемеуге болатын жағдайда алынды. Беріліс қатынасы i өзгерісінің кең диапазоны үшін мұндай жорамал әділ (17.2 суретіндегі OE учаскесі $\eta = f(i)$ байланысты). Бірақ ол $i \rightarrow 1$ кезінде тиімсіз, себебі үлкен i тұсында беріліс моменті күрт құлайды (17.2 суретін қараңыз) және $i \rightarrow 1$ кезінде ол кедергі моментімен M_k өлшемдестікте болады. Бұл жағдайда тәуелділік (17.3) бұрыс болады, ал гидрожалғастырғыштың ПӘК-і кедергі моментіне M_k байланысты $\eta = f(i)$ кестесінде EF учаскесі күрт құлайды (17.2 суретін қараңыз).

Гидрожалғастырғыштың максималды ПӘК режимін (17.2 суретінде E нүктесі - 95...98 %) есептік деп санайды. Бұл режимге сәйкес келетін кедергі моментін M_k және беріліс қатынасын i да есептік деп санаймыз.

Гидродинамикалық берілістер жұмысын талдау барысында бұрын қарастырылған параметрлерден басқа, сырғанау деген атқа ие болған өлшемі жоқ кинематикалық параметр де қолданылады. Ол сорғылық және турбиналық дөңгелектердің бұрыштық жылдамдықтарының біріншісінің жылдамдығының айырмасымен анықталады:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i.$$

Бұл параметр сорғылық және турбиналық дөңгелектердің айналу жиілігінің айтарлықтай айырмасы болғанда пайдалануға берілген гидрожалғастырғыштың жұмысын талдауда кеңінен қолданылады.

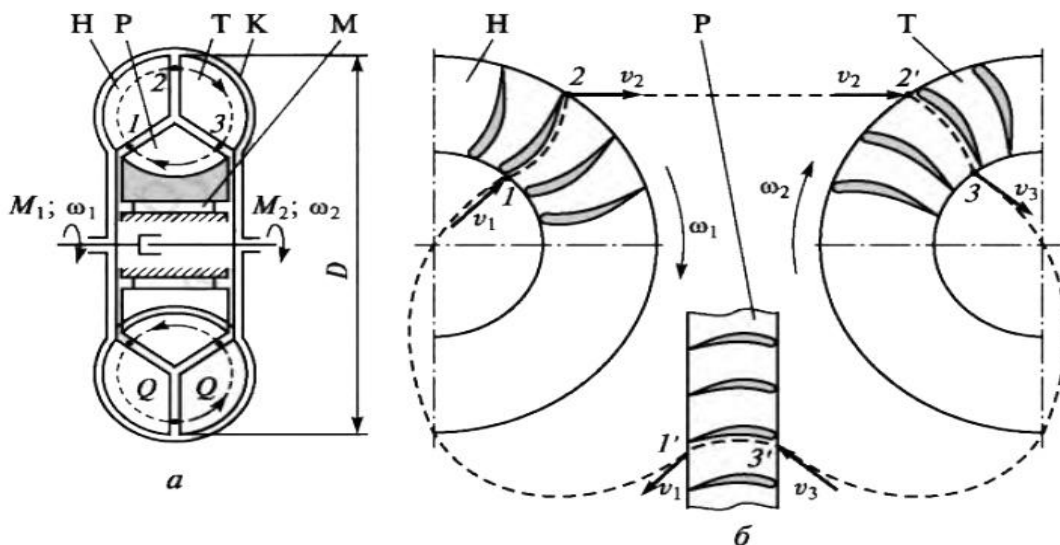
17.3. Гидротрансформатордың құрылымы және жұмыстық үдерісі

Гидравликалық трансформатордың негізгі элементтері үш ортақ біліктес орналасқан сорғылық, турбиналық және реактивті (реактор) дөңгелектер, сонымен қатар корпус, мойынтіректер және басқа да қосалқы бөлшектер болып табылады. Гидротрансформатордың біліктік қимасында (17.3, а суреті) сорғылық дөңгелек Н, турбиналық дөңгелек Т, реактивті дөңгелек (реактор) Р және гидротрансформатордың корпусы К, сондай-ақ еркін жүрісті жалғастырғыш М көрсетілген, оның міндеті кейін қаралатын болады. Гидротрансформатор дөңгелектерінің гидрожалғастырғыш дөңгелектерінен негізі құрылымдық ерекшелігі оның қалақшаларының күрделі қисықсыздықты пішіні болып табылады (17.3, б суреті).

Сорғылық дөңгелек Н двигательдің айналмалы моменті M_i арқылы айналады. Сорғының қалақшааралық кеңістігіндегі сұйықтық ω_1 бұрыштық жылдамдығымен айналады да, айналу өзегінен дөңгелектің шеткі аймағына - 1 нүктеден 2-ші нүктеге серпіледі (17.3, б суретін қараңыз). Бұл ретте сұйықтықтың әр бөлшегі кинетикалық энергияға және осы дөңгелектің қозғалыс бағытының жылдамдығына ие болады. 2 нүктенің айналасында сұйықтық ағыны сорғылық дөңгелегінен Н турбиналық дөңгелекке Т ауысады (17.3, а суретін қараңыз). Турбиналық дөңгелектің қалақшааралық кеңістігінде сұйықтық турбиналық дөңгелектің қалақшаларына әсер етеді де, оны ω_2 бұрыштық жылдамдығымен айналымға әкеледі.

Мұнда сұйықтық бөлшектері сорғылық дөңгелектен алған кинетикалық энергиясын бірте-бірте жоғалтады да, шеткі аймақтан айналу өзегіне қарай (2-ші нүктеден 3-ші нүктеге) қозғалады. 3 нүктенің айналасында сұйықтық ағыны турбиналық дөңгелектен Т реакторға Р ауысады (17.3, а суретін қараңыз).

Кейін сұйықтық ағыны қозғалыссыз реактордың қалақшааралық кеңістігі арқылы 3-ші нүктеден 1-ші нүктеге өтеді де 1-ші нүктенің айналасында сорғылық дөңгелекке ауысады. Әрі қарай жұмыс үдерісі қайталанады, яғни сұйықтық дөңгелектердің қалақшааралық кеңістігінде Q



Сур. 17.3. Гидротрансформатордың құрылымдық сызбасы:

а - біліктік қимасы; б - қалақша жүйесінің ұңғысы; Н - сорғылық дөңгелек; Т - турбиналық дөңгелек; Р - реактивті дөңгелек (реактор); К - корпус; М - еркін жүрісті жалғастырғыш

шығынымен тұйықталған түйіс бойымен айналып жүреді.

Реактор Р гидротрансформатордың айналмалы моментін өзгерту, яғни шығыс біліктің айналмалы моментінен M_2 өзгеше кіріс моментін M_3 алу үшін қызмет етеді. Гидротрансформатордағы жұмыс аса түбегейлі қарастыру үшін 17.3, б суретінде оның дөңгелектерінің шартты көрінісі келтірілген. Бұл сызбада сұйықтық бөлшектерінің оның жұмыс дөңгелектері арқылы қозғалысының траекториясы көрсетілген. Бұл бөлшек сорғылық дөңгелектің қисықсыздықты қалақшасының бойымен 1-ші нүктеден 2-ші нүктеге ауысады. Ол 2-ші нүктеде сорғылық дөңгелектен «үзіліп», турбиналық дөңгелектің қалақшасының 2' нүктесіне «соғылады». Одан кейін сұйықтықтың бөлшегі турбиналық дөңгелектің қисықсыздықты қалақшасының бойымен 2' нүктесінен 3 нүктеге ауысады, әрі қарай турбиналық дөңгелектен реакторға өтіп, реактордың қалақшасы бойымен 3' нүктеден 1' нүктеге түседі. V нүктесінде бөлшек реактордан кетіп 1 нүктеде сорғылық дөңгелектің қалақшасына түседі. Кейін жұмыс процесі қайталанады.

Сорғылық дөңгелектегі айналым моментінің M_1 - ден турбиналық дөңгелектегі M_2 айналым моментінің өзгеруі реактор қалақшаларының ағынын қосымша бұрау есебінен, яғни жылдамдық векторын V_3 -тен V_3 -ке өзгеруінен жүзеге асырылады (17.3, б суретін қараңыз).

Әр гидротрансформатордың v_3 және v_3 векторлары бірдей болғанда дербес жұмыс режимдерінің болатындығын атап өту қажет. Бұл дербес режимде моменттердің теңдігі $M_j = M_2$ қамтамасыз етіледі. Бұдан ауытқығанда көрсетілген теңдік бұзылады, айта кететіні ол бір жаққа да ($M_3 > M_2$) басқа жаққа да ($M_3 < M_2$) бұзылуы мүмкін.

Гидротрансформатордың сипаттамасына талдау жүргізу үшін оның қалыптасқан режимдегі жұмысын қарастырайық. Бұл режимде гидротрансформаторға сырттан қосылған моменттер қосындысы нөлге тең болуы тиіс:

$$M_3 - M_2 \pm M_3 - M_c = 0,$$

мұнда M_3 және M_2 - сорғылық және турбиналық дөңгелектердегі біліктердің сәйкесінше айналмалы моменттері; M_3 - корпус қабылдап тұрған айналмалы момент; M_c - мойынтіректердің және тығыздалулардың үйкелісінен туындаған кедергі моменті.

Пайдалануға беру режимдерінің көпшілігінде кедергі моменті M_k белсенді моменттермен салыстырғанда аз болады, сондықтан олар еленбейді.

$$M_1 - M_2 \pm M_3 = 0, \quad (17.4)$$

Сол кезде яғни, турбиналық дөңгелектің білігіндегі момент M_2 сорғылық дөңгелектің білігіндегі моменттен M_1 реактивтік моменттің M_3 шамасынан көп не болмаса аз болуы мүмкін.

(17.4) тәуелділігі кесте түрінде (17.4, а суреті) көрсетілген, мұнда сорғылық дөңгелектің тұрақты бұрыштық жылдамдығы ω_1 , тұрақты айналмалы моменті M_1 және айнымалы беріліс қатынасы $i = \omega_2/\omega_1$.

Кез келген ерікті таңдалған A_1 нүктесінде момент M_2 моменттерінің қосындысымен M_1 және M_3 анықталатынын айта кеткен жөн. $i = i^*$ кезінде M_3 моменті реакторда нөлдік мағынаны қабылдайды және $M_1 = M_2$ болады.

Гидротрансформатордың жұмыс процесін қарау барысында айналым моментінің өзгермеуі кезінде жұмыс істеу мүмкіндігі айтылған болатын. Осылайша $v_3 = v_1$ болғанда болады (17.3, б суретін қараңыз). Гидротрансформатордың мұндай дербес жұмысын гидрожалғастырғыш режимі деп атайды.

Кез келген ерікті таңдалған A_1 нүктесінде $i > i^*$ болғанда момент M_2 моменттердің айырмасымен анықталады (17.4, а суретін қараңыз).

Әр түрлі гидротранс-форматорлардың қасиетін салыстырмалы талдау кезінде өлшемі жоқ параметрлер қолданылады. Оның ішінде, моменттердің өзгерісін талдау үшін трансформация коэффициентін енгізді

$$k = M_2/M_1. \quad (17.5)$$

17.4, б суретінде $k = f(i)$ кестелік тәуелділік көрсетілген. Ол түгелдей дерлік 17.4, а суретіндегі $M_2 = f(i)$ қисықпен бірдей, себебі соңғысы $M_1 = \text{const}$ үшін құрастырылған болатын.

Гидротрансформатор жұмысының тиімділігінің маңызды сипаттамасы оның ПЭК-і болып табылады. Гидротрансформатордың мақсаты мен құрылымына байланысты трансформациялану коэффициентінің максималды шамасы $k_{\max}$ 2-ден 8-ге дейін ауытқуы мүмкін.

Оны бағадаудың математикалық формуласын турбиналық N_2 және сорғылық N_1 дөңгелектердегі қуаттылық қатынасынан аламыз. (17.2) және (17.5) есепке ала отырып

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = k i, \quad (17.6)$$

яғни, гидротрансформатордың ПӘК-і трансформация коэффициенті k мен беріліс қатынасының i көбейтіндісіне тең.

17.4, б суретінде $p = f(i)$ кестелік тәуелдігі көрсетілген. Ол B нүктесінде максимумды қисық және O мен D нүктелерінде нөлдік шамада. O нүктеде ПӘК нөлдік мағынаға ие болады, себебі бұл нүктеде $i = 0$. Онда (17.6) сәйкес $p = 0$. D нүктесінде ПӘК нөлдік мағынаға ие болады, себебі бұл нүктеде $k = 0$ сәйкесінше $p = 0$.

17.4, б суретінде келтірілген кесте гидротрансформатордың сипаттамасы деп аталатынын айта кету керек.

Гидротрансформаторлардың қолданылуы жеткіліксіз жоғары ПӘК-терімен шектеледі. Олардың максималды шамасы 0,80... 0,93 құрайды (17.4, б суретіндегі B нүктесі), бірақ осы режимнен ауытқыған кезде айтарлықтай құлайды. Бұл құлау беріліс қатынасының жоғарғы мағынасының тұсында қолайсыз, яғни $i \rightarrow 1$ болғанда (17.4, б суретіндегі D нүктесінің айналасы).

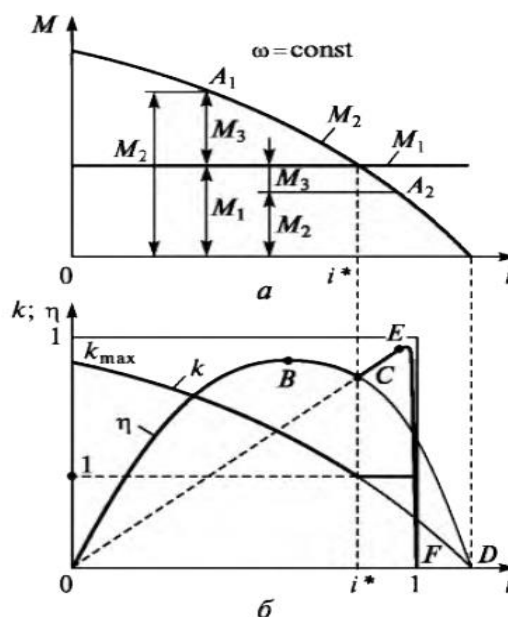
$i \rightarrow 1$ болғанда гидротрансформатордың ПӘК-ін гидро-жалғастырғыш режимінен, яғни $i = i^*$ бастап айтарлықтай жоғарлатуға болады. Осы режимге дейін ($i < i^*$ болғанда) реактордағы айналмалы момент M_3 оң мағынада, ал одан кейін ($i > i^*$ болғанда) теріс мағынада болады. Тиісінше, $i = i^*$ болғанда реактордағы айналмалы момент белгісін, яғни әрекетінің бағытын өзгертеді.

Бұл жағдайды келесідей қолданады. Гидротрансформатордың құрылымына еркін жүрістегі жалғастырғышты M (17.3, а суретін қараңыз) енгізеді. Реактордағы айналмалы моменттің оң мағынасында ол реактивті дөңгелектің қозғалыссыздығын (стопорит) қамтамасыз етеді. Реакторда момент бағыты өзгерген кезде (бұл момент озба жалғастырғышқа M да әсер етеді) ол сұйықтық ағынымен бірге еркін қозғала бастаған реакторды босатады. Осы кезде гидротрансформатор гидрожалғастырушыға айналады, себебі бұл жағдайда онда қозғалыссыз реактивті дөңгелек болмайды. Гидротрансформатор мен гидрожалғастырғыштың қос қызметін атқаратын құрылғыны кешенді гидротрансформатор деп атайды.

$0 < i < i^*$ болғандағы кешенді гидротрансформатордың сипаттамасы қарапайым гидротрансформатордың сипаттамасына сәйкес келеді, яғни ПӘК-тің сызбалық тәуелділігі OBC сызығы болып табылады (17.4, б суретін қараңыз). $i > i^*$ болғанда кешенді гидротрансформатордың сипаттамасы гидрожалғастырғыштың сипаттамасына сәйкес келеді, CEF сызығы ПӘК-тің тәуелділігі болып табылады. Осылайша, кешенді гидротрансформатордың ПӘК-і $O BCEF$ сызығы бойымен өзгереді және қарапайым гидротрансформатормен салыстырғанда үлкен беріліс қатынастары тұсында аса жоғары мағынаға ие болады.

Кешенді трансформатордың трансформация коэффициенті k оның гидрожалғастырғыш режиміне өту кезінде бірге тең болады. ПӘК-ті жоғарлату үшін гидротрансформатордың бұғаттауын да қолданады. Бұл мақсатпен оның құрылымына мәжбүрлі қосылғы бар қосымша құрылғы қосады, ол белгілі бір режимде сорғылық және турбиналық дөңгелектердің біліктерін қосуға, яғни бір білікке біріктіруге мүмкіндік береді. Бұл жағдайда гидротрансформатордың ПӘК-і 0,95...0,98 болады.

17.4. Механизмдер мен машиналардың гидроберілістерін



Сур. 17.4. Гидротрансформатордың сипаттамасы

a - моменттер өзгерісі; b - өлшемі жоқ параметрлер

жобалау кезінде ұқсастық әдістерін пайдалану

Бұдан бұрын қарастырылған гидродинамикалық берілістердің сипаттамасын теориялық жолмен жеткілікті дәл алуға болмайды. Сондықтан, осындай берілісті механизмдер мен машиналарды жобалау барысында негізі қалақшалы гидромашиналардың ұқсастық теориясының ережелері болып табылатын әдістер кеңінен қолданылады. Олар берілген пайдалануға беру шарттарын қанағаттандыратын гидродинамикалық берілістердің негізгі геометриялық параметрлерін іріктеуге не болмаса анықтауға мүмкіндік береді. Бұл ретте жобалауда ұқсас жұмыс режимінде қарастырып отырған немесе ұқсас гидроберіліс үшін алынған эксперименттік мәліметтер бастапқы материал ретінде қарастырылады.

4.1 тарауда ұқсастық әдістерін қолдану үшін ұқсастық критерийін таңдау маңызды екені белгілі. Қалақшалы гидромашиналар үшін мұндай критерий ретінде геометриялық ұқсас қалақшалы дөңгелектердің шегіндегі жылдамдықтарының (кірісте және шығыста) ұқсас болған кезінде алынған жүрдектік коэффициентін (16.6 тарауды қараңыз) таңдайды.

Гидродинамикалық берілістерді қарастыру барысында қалақшалы дөңгелектер жүйесімен (гидрожалғастырғышта олар екеу, гидротрансформаторда үштен кем емес) істес боламыз. Тиісінше, көрсетілген шарт дөңгелектердің жапсарлас жеріндегі жылдамдықтарының ұқсастығынан көрінуі тиіс (17.1 және 17.3 суреттеріндегі 1, 2, 3 нүктелерін қараңыз).

Мұндай ұқсастықтың сыртқы көрінісі беріліс қатынасы i болып табылады, себебі ол аса маңызды жылдамдықтар қатынасымен анықталады. Сондықтан геометриялық ұқсас гидродинамикалық берілістер үшін жұмыс режимдерінің ұқсастық критеріі беріліс қатынасы болып табылады, яғни *i басқа да пайдалануға беру параметрлерін анықтауы тиіс*.

Ұқсастық әдістерін қолдану барысында жобаланатын машина немесе механизм үшін гидроберілістің сапалық және сандық жақтарын бөліп таңдау ыңғайлы болады. Осылайша, гидроберілістің өлшемі жоқ сипаттамаларын талдау кезінде анықтамалық әдебиеттерде келтірілген көптеген нұсқалардың ішінен аса оңтайлы сипаттамасын таңдап алуға болады, ал сандық есептеулер бұл гидроберілістің конструктивтік және геометриялық параметрлерін анықтауға мүмкіндік береді.

Гидродинамикалық берілістердің есептеу формулалары (16.2) гидрожалғастырғыштар мен гидротрансформаторлардың қалақшалы дөңгелектеріне жарамды теңдеудің негізінде алынуы мүмкін. Есептік тәуелділіктерді алу кезінде гидроберілістің геометриялық ұқсас қалақшалары үшін қандай да болмасын өлшем жұмыс бетінің аса үлкен диаметрі алынатын негізгі геометриялық өлшемге D пропорционалды болады. Сонымен қатар, дөңгелектің кез келген жылдамдығы оның айналу жиілігіне пропорционалды болады деп есептейміз. Онда (16.2)-дан

$$M = Xpa^2D^5, \quad (17.7)$$

шығады, мұнда X - айналмалы моменттің өлшемі жоқ коэффициенті. Ол тұрақты шама болып табылмайды және гидроберілістің жұмыс режимі өзгергенде өзгеруі мүмкін.

(17.7) формуласы айналмалы моментті гидроберілістің қалақшалы дөңгелегінің білігінде M оның бұрыштық жылдамдығымен ω және аса маңызды геометриялық параметрмен D байланыстырады. Сондықтан ол гидрожалғастырғыштар мен гидротрансформаторларды есептеу кезінде негізгі формула болып табылады.

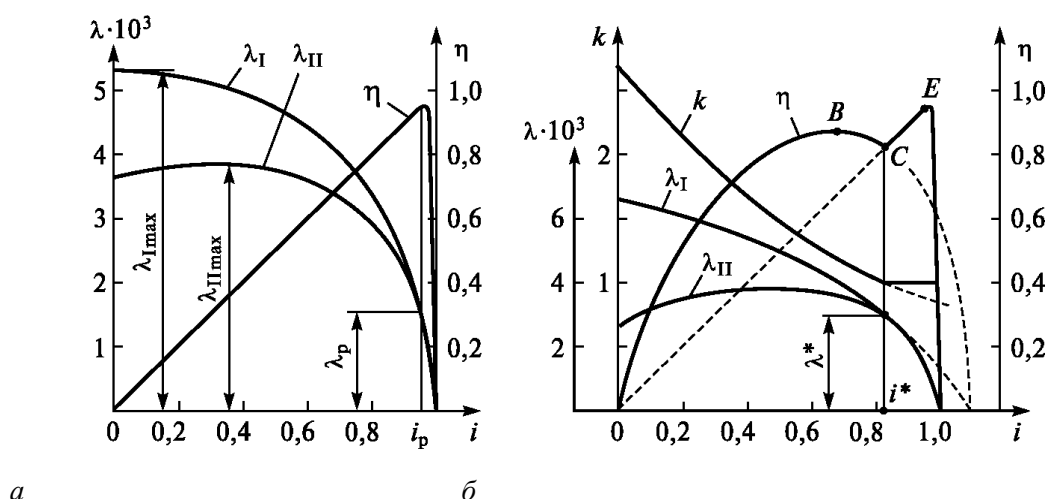
(17.7) формуласынан дөңгелек білігінің қуаттылығын есептейтін формула алынуы мүмкін:

$$N = X\rho\omega^3D^5. \quad (17.8)$$

Жобаланатын машинада гидроберілісті қолданудың мақсаттылығын сапалы бағалау үшін 17.2 және 17.3 тарауларында (17.2 және 17.4 суреттерін қараңыз) қарастырылған өлшемі жоқ кестелі сипаттамаларды қолданады. Алайда, онда көрсетілген кейбір тәуелділіктер, оның ішінде моменттердің беріліс қатынастардан тәуелділігі өлшемі жоқ болып табылмайды. Сорғылық дөңгелектегі моменттің M_1 беріліс қатынасынан *i өлшемді тәуелділігі аса ыңғайсыз болып табылады*.

$M_1 = f(i)$ тәуелсіздігін өлшемі жоқ түрге келтіру мақсатқа сай болып табылады. Гидроберілістер сипаттамалары сорғылық дөңгелек айналымының тұрақты жиілігінен құралғандықтан оны жасау қиынға соқпайды. Осылайша (17.7) сәйкес берілген сорғылық дөңгелектің білігіндегі айналмалы момент $M_1 \sim X^{\wedge}$ момент коэффициентіне пропорционалды.

Тиісінше, $X_1 = f(i)$ тәуелділік кестесі сорғылық дөңгелектегі (гидроберілістің жетекші білігінде) момент өзгерісін анықтайтын өлшемі жоқ сипаттамасы болып табылады.



Сурет 17.5. Өлшемі жоқ сипаттамалар: а - гидрожалғастырғыштар; б – гидротрансформаторлар

Көптеген жағдайларда X коэффициентінде «1» индексін төмендетеді, яғни $X = f(i)$ тәуелділігін қолданады. Гидрожалғастырғыш үшін мұның маңызы жоқ, себебі $M_1 = M_2 = M$ және тиісінше $X_1 = X_2 = X$. Гидротрансформатордың жағдайында $X = f(i)$ жетекші білікте моментті M_1 анықтайтын тәуелділік болып табылады, ал жетекші білікте M_2 моментін сипаттау үшін қосымша трансформация коэффициенті $k = f(i)$ үшін тәуелділікке келтіреді [(17.5) формуласын қараңыз].

17.5, а суретінде мысал ретінде екінші гидрожалғастырғыштың өлшемі жоқ сипаттамасы көрсетілген, мұнда олардың $\eta = f(i)$ тәуелділігі бірдей, ал $X = f(i)$ тәуелділігі әр түрлі (X_I және X_{II}). Бірінші жалғастырғышта беріліс қатынасының i барлық диапазонында моменттің айтарлықтай ауыспалы коэффициенті болады. Бұл жалғастырғыштың i нөлдік мағынасы кезінде момент коэффициентінің максималды мағынасы $X_{I\max}$ (тиісінше, $M_{\max}$). Мұндай гидрожалғастырғыштар іштен жану двигателдарымен жұмыс кезінде қолданылады. Екінші жалғастырғыш беріліс қатынасы i өзгерісінің кең диапазонында момент коэффициентінің X_{II} өзгеруі аз болады, бірақ $i \rightarrow 1$ кезінде оның мағынасы күрт төмендейді. Бұл гидрожалғастырғышта момент коэффициенті X_{II} (тиісінше, M) $i \neq 0$ болғанда максимумға $X_{II\max}$ жетеді. Мұндай гидрожалғастырғыштар көптеген жағдайларда асинхрондалған электродвигателдарымен жұмыс кезінде қолданылады.

Машиналар мен механизмдерді жобалау барысында шамадан тыс коэффициенті 5 жалғастырғыштарда маңызды параметрлердің бірі болып табылады. Ол максималды моменттің $M_{\max}$ немесе момент коэффициентінің $X_{\max}$ есептеу режимінде ұқсас шамаға қатынасымен анықталады (M_p немес X_p). Есептеу режимі ретінде ПЭК-тің максималды режимі алынады, яғни $i = i_p$ (17.5, а суретін қараңыз).

Демек, шамадан тыс коэффициент есептелетін M_p салыстырғанда гидрожалғастырғыш бере алатын жетек қозғалтқышының білік жүктемесіндегі моменттің қаншалықты көптігін көрсетеді. Осылайша, 5 гидрожалғастырғыштың двигателге қамтамасыз ететін қорғаныс дәрежесін анықтайды. Заманауи гидрожалғастырғыштардың көпшілігінің шамадан тыс коэффициенті 5 = 2...6.

17.5, б суретінде екі гидротрансформатордың өлшемі жоқ сипаттамасы көрсетілген, мұнда $\eta = f(i)$ және $k = f(i)$ тәуелділіктері бірдей, ал $X = f(i)$ - әр түрлі (X_I және X_{II}). Екі гидротрансформатор да кешенді болып табылады, яғни $i = i^*$ болғанда гидрожалғастырғыш режиміне ауысады (тұтас сызықтарды қараңыз). Алайда, мұндай гидротрансформаторлар кешенді емес те болуы мүмкін. Онда олардың 17.5, б суретінегі сипаттамалары $i > i^*$ болған кезде тұтас сызықтарға емес штрих сызықтарына сәйкес келеді. Бұл гидротрансформаторлардың бір-бірінен маңызды айырмашылығы беріліс қатынасы өзгергенде момент коэффициентінің X өзгеру сипаты болып табылады.

Бұдан бұрын аталғандай, X коэффициенті сорғылық дөңгелектің M_1 білігіндегі айналмалы моментке пропорционалды. 17.3 тарауда гидротрансформатордың сипаттамасын қарастыру барысында бұл момент тұрақты деп қабылданған. Дегенмен, шынайы жағдайда $\omega_x = \text{const}$, ω_2 және M_2 ауыспалы болғанда көптеген гидротрансформаторларда X тұрақты мағынасын

қамтамасыз ету мүмкін емес. Беріліс қатынасынан i X өзгеруі гидротрансформатордың мөлдірлігін сипаттайды.

Сорғылық дөңгелектегі M_1 моменті (тиісінше X) M_2 моментіне және турбиналық дөңгелектің бұрыштық жылдамдығына ω_2 тәуелді емес (немесе шамалы тәуелді) болғанда гидротрансформаторлар мөлдір емес деп аталады.

Мөлдір емес гидротрансформатордың сипаттамасы 17.4, а суретте берілген. Мұндай гидротрансформатор жетекші біліктен двигателге түсетін жүктемені жеткізе алмайды. Мысалы, мөлдір емес гидротрансформаторды автомобильде қолданса, бұл автомобильдің двигателі жолдың жай-күйіне қарамастан орнатылған режимде жұмыс жасай береді. Осындай гидротрансформаторы бар двигатель «жолды сезбейді».

Момент коэффициентінің құламалы тәуелділігі бар гидротрансформаторлар [17.5, б суретіндегі $X_1 = f(i)$ қисығын қараңыз] мөлдір деп аталады. Осындай гидротрансформаторларда жетекші біліктегі жүктеме двигателге түседі. Мысалы, автомобильдегі мөлдір гидротрансформаторда қозғалыс кедергісін жоғарлатқанда i төмендейді, бұл X_1 коэффициентінің өсуіне (17.5, б суретін қараңыз), яғни двигатель білігіндегі моменттің өсуіне әкеледі. Двигатель үлкен жүктемелі режимге өтеді де «жолды сезе бастайды». $X = f(i)$ өзгерісі неғұрлым көп болса, двигательге жүктеме аса көп деңгейде беріледі.

Гидротрансформатордың мөлдірлігі момент коэффициентінің X қатынасына X^* -ге ($i = 0$) тең мөлдірлік коэффициентімен Π сипатталады, (гидрожалғастырғыш режимінде): $\Pi = XA^*$ (17.5, б суретіне қараңыз).

Гидротрансформаторлар кері мөлдірлікті де болады. Мұндай гидротрансформатордағы жетекші біліктегі жүктеменің артуы двигателге жүктеменің азаюына әкеледі. Кері мөлдірлікті гидротрансформатордың сипаттамасы да $X_{II} = f(i)$ 17.5, б суретінде көрсетілген. Бұл сипаттамада $i < 0,3$ болған жағдайда X_{II} коэффициентінің, тиісінше моменттің де төмендеуі байқалады. Гидротрансформаторлары бар машиналарды жобалау кезінде есептеу режимін таңдау маңызды болып табылады. Бұл ретте таңдау аса қолданылатын жұмыс режимдерінде жоғары ПӘК қамтамасыз ету мақатына орай жасалады, сондықтан да ол жобаланатын гидроберілістің пайдалануға беру шарттарымен анықталады. 17.5, б суретіндегі $\eta = f(i)$ сипаттамасының талдауында жоғары ПӘК B и E нүктелерінің аралығында. Бұл учаскедегі кез келген нүкте есептік ретінде қолданыла алады. Бірақ, есептік режим ретінде гидрожалғастырғыштың режимі аса жиі қолданылады (17.5, б суретіндегі C нүктесі).

Машиналарды жобалауда гидродинамикалық берілістердің ұқсастығын негізге ала отырып, келесі әдісті ұсынуға болады. Бірінші кезеңде өлшемі жоқ сипаттамаларды талдай отырып, гидроберілістің аса оңтайлы нұсқасы іріктеледі. Жобаланатын машинаның пайдалануға беру шарттарына орай есептеу режимі таңдалады. Таңдалған есептік режим үшін (17.7) немесе (17.8) формулаларын қолдана отырып, гидроберілістің негізгі геометриялық параметрі - жұмыс дөңгелектерінің диаметрі D анықталады. Одан кейін (D белгілі және сипаттамасының өлшемі жоқ болғанда) бар гидроберіліс таңдалады немесе қалақшалы гидромашиналардың ұқсастық формуласы қолданыла отырып (16.6 тарауды қараңыз), жобаланатын гидроберілістің параметрлері есептеледі. Соңғы кезеңде двигатель мен гидроберілістің ортақ жұмысынан жобаланатын машинаның сипаттамасын алады, алынған нәтижелерді талдайды және қажет болған жағдайда бұрын жасалған есептерге түзетулер енгізеді.

Т а р а у 18

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ СҮЙЫҚТЫҚ БЕРУ ЖҮЙЕЛЕРІ

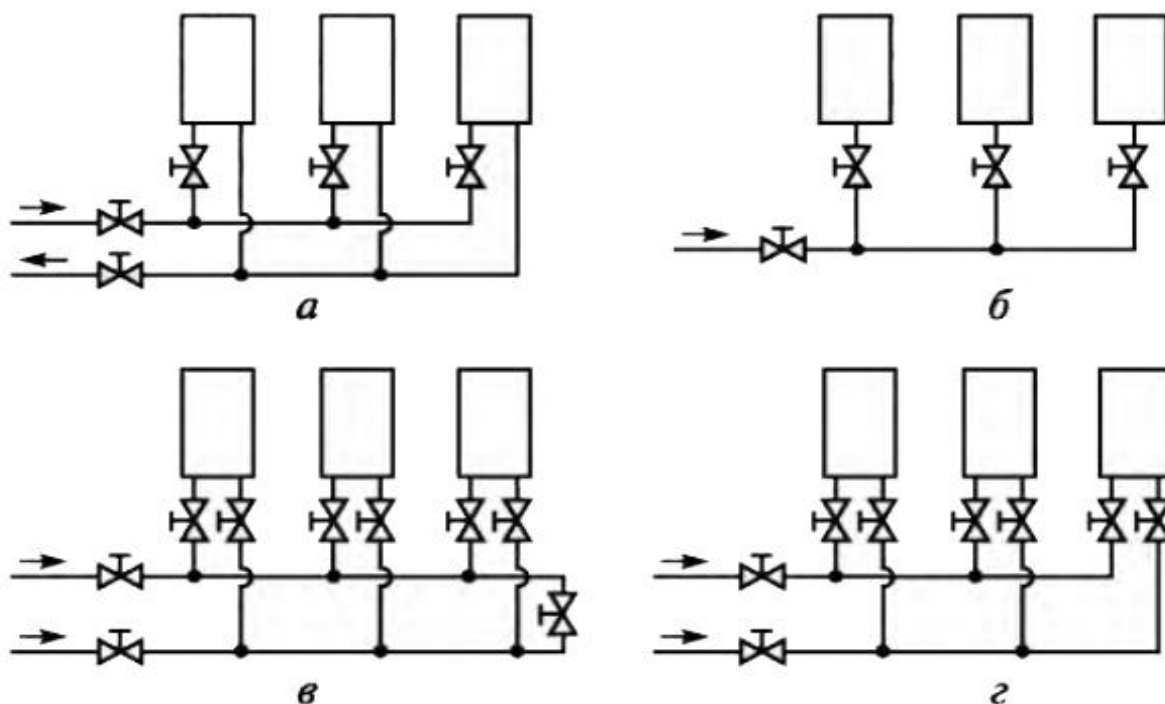
18.1. Сумен қамту жүйелері

Сумен жабдықтау жүйелері ғимарттар мен құрылыстарға, ішкі су жетегіне су жеткізу үшін қызмет жасайды. Ішкі су жетегі, әсіресе судың берілуі үшін қызмет жасайды. Ол кіріс құрылысынан, әртүрлі тиекті және реттегіш арматурасынан және бақылау құралдарынан тұрады. Оның тағайындауына байланысты сорғы қондырғылар, су қысымды бактар және басқа да жақын

орналасқан басқа құралдарынан тұруы мүмкін.

Ғимаратта бірыңғай құбыр желісі тәрізді шаруашылық-ішетін, өндірістік және басқа мақсаттар үшін бөлек құбырлары болуы мүмкін. Сыртқы желісімен біріктіру әдісі бойынша ішкі құбыр желілерін айналма және тура ағындысына бөлуге болады.

Айналма құбыр желілерін (18.1, а сурет) негізінде судың қайтадан қолданатын мақсатымен қолданылады. Осындай құбыр желілерін біріктіру кемінде екі гидрожолдардан тұрады, олардың біреуі суды жеткізуге, ал екіншісі судың алып кетуге қызмет жасайды.



18.1 сурет. Құбыр желілеріні схемалары

а – циркуляциялық; б – тік дәлдікті түпкілікті; в – тік дәлдікті сақиналы; г – тік дәлдікті қосарланған

Тура ағынды құбыр желісі сумен жабдықтау жүйелерінде негізгі болып саналады. Оларды өз кезегінде тұйыққа тірелген, айналма және қосарлыға бөліп тастауға болады. Техникада «құбыр желісі» терминінің орнына жиі «желісі» термині қолдананылады. Атап шыққани көбінесе қарапайым және таралу арқылы тығырыққа тірелген болып саналады (18.1 сурет, б). Олар пайдаланушыларға судың келуі үшін бір кіруінен және ішкі құбыр желісінен тұрады. Айналма су жүргізетін желілерде (18.1 сурет, в) судың ішкі құбыр шегінде тұйықталған контуры бойынша айналып жүруге мүмкіндігі болады. Айналма желілері әдеттегідей екіден кем емес кіруге ие болады. Сақиналық желілері әдеттегідей екі кірістен емеске ие болады. Осындай пайдаланушылардың қосылысы мықты мықты жабдықтаумен қамтамасыз етіледі. Екі есе желілері (18.1 сурет, г) қатарлас жұмыс жасайтын екі тұйық тораптарын ұсынады. Осы жағдайда пайдаланушылардың қамтамасыз етілуі ең үлкен сенімділікке ие.

Көптеген ішкі құбыр желілері суды сыртқы көздерінен жұмсайды. Бірақ ішкі сорғы қондырғыларымен сумен жабдықтау жүйелері пайда болады. Осындай сорғы қондырғыларын сыртқы су тартатын желісінде қысымның тұрақты немесе мерзімді, ал сонымен тағы сыртқы су таратқыш желісінің жоқ кезінде қолданады. Қолданатын қондырғыларын кезекпен жұмыс жасайтын сорғылар немесе үнемі жасайтын сорғыларына бөлуге болады, осында сорғылар бірлескен су қысымды немесе пневмоқысымды бақтарымен жұмыс жасайды. Осындай қондырғыларда ортадан тепкіш сорғыларын қолданады.

Үнемі қызмет жасайтын сорғылармен қондырғылары үнемшіл емес, себебі жұмыс тәртіптердің қатарында қажеттісі немесе қысыммен салыстырғанда олар артық қондырғыларын қамтамасыз етеді. Мерзімді қосылатын сорғыларымен қондырғылары көбінесе үнемді, бірақ олар

үшін өз кезегінде қосуын және ажаратуын қамтамасыз ететін басқару жүйесі қажет.

Су айдауыш немесе пневмоқысымды бактармен бірге жұмыс істейтін сорғы қондырғылар үнемді және күрделі автоматты жүйелерін талап етпейді, бірақ габариттері бойынша ерекшелінеді.

Су айдауыш бактармен қондырғысында гидрожүйесіндегі қажетті қысымын қамтамасыз ететін сорғысын биіктікке орналастырады. Сорғы бакқа суды ұлғайтады, ол осы жерден, қажеттіліктеріне қарай, пайдаланушыларға жұмсалады.

Осыған ұқсас пневматикалық бакпен қондырғысы жұмыс жасайды, яғни сорғы пайдаланушылармен жұмсалатын бактан сұйықтығымен толтырылады. Өзімен герметикалық сыйымдылығын ұсынатын бак толтыруында ауа судың үстінгі бетінде қысылады және қысылған ауаның әрекетімен су пайдаланушыларға жіберіледі. Осындай жүйелерде ауаның қысымын жасау үшін бакта сығымдағыштар қолданылуы мүмкін.

Сумен жабдықтау жүйелерінің жобалауында бастапқы деректері қажетті шығыны мен қажетті қысымы болып саналады. Тұрмыстық пайдаланушылар үшін 0,2 МПа кем емес және су жылытқыш аспаптар (бағаналар) үшін 0,4 МПа кем мес қысымның қамтамасыз етуі ұсынылады.

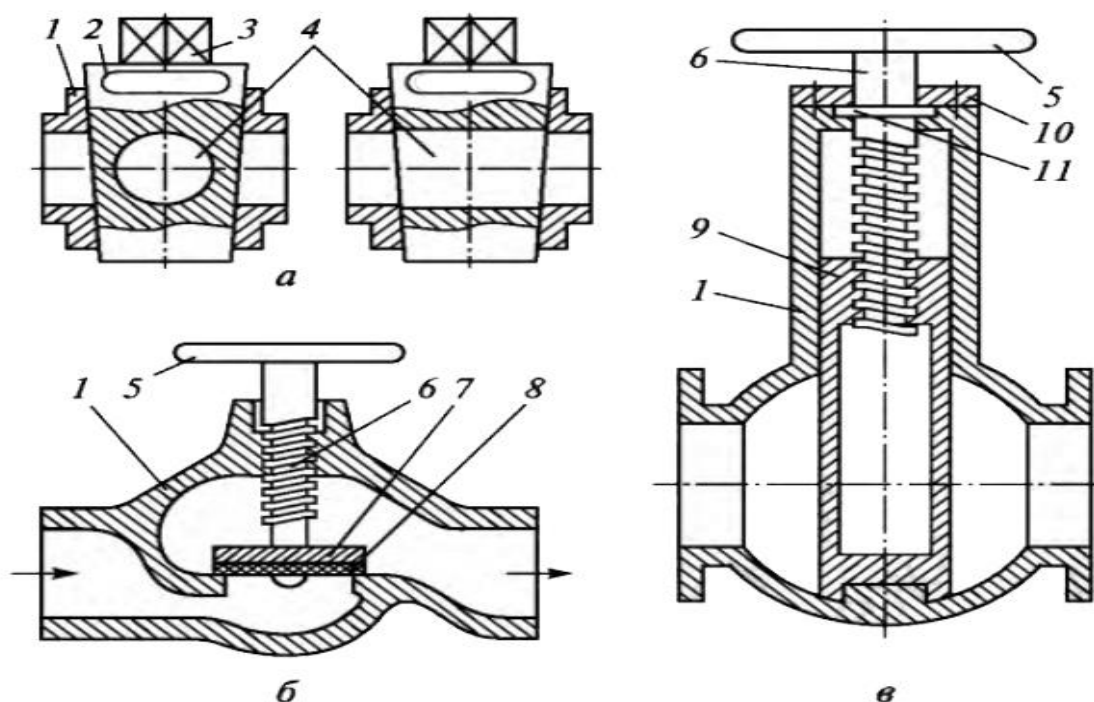
Сумен жабдықтау жүйелерінде 1; 1,6 және 2,5 Мпа қысымға рұқсат етілген 10 мм бастап және жоғары диаметрмен болат құбырлары көптеген қолдануына ие болды. Сонымен тағы 50 мм және жоғары диаметрмен шойын және талшықтасцемент құбырларын қолданады, біріншілері 1 МПа қысымға, ал екіншілері - 0,6 МПа дейін рұқсат етеді. Кейбір жағдайларда пластмассалық құбырларын қолданады.

Болатты құбырлардың біріктіруінде ернемектік, бұрандалы және дәнекерленген қосылыстарын қолданады. *Ернемектік* қосындыларын жоғары құбырлардың диаметрлерінде қолданады (50 мм және жоғары). Құбырлардың шеттеріне арнайы ернемектерін ерітіп жабыстырады, кейін екі құбырлардың ернемектер арасында нығыздағыш сақиналарын бекітеді, ал ернемектерді бұрандамаларымен тұтастырады. *Бұрандалы қосылысын 65 мм дейін диаметрмен құбырлар үшін қолданады.* Бұл үшін арнайы бұрандалы жалғастырып тұратын элементтерін қолданады: жалғастырғыштар - бір сызықта орналасқан қосындылар үшін; 90° бұрышпен орналасқан екі құбырлар үшін бұрыштықтар; бір-біріне біркелкі шамасындағы құбыр жүйесінің бөлімдері - 90° бұрышпен бір жазықтықта орналасқан үш құбырлар үшін; крестер – бір жазықтықта және басқалар крест түріндегі орналасқан төрт құбырлар үшін. *Дәнекерленген қосылыстар* кез келген диаметрлі болатты құбырлар үшін қолдануы мүмкін.

Су тартқыштарда әртүрлі ілмекті-реттеуші арматурасын қолданады. Оған алғашқы ретте тығын крандарын, шұраларын, ал сонымен тағы сақтандыратын, редукциялық және кері қақпақшаларын жатқызады.

Тығын кран өтетін конструктивтік сызбасы 18.2, а суретте екі жұмыс жағдайда көрсетілген. Кран 1 тұрқысынан және 3 төрт жақты бастиегімен 2 айналдыратын тығындарынан тұрады. 2 тығыны сұйықтықтың перпендикулярлық орналасуының бағытындағы жабық орналасуына 4 тесігі ие болады. Егер тығынды 90° бұрышқа 3 бастиекті бұрап тастаса ол жаңа орынды алады және 4 тесігі құбырдың тесігімен бір-біріне келеді яғни кран ашылады. Сонымен тағы көбінесе күрделі тығын крандарын қолданады.

Шұраның конструктивтік сызбасы 18.2, б суретте көрсетілген. Оның негізгі элементімен 1 тұрқысында жүрісті бұрандыында орнатылған 6 айналдырғысы болып саналады. 6 айналдырғысы 5 сермермен айналуымен тура келеді, ал оның шетінде 8 нығыздағыш төсеммен 7 қақпақшасы нығайтылған. Суретте көрсетілген 7 қақпақшасының орналасуында су үшін өткелі жабық. Егер 5 сермерді бірнеше айналымдарға бұрап жіберсе, сонымен тағы білік бірдей айналады, 8 төсеммен 7 қақпақшасы көтеріледі және өтетін тесікті ашады. Көрсетілген тілмен сұйықтықтың бағыттауында тек қана шұрасында жұмыс жасауын белгілеу қажет.



18.2 сурет. Су құбырларының арматурасы:

а – қапқты кран; б – вентиль; в – жылжытпа; 1 – корпус; 2 – бұрылу қапқы; 3 – бастиек; 4 – өткізу саңылау; 5 – маховик; 6 – шпиндель; 7 – клапан; 8 – төсеме; 9 – жылжытпа; 10 – қапак; 11 – бортық.

Жылжымайтын айналдырғысымен **ысырмаларының** конструктивтік сызбасы 18.2, в суретінде көрсетілген. 1 тұрқысында 10 қапқымен жылжымалы элементтері орналасқан: 9 ысырма, 6 айналдырғы және 5 сермер. 6 айналдырғысында 11 белдемесі бар, ол арқылы 1 тұрқысы жөнінде айналдырғысының айналуын мүмкіндік береді, бірақ осьтік бағытта ауысуға мүмкіндігін бермейді. 6 айналдырғысы мен 9 ысырмасы жүрісті бұранда арасында біріктірілген. Суреттегі ысырмасы жабылған орналасуында көрсетілген. 5 сермердің бұрылысында сонымен тағы айналдырғысы бұрылады, үстіне қарай 9 ысырмасын тарта бастайды және өту тесігін ашады.

Негізінде тығын крандар мен шұралар азғантай және орташа өтетін қималарымен, ал ысырмалар - құбырларда орташа және көптеген қималарымен қолдануын ескерту керек. Сақтандырғыш, редуциялық және кері қапқашалары гидрожетектер (13.3 бөлімшесін қараңыз) тәрізді функцияларын орындайды, бірақ олардан бірнеше ерекшеленеді, себебі азғантай қысымда бірақ көптеген шығын жасау арқылы жұмыс жасайды.

Су тартатын желісінің бөлек учаскелерінде қысымды азайту қажет болса, осы учаскелер алдында ортадағы калибрлік тесігінде (тұрақты судың шығынында) немесе редуциялық қапқашаларында (ауыспалы шығындарында) табақшалы диафрагмаларын орнатады.

Қазіргі құбыр желілерінде су шығынын бақылау үшін қанатты және турбиналық есептеуіштерінің көптеген қолдануын тапты. Осындай құрылғының негізгі элементі ретінде радиалды қалақтарымен немесе турбиналық түріндегі дөңгелегі қарастырылады. Дөңгелектің қалағындағы ағынына байланысты айналу жиілігі жылдамдыққа және су шығынына пропорционалды түріне әсер етеді. Дөңгелек айналымдарының саны механикалық немесе электрондық есептегішпен тіркеледі.

18.2. Металл кесуші білдектерге майлау-салқындату сұйықтарын беру жүйелері

Құрал байланысында және өңдеген үстінгі беттің аумағындағы металл кесетін білдіктерінде бөлшектердің өңдеуінде температураның тіптен елеулі жоғарылауына әкеле алатын үйкеліс пайда болады. Бұдан бөлек, жоңқа немесе металдың бөлек бөлшектерлерінің түрінде ал кейде кесетін

құралының тозуының өнімдері елеулі орын алады. Белгіленген құбылыстардың негативті салдарын азайту үшін өңдеу аумағына майлап суыту-сұйықтығының (МСС) беруі үйкелістің азаюына, өңделген үстінгі беттің жылудың бұрып жіберуінен және кесетін құралынан ал сонымен тағы кесу қалдықтарының кетіруіне (шайылуына) үйкеліс азайтуын қамтамасыз етуге мүмкіндік береді.

Қазіргі майлау суыту сұйықтары су негіздерімен қоспаларына, эмульсияларына және көмірсутекті құрамына топтастырылады.

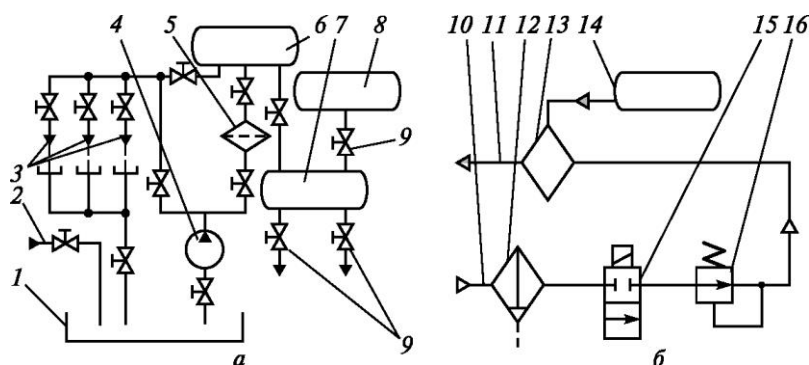
Су негізіндегі қоспаларына әртүрлі полимерлердің, тұздардың, олардың беттік белсенді заттарын және олардың суспензияларын жуатын құрамдастырылған ерітінділерін жатқызады. Осы қоспаларды басқа әдебиет көздерінде химиялық немесе синтетикалық сұйықтар деп атайды.

Бір-бірінде екі және одан да көп ерімейтін сұйықтардан тұратын **эмульсияларға** дисперстік жүйелер жатқызылады. Дисперстік фазасымен аталатын эмульсиялардағы сұйықтардың біреуі басқасына өлшенген тамшылар түрінде болады. Қазіргі уақытта көптеген «судағы май» эмульсиялары қолдануына ие болды.

Көмірсутекті құрамаларына өсімдік және минералдық майларының қоспаларын жатқызады. Бірінші көрсетілген майларымен қоспалардың қолдануында жақсы әсерін береді, бірақ қымбат, ал екіншісі арзан, бірақ майлап суыту сұйықтар ретінде қолдануда тиімділігі аз.

Негізгі компоненттерінен бөлек қазіргі майлап суыту сұйықтарының құрамына қасиеттерін жақсартатын әртүрлі қосымдары кіреді. Сонымен тағы, өрт және жарылу қауіпсіздігі, улағыштық бойынша осы сұйықтарға, ал сонымен тағы құрамдас компоненттерге жоғары талаптары қойылуы керек.

Гидрожүйелер үшін барлық майлап суыту сұйықтарын екі топқа бөлген абзал. Бірінші топқа су негізінде әртүрлі қоспаларын (синтетикалық сұйықтарын) және «судағы май» эмульсияларын жатқызуға болады. Екінші топқа майлап суыту сұйықтарын майлау компоненттердің басымдылығымен яғни «майдағы су» түріндегі эмульсиялары мен көміртекті құрамдарын жатқызуы мақсатты болып табылады.



18.3 Сурет. СОЖ берілісі мен дайындау үшін гидрожүйелерінің сызбасы:

а - орталықтандырылған жүйесі; *б* - УП-3А әуе-сұйықтық ұоспасын дайындау үшін жеке қондырғысы; 1 - үлестіретін бак; 2 - кіріс құбыржелісі; 3 - қондырмалар; 4 - сорғы; 5 - сүзгі; 6 - жинақтаушы-бак; 7 - тұндырғы; 8 - сыйымдылық; 9 - шұралар; 10 - кіріс пневможөтегі; 11 - эмульсияның алып кететін құбыр желісі; 12 - ылғалдылықты бөлгіш-сүзгісі; 13 - бүріккіш; 14 - бак; 15 - таратқыш; 16 - редукциялық қақпақшасы

Майлап суыту сұйықтарының гидравликалық беріліс жүйелері *орталықтандырылғандарға* топтастырылады, олар цехтің барлық білдектеріне арналған. Орталықтандырылған гидрожүйелердің қолдануында елеулі түрде тазарту, суыту және майлап суыту сұйықтардың сапасын бақылау мәселелері жатады. 18.3, *а* суретте майлап суыту сұйықтағы берілісінің орталықтандырылған гидрожүйесінің мүмкін болатын сызбаларынан біреуі ұсынылуы мүмкін. Ол өзінде 4 сұйықтықтың беріліс сорғысынан, 5 тазартатын (сүзгіні), 1 үлестіретін бактан, 6 жинақтағыш-бактан, 7 тұрғысынан, 8 сыйымдылығынан ал сонымен тағы кесу аумағына сұйықтықты беру үшін 3 қондырмаларынан және сұйықтық ағындарымен басқару үшін 9 шұраларынан тұрады.

Жаңадан жасалған майлап суыту сұйықтығы 2 құбыр желісі арқылы 1 үйлестіргіш бакқа түседі. 1 үйлестіргіш бактан сұйықтық қайтадан білдектерге және кейін 3 қондырмалар арқылы кесу аумақтарына бағытталуы мүмкін, ал одан соң қайтадан 1 бакқа қайтады. Егер майлап суыту

сұйықтығы ласталған болса, ол 5 тазалағыш арқылы 6 бак-жинақтауышқа және келесіден қайтадан білдектердің 3 қондырмаларына бағытталады. Сұйықтық жұмыс қабілеттілігін жоғалтқаннан кейін 7 тұндырғысына түседі. 8 сұйықтықтан 7 тұндырғысына, сонымен тағы құрамдас компоненттерге аяқталған майлап суыту сұйықтықтарды ажырату үшін химиялық белсенді заты бағытталған. Осы компоненттер кейін 7 тұндырғысынан кетіріледі.

Гидрожүйе көрсетілген құрылғыларынан бөлек нақты сапалы сұйықтықтың қамтамасыз ететін көрсеткіштерін және басқа элементтерін қоса алады. Мысалы, майлап суыту сұйықтардың төменгі температураларына жету үшін жүйеге қосымша суыту контурының енгізілуі мүмкін. Көп жағдайларда майлап суыту сұйықтардың жүйелеріне микроағзаларды және т.б. жою үшін құрылғысын орнатады

Майлап суыту сұйықтардың жеке беріліс жүйелері орталықтандырылған жүйелер тәрізді, бірақ азғантай өнімділігімен, сондай-ақ тағайындауындағы элементтерінен тұруы мүмкін. Бірақ көп жағдайда жеке жүйелер елеулі түрде орталықтандырылған гидрожүйелерге қарағанда оңай.

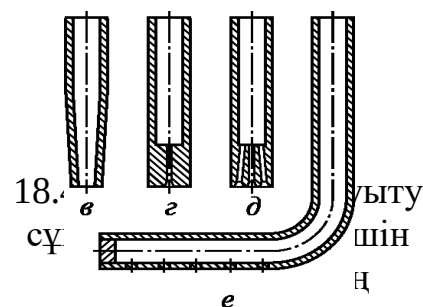
Майлап суыту сұйықтардың берілісіндегі гидравликалық жүйелерінде ортадан тепкіш, құйын тәрізді, тістегершікті және қатпарлы сорғылары көптеген қолдануына ие болды. Ортадан тепкіш және құйын тәрізді сорғылары динамикалық сорғыларына жатады, сондықтан олардың азғантай жабысқақ сұйықтардың беріліс үшін қолдануы мақсатты болып қалады (16 бөлімді қараңыз). Ортаға тепкіш сорғыларын жоғары емес қысымдарға қолдану керек, ал елеулі қысымдарын жасау үшін құйын тәрізді сорғыларын мақсатты түрде қолданған дұрыс. Жабысқақ сұйықтардың берілісі үшін роторлық сорғыларына жататын тістегершікті және қатпарлы сорғыларын қолдануы мүмкін (12 басты қараңыз). Олар елеулі қысымдарын жасай алады. Ескерту керек, осы сорғылар тез ластанады және сондықтан қатты ұшқындардың қоспалары бар сұйықтықты ұзақ уақытта айдап қотара алмайды.

Майлап суыту сұйықтар гидрожүйелердің берілісінде осы сұйықтар үшін қажетті параметрлермен қамтамасыз ететін әртүрлі конденцияларын қолданады. Осындай кондиционерлерге сұйықтықты суыту үшін басқа қондырғыларына сүзгіш құрылғылары, жылу алмастырғыштары жатады. Қарастыратын гидрожүйелерінің бак көлемдерін жұмысқа 10...12 мин қалғанда сорғысының тең берілісіне таңдау ұсынылады. Құбыр желілердің және құбыр желісінің арматура ретінде су беріліс жүйелерінде қолданылатын құрылғыларын (су негізіндегі майлап суыту сұйықтары үшін) немесе гидрожетектерін (майлар негізінде сұйықтықтар үшін) қолданады.

Тікелей өңдеу аумағына сұйықтығын жеткізіп салу үшін әртүрлі тәсілдерін қолданады. Олардың арасындағы кең таралғандары ерікті түсетін ағысымен, арынды ағысымен және әуе-сұйықтықты қоспасының ағынды түріндегі сұйықтықтық берілісі болып саналады. Ерікті түсетін ағысымен (суарумен) сұйықтықты жеткізіп салуы – көбінесе қарапайым және жиі қолданылатын тәсілі. Қысымды ағысымен сұйықтықтың берілісі жоғары дәлділігімен оны кесу аумағына бағыттауға және өңдеу қалдықтарынан жақсу тазартуын қамтамасыз етуге мүмкіндік береді. Әуе-сұйықтықты қоспасы түрінде сұйықтықтың берілісі көбінесе үнемді тәсілі болып саналады себебі оның шығыны шамалы.

18.3, б суретте әуе-сұйықтықты қосындысын дайындау үшін УП-3А қондырғысының принципшіл сызбасы ұсынылған. Ол 14 бактан, 13 бүріккіштерінен, дайындау құрылғысынан және ауаның жеткізіп салуынан тұрады. Ауа 10 кіріс пневможетегі арқылы 02...0,6МПа қысыммен жеткізіледі, 12 ылғалбөлгіш сүзгі арқылы электр магнитті басқаруымен 15 таратқышы өтеді, 16 редукциялық қақпашасы 13 бүріккішке түседі. Бүріккішке сонымен тағы 14 бактан майлап суыту сұйықтығын жеткізіп салады. Дайын әуе-сұйықтықты қоспасы 11 құбыр желісі бойынша кесу аумағына бағытталады.

Майлап суыту сұйықтардың маңызды гидрожүйелердің элементтер берілісінде кесу аумағына оларды жеткізіп салу үшін құрылғылары болып саналады. 18.4 суретте кесу аумағына сұйықтардың жеткізіп салу үшін қолданылатын қондырмаларының конструктивтік сызбалары ұсынылған. 18.4, а, б, суретте келтірілген қондырмаларын ерікті түсетін



конструктивтік сызбалары:

а - қисаюмен; б - араласқышпен;
в - шүмекпен; г - бір ағысты; д - тарамды; е - кеңейтілген аумағы үшін

ағысының сұйықтықтың жеткізіп салуында қолданылады. Қысымды ағысымен сұйықтықтың берілісінде шүмек түріндегі қондырмаларының қолдануы мүмкін (18.4, в суретті қараңыз). Еске алу керек, жоғары қысымды ағысының қолдануында (1,5 Мпа жоғары қысымы) шығыс тесіктің диаметрі 0,8 мм аспауы керек, ал төменгі қысымды ағысымен жеткізіп салуында (0,05-0,2 МПа) оның мағынасы 2,5 мм тұру керек. Әуе-сұйықтық ағысымен майлап суыту сұйықтығының беруінде калибрленген тесігінің шетінде жүздермен қондырмаларын қолданады, кеңейтілген ағысты алуға мүмкіндік береді (18.4, г, д суретті қараңыз).

Еске алу керек, 18.4, а...г суретте көрсетілген қондырмалары ағысты шектелген аумаққа бағыттайды. 18.4, д, е, суретте көрсетілген қондырмалары кесу аумағының көлемі бойынша елеулесіне берілісін қамтамасыз етеді, тегістеуде және басқа түрпілі өңдеуінің басқа түрлерінде маңызды болып тұрады.

Кесу аумағына майлап суыту сұйықтықтарының қарастырылған жеткізіп салу әдістерінен бөлек, көбінесе қарапайым (байланыс дымқылдауы, жаққышпен салуы және басқаларымен) және күрделі тәрізді (кесу құралдарынан арналар арқылы, ажарлағыш дөңгелек пен басқа ұсақ тесіктер арқылы) тәсілдерімен жүзеге асырады.

18.3. Гидравликалық суыту және қыздыру жүйелері

Суыту және жылуудың гидравликалық жүйелері әртүрлі машиналар мен объектілерінен (мысалы, іштен жанатын қозғалтқыштарынан) жылуды тұрғын үй-жайларына жеткізіп салу құрылғылары ретінде кең қолданысқа ие. Осындай гидрожүйелер жұмысының қағидасы келесіден тұрады: сұйықтық жылуды алады, кейін оны нақты арақашықтығына құбыр желісі бойынша апарады және ақыр аяғында оны береді. Жылыту жүйелерінде сұйықтық жылытқыштан жылуды алады, ал оны жылытқыш объектісіне жеткізеді. Суыту жүйелерінде сұйықтықты суытатын объектісінен жылуды алады, ал оны жылу алмастырғышқа-суытқышқа алып береді. Есте сақтау керек, қарастыратын жүйелерде сұйықтық пен жылудың тасымалдауы орын алады, бірақ жылу машиналармен немесе мұздататын қондырғылары тәрізді жылудың жұмысқа қайта жасауы (немесе жылыту жұмыстары) жоқ болады.

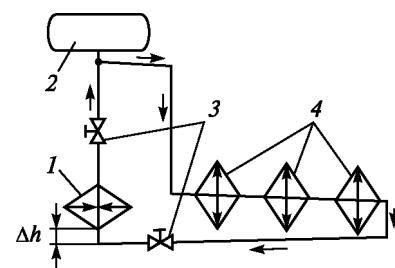
Суыту және жылуудың гидравликалық жүйелері *ағынды* мен *айналымдыға* топтастырылады. Ағынды гидрожүйелерінде жұмыс айналымнан кейін сұйықтықты түсіреді, ал тұйықталған контур бойынша айналымдағы су айналады. Ағынды жүйелер техникада тіпті кіші қолданысқа ие болады, себебі екі маңызды кемшіліктері бар. Бірінші кемшілігімен жұмыс айналым алдында техникалық сұйықтың тазартуының қажеттілігі, ал екіншісі – оның түсіруінен экологиялық мәселелері болып саналады.

Гидрожүйесінің сұйықтық қозғалысы қамтамасыз ететін әдісі бойынша *термосифонға* (гравитациялық) және *сорғысына* топтастырылады. Кез келген гидрожүйелерінің нүктелерінде температурасының өзгертуінен сұйықтықтың тығыздылығы тартылған. Сорғы гидрожүйелерінде сұйықтық сорғыларымен ауыстырып құйылады

18.5 суретте термосифон қыздыру жүйесінің жеңілдетілген сызбасы келтірілген. Ол 1 жылытқышты, 4 жылу алмастырғышты, 3 шұраларын және сұйықтығымен біріктіретін құбыр желісінен, 1 үйлестіретін бағынан тұрады. Осындай жүйелерді тұрмыстық бөлмелерін жылумен жабдықтау үшін қолданады. 1 Жылытқыш ретінде кез келген таныс жылытқыш құралдарынан қолдануы мүмкін: электрлік, ал сонымен тағы газды, сұйықтық немесе қатты отында, Сұйықтықтан жылытқыш объектісіне (жылытатын бөлмесіндегі ауасына) жылуды табыстау үшін 4 жылуалмастырғыштары (радиаторлары) қызмет етеді.

Кеңейтілген (өтемақылы) бак температурасының өзгертуімен тартылған кемулердің, буландыруының және сұйықтық өтемақысы үшін қажет.

Сұйықтық тұйықталған контуры бойынша 1 жылытқышта жылуға ие болып және 4 жылуалмастырғыштарға жүйеде айналады. Сұйықтықтың айналуы 1 жылытқышта ал тығыздылығы азаятындығымен қамтамасыз етіледі; сұйықтық жеңіл болып қалады және сондықтан ол үстіне қарай көтеріледі. Келесіде сұйықтық тұйықталған контуры бойынша өтеді және оның температурасы түседі, ал тығыздылығы өседі; сұйықтық ауыр болып қалады, сондықтан төмен түседі. Осындай жүйелерде құбыр желілерінің деңгейлер аздап 0,01 кем емес еңісімен түсуге тиіс. Осы 2 бак арқылы ауаны кетіруге



18.5 сурет. Термосифон жылытудың жеңілдетілген сызбасы: 188

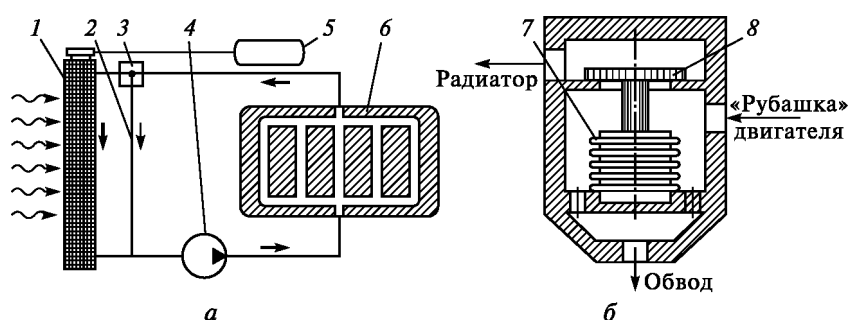
1 - жылытқыш; 2 - кеңейтілген бак; 3 - шұралар; 4 - жылуалмастырғыштар (радиаторлар)

мүмкіндік береді және сұйықтықтың жақсы айналуына себептес болады. Бұдан бөлек, сұйықтықтың биіктігін жылытқышқа алып жүруі минималды мүмкін болатын мағынасына ие болуға тиіс ($\Delta h \rightarrow 0$).

Сұйықтықтың термосифон айналымы жылыту жүйелерінде шектелген қолданысқа ие. Осындай сирек түрінде ол суыту жүйелерінде қолданылады. Елеулі түрінде жиі сорғы гидравликалық жүйелерінде әсіресе суыту жүйелерінде қолданылады. Көбінесе осындай кең таратылған құрылғыларынан жылу қозғалтқыштардың суыту жүйелері болып саналады.

18.6, а суретте автокөліктің суытудың су жүйесінің сызбасы келтірілген. Осы жүйесінің негізгі элементтерімен 1 радиаторы (жылуалмастырғыш), 6 суыту қозғалтқыштың «қағанак», 4 сорғысы, 3 термостаты, кеңейтілген (өтемақылы) 5 бағы мен жалғастырып тұратын құбыр желілері болып саналады.

Кесінді тәртібіндегі қозғалтқыштың жұмысында сұйықтықтың негізгі ағыны көптеген контуры бойынша (қалың тілдері) яғни 1 радиатордан 6 қозғалтқышты «қағанак» арқылы ұлғайтатын 4 сорғысына түседі. 6 қозғалтқыштың «қағанак» өтіп кетуінде сұйықтығы қызады және қолға түсірілген жылуын 1 радиаторға апарды.



18.6 Сурет. Автокөлік қозғалтқыштың суыту су жүйесінің (а) және бір қақпақша термостатының сызбасы (б):

1 - радиатор; 2 - айналма құбыр желісі; 3 - термостат; 4 - сорғы; 5 - кеңейтілген бак; 6 - қозғалтқыштың «қағанак»; 7 - сиффон; 8 - қақпақша

Желдеткіш арқылы ауаны өткізіп тартатын 1 радиаторда сұйықтығының суытуы пайда болады.

Интенсивті суыту талап етілмеген жағдайда ынталы тәртібіндегі қозғалтқыштың жұмыс жасауында сұйықтық азғантай контуры бойынша (жұқа тілі) жүреді. Осы жағдайда 3 термостат айналма контурынан 1 радиаторды ажыратады және сұйықтықты 2 айналма құбыр желісі бойынша сорғыға сұйықтықты бағыттайды.

18.6, б суретте бір қақпақшалы термостатының принципшіл сызбасы келтірілген. Термостаттың 7 сиффон, оның сояуыштағы 8 қақпақшасы орнатылған негізгі элементі болып саналады. 18.6, б суретте азғантай контур бойынша жұмыс жасауында яғни сорғыға айналма құбыр желісі бойынша қозғалтқыштан сұйықтығының бағыттауында термостоты көрсетілген. Температурасының жоғары болуында сиффонда бар болатын материал кеңейтілуін бастайды, 8 қақпақшасы ашылады және сұйықтық ағынның негізгі бөлігі көптеген контуры бойынша қозғалуын бастайды.

Суыту және жылыту жүйелерінде негізінде қалақты сорғыларын қолданады, сирек түрінде құйын тәрізді және тіптен сирек түрінде – басқа сорғыларын қолданады.

Тұйықталған суыту және жылыту жүйелерінің әдепті жұмысы нақты қысым диапазонында мүмкін. Сондықтан ол әдетте екі – әуе және бу сақтандырғыш қақпақшасына ие болады. Әуе қақпақшасы қысым атмосфералықтан төмен (әдетте 0,1... 0,2 кПа) болған жағдайда, ал бу - жүйеде шекті қысымның асуында ашылады.

Жұмыс сұйықтар ретінде техникалық таза суын, этиленгликоль және басқа ерітінділерін қолданады. Су этиленгликольмен салыстыруында көптеген жылу сыйымдылығына ие болады сондықтан ол ең қолайлы болып есептіледі. Бірақ судың қату қауіптілігі үшін кейде пайдаланылмайды.

Қорытындысында, белгілеу керек, қарастырылған жүйелер сұйықтықтың мүмкін болатын қыздыруынан жоғары қауіп-қатерге ие болады. Сондықтан олар әрқашан температура мен

қысымды бақылау аспаптарымен жабдықталады.

18.4. Майлау жүйелері

Гидравликалық жүйелер кез келген машиналар мен механизмдердің ауыр жүктелген беттерін майлау үшін қолданады. Олар жылу қозғалтқыштарда, әсіресе іште жанатын піспек қозғалтқыштарда кең қолдану тапты. Көптеген машиналар үшін майлау жүйелерін құрастыратын бірдей немесе ұқсас қағидаларын есептеу үшін оларды піспектік қозғалтқыштарында қолдану мысалдарын қарастырамыз.

Майлау жүйесінің негізгі мақсаты қиындатылған түйіндеріндегі сұйықтық үйкелісін қамтамасыз ету болып саналады. Бұл негізгі мақсатынан бөлек ол екі қосымша қызмет атқарады: бұмен үйкелісіндегі тозу мен ластанудан өнімдерді сақтау және үйкеліскен беттерінен жылуды жартылай бұрып жіберу. Піспектік қозғалтқыштарда майлау жүйесімен жылудың 5 % дейін, ал әуе суытуымен қозғалтқыштарында - 8% дейін берілуі мүмкін. Майлау жүйесі қозғалтқыштар бөлшектеріне тоттануға қарсы қорғанысын қамтамасыз қамтамасыз ететінін нақтылап айта кету қажет.

Өзінің мақсаттарын орындау үшін майлау жүйесі қысым мен сұйықтық шығынының қажеттерін қамтамасыз етеді. Тәжірибенің көрсетуі бойынша, ақырын жүретін дизельдер үшін сұйықтықтың шығыны 6...20 л/(кВт • сағ), карбюраторлы қозғалтқыштар үшін - 13.. .50 л/(кВт • сағ), ал тез жүретін дизельдер үшін - 16.65 л/(кВт • сағ) болуы керек. Ақырын жүретін қозғалтқыштардың майлау жүйелері үшін қысымын 0,1.0,2 Мпа шамасында, ал тез жүретіндерге - 0,2.0,5 Мпа шамасында таңдау ұсынылады. Қазіргі қозғалтқыштарда майлау сұйықтықтар ретінде минералды, синтетикалық және жартылай синтетикалық майлардың кең спектрімен қолданады.

Қозғалтқышта негізгі мәжбүрленген (айналма) және аралас майлау жүйелерін қолданады. Мәжбүрленген жүйелерде май қысыммен іргелі және арналар бойынша шатун мойынтіректеріне жеткізіледі. Осы жағдайда қозғалтқыштың иінді білдекте арналарының бөлігі бұрғылап теседі. Аралас жүйелерінде іргелі мойынтіректерін арналар бойынша сұйықтықты жеткізудің арқасында, ал шатун –шашырату арқасында майланады.

Майлау жүйесінің негізгі мөлшерінің орналасқан жері бойынша майлау жүйелері сулы немесе құрғақ қартермен топтастырылады. Сулы қартермен жүйелерде автокөліктер мен тракторлар қозғалтқыштарының кең қолданыс тауып, майлы бак ретінде қозғалтқыштың қартер тұғырығын қолданады.

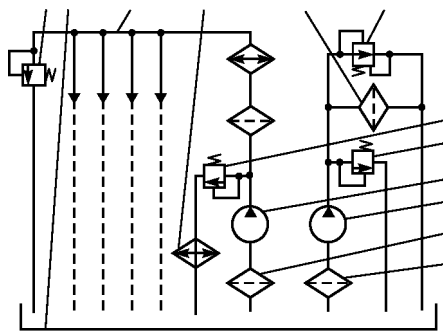
Құрғақ қартермен сұйықтық үшін майлау жүйелерінде арнайы бак бар, ал қартер тұғырынан майлау сұйықтығы арнайы сорғыларымен айдап шығарады. Осындай жүйелерді кеме және авиация қозғалтқыштарында қолданады. Қосымша бактарының жүйесіне енгізудің қажеттілігі тербеліс, селкілдеу және т.б. қартерде оның көпіру мүмкіндігі негізінде туындаған.

18.7, а суретте сулы қартермен мүмкін болатын майлау жүйелерінің сызбасы ұсынылған. Ол қозғалтқыштың қартер тұғыры болып саналатын 2 бактан, 8 сорғысымен, 5 және 9 сүзгілерінен, 4 жылу алмастырғыш-суытқышымен және 1,6 және 7 қақпақшаларымен ұсынылған. 2 бактан 9 дөрекі тазартуының сүзгісі арқылы 9 сұйықтығы 8 сорғысына түседі. 8 сорғысы сұйықтықты 5 жүк тазартуының және 4 суытқышты 3 магистральға сүзгі арқылы айдайды, оның ішіндегісі май қозғалтқыштың ысқаланатын беттеріне бағытталады, ал олардан қайтадан қартер тұғырығына ағып жиналады (62 бака 2). Гидрожүйеге сонымен қатар 7 сақтандыратын қақпақшасы және 3 магистральда тұрақты қысымын сақтайтын 1 қақпақшасы енгізілген. 6 қысымның ауытқу қақпақшасы сүзгінің шамадан тыс ластануында ашылады. Осы жағдайда сұйықтық ағысының бөлігі 5 сүзгісін өтіп 6 қақпақша арқылы қозғалады. Сөйтіп, ластанған сүзгіде жүйе жартылай майдың сүзгілеуімен жұмыс жасайды.

Құрғақ қартермен майлау жүйелерінде сұйықтық ысқаланатын беттердің майлауынан кейін тұғырығына ағып жиналады. ол арнайы сорғыларымен (немесе сорғымен) гидрожүйедегі негізгі бакқа айдап қотарылады.

Қарастырылған дұрыс пайдаланатын жүйеде барлық сұйықтың ағысының сүзгілеуі пайда болады. Көптеген майлау жүйелерінде жұмыс сұйықтығының жартылай сүзгілеуі қолданылады. Мысалы, 18.7,б суретте келтірілген сызбасында бөлек кіші жүйесі бар, ол қосымша 8' сорғысынан, 9' дөрекі тазартатын сүзгісінен, 7' сақтандырғыш қақпақшасынан 6 қысымның су құламасының қақпақшасымен 5 жұқа тазарту сүзгісінен тұрады. 8' сорғысы сұйықты оның тазарту үшін 9' және 5 сүзгілер арқылы айдап қотарады. 6 және 7' қақпақшалары 18.7, а суретте сызбасында сондай функцияларын бірдей орындайды.

Майлау жүйелері ретті тәрізді (18.7, а суретте қараңыз) сонымен параллельді тәрізді орнатылған суытқыштарға ие болуын ескерту керек (18.7, б суретті қараңыз).



б

18.7 Сурет. Толық ағылмалығымен (а) құрғақ картёрмен және жартылай (б) сүзгілеуімен қозғалтқыштың майлау жүйелерінің сызбалары:

Піспек қозғалтқыштар майлау жүйелерінде сорғылар ретінде көптеген сыртқы немесе ішкі ілінісімен тістегершікті сорғылары кең қолданысқа ие болды (12.4 бөлімшені қараңыз).

Сорып алатын құбыр желісінің басындағы дөрекі тазарту мақсатында орнатылған сүзгілер көптеген жағдайда өзімен торлы майқабылдағышты ұсынады. Өртүрлі беттермен немесе көлемді сүзгі элементтермен майды жұқа тазарту үшін сүзгілерін пайдаланады (14.5.1 бөлімшені қараңыз). Кейбір қозғалтқышта майдың жұқа тазартуы ретінде ортаға тепкіш айырғыштарды (14.5.1 бөлімшені қараңыз) және басқа сүзгілердің түрлерін қолданады.

Майлау жүйелерінде суытқыштар ретінде суыту жүйелерінің ауа қозғалатын орында орнатылатын жылу алмастырғыш-радиаторларын өте жиі қолданады. Майлау жүйелерінде қолданатын қақпақшалары қызметі тұрғысында 13.3 бөлімшесінде қарастырылған қақпақшалардан айырмашылығы жоқ.

Барлық қарастырылған жүйелерде сорғы негізгі қозғалтқыштан айналуын ескерту керек, яғни майлау жүйесі тек қана жұмыс жасайтын қозғалтқышта дұрыс қызмет жасайды. Іске қосудың алдында үйкеліскен түйіспе беттердің майлауын қамтамасыз ету үшін кейбір қозғалтқыштар қосымша кіші жүйемен жабдықталады. Осы кіші жүйе қолмен май сорғысын және гидроаппараттарын оның негізгі майлау жүйесімен біріктіру үшін қосады.

ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖҮЙЕЛЕРДІ (ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖЕТЕКТЕРДІ) ЕСЕПТЕУ НЕГІЗДЕРІ

19.1. Гидрожетектің қағидалық схемасын таңдау және оның элементтерін іріктеп алу

Гидравликалық жүйелерді есептеу негіздерін күрделі гидрожүйенің көлемдік гидравликалық жетегіне қатысты қарастырайық. Басқа гидрожүйелердің, мысалы сұйықтықты беру жүйесін гидравликалық жетектерді есептеу әдістемесін жеңілдеткен кезде алуға болады. Әдетте көлемдік гидрожетекті жобалау келесі әрекеттерден тұрады:

гидрожетектің принципіалды схемасын таңдау;
оның элементтерін таңдау мақсатында алдын ала есептеу жүргізу;
тұтынылатын қуат, ПЭК, сонымен бірге шығыс элементтерінің қозғалыс жылдамдығын және оларға жүктемені анықтау мақсатында нақты есептеу.

Көптеген жағдайда есептеулерді гидрожетек жұмысының орнатылған режимдері үшін жүргізеді.

Гидрожетекті жобалау техникалық тапсырмасына әдетте: жетектің тағайындалуы; оның эксплуатация шарттарының сипаттамасы; шығыс буынның қозғалыс сипатынан, көтере алатын жүктеменің ең жоғарғы мәні, жылдамдықты реттеу диапазоны, оның тұрақтылығына қойылатын талаптардан тұратын негізгі техникалық талаптар; гидрожетек жұмысымен қамтамасыз етілетін технологиялық процестің индикаторлы диаграммасы және т.с.с. кіреді.

Бұл ақпарат гидрожетектің принципіалды схемасын таңдау үшін негіз болып табылады. Схеманы таңдаған кезде осы сияқты қызметтерді орындайтын қолданыстағы гидрожетектердің схемаларына талдау жүргізу ұсынылады. Сонымен бірге техниканың осы саласы үшін тән дәстүрлер және серіктес кәсіпорындардан алынған гидравликалық құрылғылармен гидрожетекті жабдықтау мүмкіндіктерінің де маңызы болады.

Жүргізіліген талдау нәтижесі гидрожетек схемасын таңдаумен бірге гидромашиналардың типін, сонымен бірге номинал жұмыс қысымын $p_{ном}$ таңдау болып табылады. Номинал қысым деп құрылғы берілген шекте параметрлерінің сақталуымен орнатылған қызмет ету мерзімінде жұмыс істейтін ең үлкен қысымды айтады.

Ары қарай каталогтағы тип өлшемді қатардан гидроқозғалтқышты таңдайды. Бұл кезде есептеудің алдын ала сатысында гидроқозғалтқыштағы қысымның жұмыс өзгерісін $\Delta p_{гп}$ гидрожүйедегі мүмкін болатын жоғалуларды ескере отырып, $p_{ном}$ таңдалған мәнінен 10...20% төмен шамада қабылдайды. Гидрожүйеде бірнеше гидроқозғалтқышты тізбектей жалғауды пайдаланған кезде олардағы қысым өзгерісінің қосындысы $p_{ном}$ қабылданған мәнінен аспауын қадағалау керек.

Гидромоторды таңдау (12.13) формуладан анықталатын $W_{ор}$ минимум есептік жұмыс көлемінің мәні бойынша жүргізіледі:

$$W_{ор} = \frac{2\pi M}{\Delta p_{гд} \eta_{мг}},$$

бұл жерде M және $\eta_{\text{мг}}$ — сәйкесінше гидромотор білігіндегі максимум моменті және оның механикалық ПӘК.

Каталогтан жұмыс көлемі ең жуық мәнге ие болатын гидромотор таңдалынады.

Гидроцилиндр сояуыштың қажетті қозғалысы мен есептік мәні (12.10) формуладан анықталатын поршеньнің тиімді ауданы S бойынша таңдалынады:

$$S = \frac{F}{\Delta p_{\text{гд}} \eta_{\text{мг}}},$$

бұл жерде F және $\eta_{\text{мг}}$ — сәйкесінше гидроцилиндр сояуышындағы максимум күш және оның механикалық ПӘК.

S алынған мәнінің негізінде каталогтан поршенінің тиімді ауданы есептіктен кем болмайтын гидроцилиндр таңдалынады. (12.11) немесе (12.14) формула бойынша гидроқозғалтқышты таңдағаннан кейін гидрожетектің шығыс элементінің талап етілетін жыдамдығын қамтамасыз ету үшін қажетті сұйықтық шығынын $Q_{\text{гд}}$ есептеу жүргізіледі. Бұл кезде көп жағдайда гидроцилиндрдің көлемдік ПӘК бірге тең деп есептейді.

Одан кейін гидрожүйеде (гидроқозғалтқыштан басқа) сұйықтықтың басқа тұтынушыларының болуын ескере отырып, қабылданған $p_{\text{ном}}$ қысыммен бірге сорғыны таңдаған кезде пайдаланылатын максимум беру $Q_{\text{н max}}$, мәні анықталады. Көп жағдайда сорғы (11.7) және (12.8) формулалардан анықталатын жұмыс көлемінің $W_{\text{он}}$ есептік мәні бойынша таңдалынады:

$$W_{\text{он}} = \frac{Q_{\text{н max}}}{n_{\text{н}} \eta_{\text{о}}},$$

бұл жерде $n_{\text{н}}$ және $\eta_{\text{о}}$ — сәйкесінше біліктің айналу жиілігі және сорғының көлемдік ПӘК.

Каталогтан жұмыс көлемі жуықтап үлкен сорғы таңдалынады.

Осыдан кейін гидрожетек құрамына кіретін басқа гидравликалық элементтер таңдалынады. Таңдау құрылғы арқылы өтетін сұйықтықтың максимум шығыны мен рұқсат етілетін қысымның мәні бойынша жүзеге асырылады. Бұл кезде сәйкес гидравликалық құрылғылар үшін 13 және 14 тарауда келтірілген ұсыныстарды ескеру керек.

Алдын ала есептеудің қорытынды аяқтаушы сатысы ұзындықтары гидрожетектің гидравликалық элементтерінің орналасуына байланысты, ал олардың ішкі диаметрлері – 14.2 бөлімдегі ұсыныс бойынша анықталатын құбыр желілерін таңдау болып табылады.

19.2. Гидрожетекті нақтылап есептеудің жалпы әдістемесі

Көп жағдайда гидрожетек сорғымен берілетін күрделі құбыр желісі болатындықтан, оның нақты статикалық есептеуін теориялық негіздемесі 7 тарауда келтірілген графоаналитикалық әдіспен орындау ұсынылады. Бұл есептеуді жобалауға техникалық тапсырмада келтірілген техникалық талаптарды орындауын тексеру мақсатында гидрожетектің негізгі жұмыс режимдері үшін орындаған дұрыс.

Бұл кезде әрекеттердің келесідей тізбегі ұсынылады.

Бірінші сатыда гидрожетектің принципалды схемасын есептік схемаға ауыстырған дұрыс, ол жерде есептеуге қатысатын әрбір гидравликалық кедергіні көрсету керек. Осы сатыда алынған схеманы қарапайым құбыр желілерінің қатарына бөледі.

Екінші сатыда p — Q координаталарында сорғы қондырғысының сипаттамасын тұрғызады.

Үшінші сатыда есептік схемаға кіретін қарапайым құбыр желілерінің әрқайсысы үшін аналитикалық сипаттамаларды құрастырады.

Төртінші сатыда әрбір қарапайым құбыр желісі үшін үшінші сатыда алынған аналитикалық сипаттамаларды графикке салады және графикалық қосу ережелері бойынша күрделі құбыр желісінің қосынды сипаттамасын тұрғызады. Бұл сатының аяқтаушы әрекеті гидрожетектің жұмыс режимін анықтайтын жұмыс нүктесін табу болып табылады (7.4 бөлімді қараңыз).

Бесінші сатыда график бойынша қажетті физикалық шамалардың сандық мәндерін анықтайды, одан кейін гидрожетек жұмысын сипаттайтын параметрлерді есептейді.

Нақты есептеуді жүргізгеннен кейін алынған нәтижелердің жобаланатын гидрожетекке қойылатын техникалық талаптарға сәйкестігіне талдау жүргізеді. Бұл талаптар орындалмаған жағдайда гидравликалық схемаға түзету енгізеді немесе гидрожетектің жеке элементтерін өзгертеді.

Ары қарай көлемдік гидрожетектердің нақты есептеулерінің кейбір көріністері қарастырылады және осындай есептеулердің мысалдары келтіріледі.

19.3. Сорғы қондырғысының сипаттамасын құрастыру

Басым көпшілік жағдайда қысымы тұрақты көлемдік гидравликалық жетектерде жұмыс сұйықтығын беру үшін екі типті сорғы қондырғыларын пайдаланады: құятын клапаны бар реттелмейтін сорғы немесе беруді реттеу автоматы бар реттелінетін сорғы. Қысымы айнымалы гидрожетектер үшін реттелмейтін және реттелінетін сорғы тек артық жүктелу режимінде ғана іске қосылатын сақтандырғыш клапанымен бірге жұмыс істейді. Сорғы қондырғыларының сипаттамаларын тұрғызу әдістемесін қарастырайық.

19.3.1. Сақтандырушы клапаны бар көлемді насос

Сақтандырғыш клапан тек апаттық жағдайда ғана іске қосылады, ал қалыпты жұмыс режимінде жабық тұрады. Сондықтан есептеуде $Q_{\text{кл}} = 0$ және $Q_{\text{н.у}} = Q_H$ болып қабылданады; ал бұл сорғы қондырғысының сипаттамасы 12.9, а суретте АВ сызығымен сәйкес келетіндігін және 12.7 бөлімде сипатталған әдіспен тұрғызылуы мүмкін екендігін білдіреді.

19.3.2. Су құйғыш клапаны бар реттелмейтін көлемді сорғы

Құю клапаны гидрожүйенің талап етілетін қоректендіру қысымын қамтамасыз ете отырып, сорғы қондырғысының жұмысына тұрақты түрде қатысады (12.9, б суретті қараңыз). Сондықтан бұл жағдайда сорғы қондырғысының сипаттамасы деп сорғы мен құю клапанының бірлескен жұмысын анықтайтын тәуелділікті айтады (12.7 бөлімді қараңыз). Бұл тәуелділік (12.9, б суреттегі ACD сызығы) сорғы сипаттамасынан клапан сипаттамасын төмендегі теңдеуге сәйкес графикалық азайту нәтижесінде алынуы мүмкін:

$$Q_{\text{н.у}} = Q_H - Q_{\text{кл}} \quad (19.1)$$

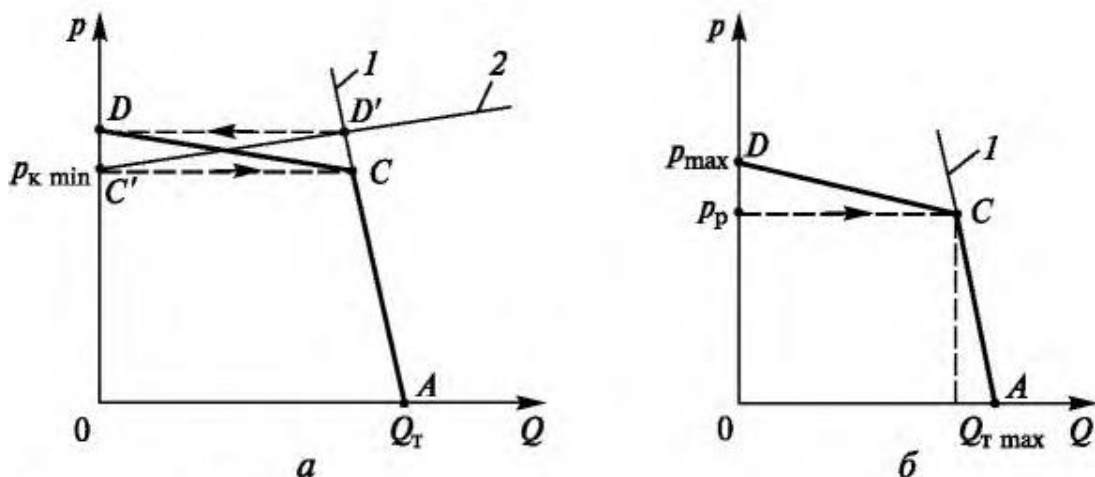
($Q_{\text{н.у}}$, Q_H және $Q_{\text{кл}}$ шығындары 12.9, а, б суретте белгіленген).

Бұл кезде әрекеттерді келесідей ретпен орындаған дұрыс:

графикте көлемдік сорғы сипаттамасын 12.7 бөлімде мазмұндалған әдістеме бойынша тұрғызады (19.1, а суреттегі 1 сызық);

осы графикте клапанның паспортынан алынатын клапанның сипаттамасын (19.1, а суреттегі 2 сызық) тұрғызады немесе 13.3 бөлімдегі ұсынысты пайдаланып тұрғызылуы мүмкін;

сорғы (1 сызық) және клапан (2 сызық) сипаттамаларын тұрғызғаннан кейін (19.1) формулаға сәйкес графикалық азайтуды орындайды. Ол C' нүктесін C -ға және D' нүктесін D -ға жылдыту арқылы орындалады;



Сур. 19.1. Сорғы қондырғыларының сипаттамаларын тұрғызу:

a — құю клапанымен; *б* — беру реттелінетін; 1, 2 — сызықтар.

C және *D* нүктелерін жалғастыратын сызық сызады.

Нәтижесінде сорғы қондырғысының сипаттамасын – 19.1, а суреттегі сынық *ACD* сызығын алады.

19.3.3. Беріліс реттегіші бар реттелетін көлемді сорғы

Жұмысы 12.7 бөлімде сипатталған сорғысы реттелінетін және беру реттелінетін сорғы қондырғысында (12.9, в суретті қараңыз) $Q_{н.у} = Q_H$ теңдігі қамтамасыз етіледі. Осындай сорғы қондырғысының сипаттамасын тұрғызған кезде әрекеттердің келесідей тізбегі ұсынылады:

графикте $W_H = W_{Hmax}$ деп қабылдай отырып, жоғарыда мазмұндалған әдістеме бойынша көлемдік сорғының сипаттамасын тұрғызады (19.1, б суреттегі 1 сызық);

реттегіштің іске қосылу қысымының p_p мәні бойынша сорғы сипаттамасында (1 сызық) *C* нүктесін табады;

p_{max} максимум қысым бойынша 19.1, б суретте *D* нүктесін белгілейді;

C және *D* нүктелерін жалғайтын сызық сызады.

Графикті тұрғызудың сипатталған әдістемесінде p_p және p_{max} қысым мәндерін беру реттегішінің паспорттық мәліметтерінен алады немесе есептік тәсілмен анықтайды. Екінші жағдайда p_p қысымды оң жақтағы шеткі орындағы поршеньнің тепе-теңдік шартынан 8 (12.9, в суретті қараңыз), ал p_{max} қысымды – поршеньнің сол жақтағы шеткі 8 орнынан сол сияқты шарттан табады.

Беру реттелінетін сорғы қондырғысының алынған сипаттамасы (19.1, б суреттегі *ACD* сызығы) сыртқы түрі жағынан құю клапаны бар көлемдік сорғы сипаттамасына ұқсайды. Алайда құю клапанын пайдаланған кезде сорғы қондырғысының беруін төмендету эффекті сорғымен бакқа берілетін сұйықтықтың бір бөлігінің ағызылуы есебінен алынатындығын, ал беру реттегішін пайдаланған кезде – сорғының жұмыс көлемінің кішірею есебінен жүретіндігін есте сақтау керек және соңғы жағдай үнемді болып табылатындығын айта кету керек.

19.4. Гидрожетек тұтынатын қуатты анықтау

Гидрожетек тұтынатын қуатты (кірістегі қуат) $N_{вх}$ анықтау негізі графикалық тұрғызу нәтижесінде алынған гидрожүйенің жұмыс нүктесінің координаталары болып табылады (7.4 бөлімді қараңыз).

Сорғы және сақтандыру клапанынан тұратын сорғы қондырғысы үшін сорғының қалыпты жұмыс жағдайында гидрожүйенің жұмыс нүктесі сорғы сипаттамасында жатады (19.2, а суреттегі *R* нүктесі).

Жалпы жағдайда соратын құбыр желісіндегі жоғалуды ескермегенде

$$N_{\text{BX}} = \frac{p_H Q_H}{\eta_o \eta_m}. \quad (19.2)$$

бұл жерде η_o — сорғы шығысында қысым $p = p_H$ болған кезде сорғының көлемдік ПӘК; η_m — сорғының механикалық ПӘК.

Егер $Q_H = Q_T \eta_o$ екендігін ескерсек, онда (19.2) формула мына түрге ие болады:

$$N_{\text{BX}} = \frac{p_H Q_T}{\eta_m} \quad (19.3)$$

Реттелмейтін сорғы мен құю клапанынан тұратын сорғы қондырғысы үшін жұмыс нүктесі сорғы қондырғысы сипаттамасының АС аумағында немесе CD аумағында орналасуы мүмкін (19.2, б сурет).

Егер жұмыс нүктесі сорғының сипаттамасына сәйкес келетін (R нүктесі) АС аумағында орналасса, онда тұтынылатын қуатты N_{BX} ; анықтау есебі жоғарыла қарастырылған жағдайға ұқсайды және есептеу кезінде (19.3) формула пайдаланылады.

Егер жұмыс нүктесі CD (R' нүктесі) аумағында орналасса, онда сорғының беруі В нүктесіне сәйкес келетіндігін ескеру керек (19.2, б суреті қараңыз):

$$Q_H = Q'_{\text{H.у}} + Q_{\text{кл}},$$

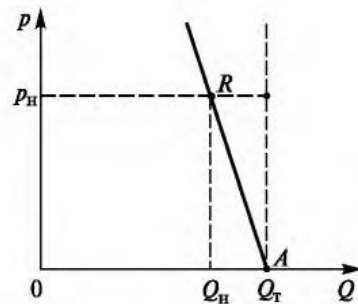
бұл жерде $Q_{\text{кл}}$ — құю клапаны арқылы сұйықтықтың шығыны.

Бұл жағдайда да N_{BX} ; (19.3) формула бойынша анықталатындығы анық.

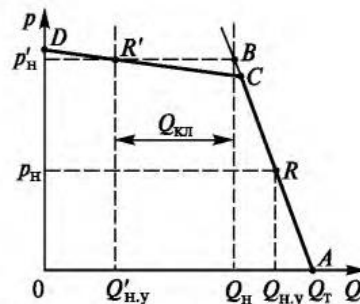
Реттелетін сорғыдан және беру реттегішінен тұратын сорғы қондырғысы үшін жүйенің жұмыс нүктесі сорғы қондырғысы сипаттамасының Ас аумағында немесе CD аумағында орналасуы мүмкін (19.2, в сурет).

Егер жұмыс нүктесі АС аумағында жатса (R нүктесі), онда жоғары қарастырылған жағдайға ұқсас

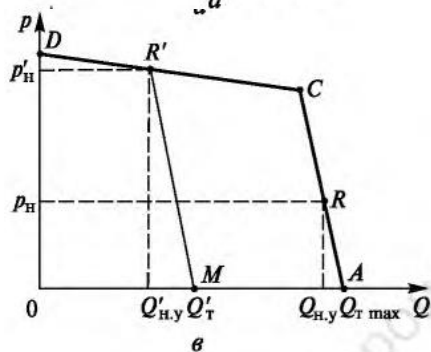
$$N_{\text{BX}} = \frac{p_H Q_{T \max}}{\eta_m}$$



а



б



в

Сур. 19.2. Сорғы қондырғысы тұтынатын қуатты анықтау схемасы:

а — сақтандырғыш клапаны бар сорғы; б — құю клапаны бар реттелмейтін сорғы; в — беру реттегіші бар реттелінетін сорғы

Егер жұмыс нүктесі CD (R' нүктесі) аумағында орналасса, онда қысымның осы диапазонында беру реттегіші сорғының жұмыс көлемін өзгертеді, сәйкесінше сорғының теориялық беруі мен оның сипаттамасы өзгереді. Реттелінетін сорғының Q_T' теориялық беруінің жаңа мәнін егер R' нүктесі арқылы Ас параллель $R'M$ сызығын жүргізсек, графикалық түрде алуға болады. Сонымен бірге реттелінетін сорғының жұмыс көлемі өзгерген кезде ондағы көлемдік жоғалулар өзгермейді деп есептейді.

Сонда

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_H Q_T'}{\eta_m} \quad (19.4)$$

19.5. Құрамында гидрокөзғалтқыш бар қарапайым құбыр желісінің есебі

Кез келген гидрожетектің құрамына гидрокөзғалтқыш (12.8 бөлімді қараңыз) – жұмыс сұйықтығының ағын энергиясын механикалық жұмысқа түрлендіретін құрылғы кіреді.

Гидравликалық есептеу кезінде гидрокөзғалтқышты $\Delta p_{\text{гд}}$ қысымның жоғалуы пайдалы жұмыс жасауға – сыртқы жүктемеге қарсы әрекет ететін шығыс түйінін жылжытатын жергілікті гидравликалық кедергі ретінде қарастыру керек.

Сондықтан жалпы жағдайда көзғалтқышы бар қарапайым құбыр желісі сипаттамасының теңдеуін мына түрде көрсетуге болады:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_m + \Delta p_{\text{гд}}. \quad (19.5)$$

(19.5) теңдеудің құрамына кіретін құбыр желісіндегі қысымның үйкеліске жоғалуын $\Delta p_{\text{тр}}$ және жергілікті кедергілердегі Δp_m , жоғалуын анықтау әдістемесі 5 және 7 тарауларда мазмұндалған. $\Delta p_{\text{гд}}$ анықтау гидрокөзғалтқыш типіне тәуелді.

Гидротмотор үшін M момент белгілі болған кезде оның білігінде және жұмыс көлеміндегі W_0 қысымның жоғалуы $\Delta p_{\text{гд}}$ (12.13) формуладан алынуы мүмкін:

$$\Delta p_{\text{гд}} = \frac{2\pi M}{W_0 \eta_m}. \quad (19.6)$$

Бұл кезде оның білігінің айналу жиілігі n_z (12.14) алынуы мүмкін:

$$n_z = \frac{Q \eta_0}{W_0}, \quad (19.7)$$

бұл жерде Q — гидротмотор арқылы өтетін сұйықтық шығыны.

Гидроцилиндр үшін сояуштағы F күш және поршеньнің S тиімді ауданы белгілі болған кезде (12.8.1 бөлімді қараңыз) қысымның жоғалуы $\Delta p_{\text{гд}}$ (12.10) формуладан:

$$\Delta p_{\text{гд}} = \frac{F}{S \eta_m}. \quad (19.8)$$

ал поршеньнің (сояуштың) қозғалыс жылдамдығы (12.11) формуладан алынуы мүмкін:

$$V_{\text{л}} = Q / S. \quad (19.9)$$

12.8.1 бөлімде біржақты сояуышы бар гидроцилиндрлерде (12.11 суретті қараңыз) поршеньнің тиімді аудандарының тең болмауынан сояуышты және сояуышсыз қуыстарда гидроцилиндр кірісіндегі Q және одан шығатын жердегі Q' сұйықтық шығындары ір түрлі екендігі көрсетілген. Есептеу кезінде бұл (12.12) тәуелділіктің көмегімен ескеріледі. Екі жақты сояуышы бар гидроцилиндрлерде (12.10, в суретті қараңыз) поршеньнің екі жағынан тиімді аудандар тең болған кезде, гидроцилиндрдің кірісі Q мен шығысындағы Q' шығындар бірдей.

(19.6) және (19.8) формулаларды талдау гидроқозғалтқыштағы қысымның жоғалуы $\Delta p_{гд}$ (белгілі бір жеңілдіктер жасаған кезде) оған келіп түсетін сұйықтық шығынына Q тәуелді болмайтындығын, ал оның сыртқы түйініне түсірілетін сыртқы жүктемемен және гидроқозғалтқыштың конструкциялық параметрлерімен анықталатындығын көрсетеді. Сондықтан жалпы жағдайда гидроқозғалтқышы бар қарапайым құбыр желісі сипаттамасының теңдеуі (19.5) теңдеуден келесі теңдеуге түрленуі мүмкін:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{гд} + K_1 Q + K_2 Q^2 \quad (19.10)$$

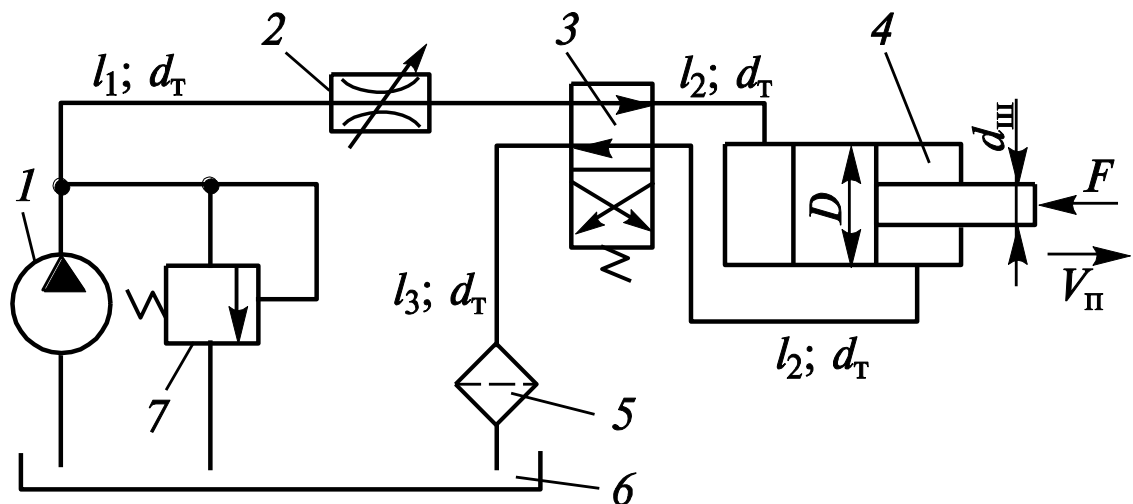
бұл жерде K_1 және K_2 — құбыр желісіндегі гидравликалық кедергілермен анықталатын коэффициенттер.

19.6. Нақтыланған есепті орындау мысалдары

19.6.1. Сүргілеу білдегінің гидрожетегін есептеу

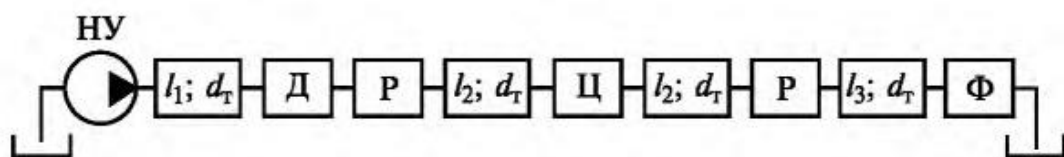
19.3 суретте сүргілеу білдегінің қарапайым түрге келтірілген схемасы келтірілген. Құю клапаны 7 бар сорғы 1 бактан 6 сұйықтықты кескіш құрал-сайманның қозғалысын қамтамасыз ететін гидроцилиндрге 4 сұйықтық беретін сорғы қондырғысын құрайды. Гидроцилиндр поршенінің қозғалыс жылдамдығы v_{II} реттелінетін гидродроссельдің 2 өткел қимасының өзгеру есебінен реттелінеді, ал қозғалыс реверсі гидротаратқыштың 3 ауысуымен қамтамасыз етіледі. Жұмыс сұйықтықты тазалау үшін жүйеге сүзгі 5 қосылған.

Берілгені: кесу күші $F = 8$ кН; гидроцилиндр өлшемдері — $D = 50$ мм, $d_{III} = 30$ мм; құбыр желілерінің параметрлері — $l_1 = 3$ м, $l_2 = 1,5$ м, $l_3 = 4$ м, $d = 10$ мм; сүзгі мен таратқыштың әрбір каналы эквивалентті ұзындықтармен берілген — $l_{эф} = 200 d_T$, $l_{эп} = 150 d_T$; дроссель өткел қимасының ауданы $S_{др} = 5$ мм² және шығын коэффициенті $\mu_{др} = 0,7$; сорғы параметрлері — жұмыс көлемі $W_H = 10$ см³, біліктің айналу жиілігі $n_H = 1460$ айн/мин, $p = 7$ МПа болған кезде көлемдік ПӘК $\eta_{оH} = 0,85$, механикалық ПӘК $\eta_{мH} = 0,9$; құю клапанының сипаттамасы — $p_K = p_{Kmin} + K_K Q$, бұл жерде $p_{Kmin} = 5$ МПа және $K_K = 0,004$ МПа·с/см³; жұмыс сұйықтығының параметрлері — кинематикалық тұтқырлық $\nu = 0,2$ см²/с және тығыздық $\rho = 800$ кг/м³.



Сур. 19.3. Сүргілеу білдегінің гидрожетегінің схемасы:

1 – сорғы; 2 – дроссель; 3 – гидротаратқыш; 4 – гидроцилиндр; 5 – сүзгі; 6 – бак; 7 – құю клапаны



Сур. 19.4. Сүргілеу білдегінің гидрожетегінің эквивалентті есептік схемасы

Гидроцилиндр сояуышының қозғалыс жылдамдығын V_n , гидрожетек тұтынатын қуатты; гидрожетектің пайдалы әрекет коэффициентін анықтау керек.

Шешуі.

1. Гидрожетектің принципіалды схемасын эквивалентті схемамен алмастыру.

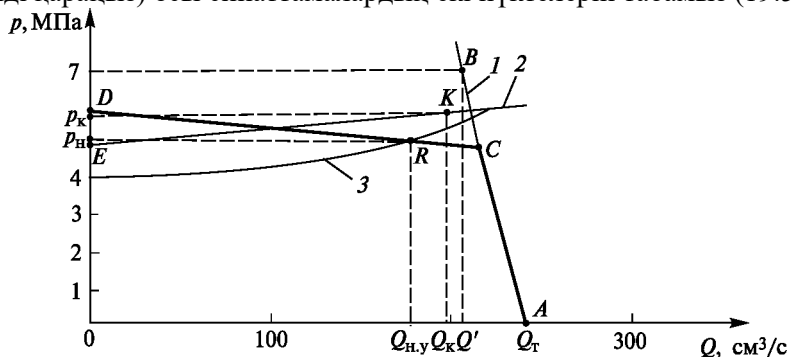
19.4 суретте қарастырылып отырған гидрожетектің принципіалды схемасының (19.3 суретті қараңыз) негізінде алынған осындай эквивалентті схеманың мүмкін нұсқасы келтірілген.

Эквивалентті схемадан (19.4 суретті қараңыз) сорғы қондырғысынан НУ жұмыс сұйықтық ағыны l_1 құбыр желісі бойынша дроссельге Д түсетіндігі, одан кейін таратқыштың Р каналдарының біреуі және l_2 құбыр арқылы Ц гидроцилиндрге келіп түсетіндігі көрініп тұр. Сұйықтық гидроцилиндрден осы сияқты l_2 құбыр арқылы таратқыштың Р басқа каналы, l_3 құбыр және сүзгі Ф арқылы гидробакқа құйылады.

Осылайша, гидрожетек схемасы тізбектей жалғанған элементтер (гидравликалық кедергілер) қатары болып табылады, демек есептеу кезінде оларды қарапайым құбыр желісі ретінде қарастыруға болады.

2. Сорғы қондырғысының сипаттамасын тұрғызу.

Көлемдік сорғы мен құю клапанының сипаттамаларының сызықтығын ескере отырып (19.3 бөлімді қараңыз) осы сипаттамалардың екі нүктелерін табамыз (19.5 сурет).



Сур. 19.5. Сүргілеу білдегін есептеудің графикалық шешімі:

1, 2 – сызықтар; 3 – қисық

Сорғы үшін $p = 0, Q_T = W_H n_H = 243 \text{ см}^3/\text{с}$ болған кезде бірінші нүкте А; $p = 7 \text{ МПа}, Q' = Q_T \eta_{O.H} = 207 \text{ см}^3/\text{с}$ болған кезде екінші нүкте В.

Клапан үшін $Q_K = 0, p_K = p_{K \min} = 5 \text{ МПа}$; болған кезде бірінші нүкте Е; $Q_K = 200 \text{ см}^3/\text{с}, p_K = p_{K \min} + K_K Q_K = 5,8 \text{ МПа}$ болған кезде екінші нүкте К.

Табылған нүктелер бойынша сорғының (14 сызық) және құю клапанының (2 сызық) сипаттамаларын тұрғызамыз (19.5 суретті қараңыз), графикалық тұрғызу жүргіземіз (19.3.2 бөлімді қараңыз) және сорғы қондырғысының сипаттамасын аламыз (ACD сызығы).

3. Құбыр желісі сипаттамасының теңдеуін құрастыру.

Эквивалентті схема негізінде (19.4 суретті қараңыз) бұл жағдайда құбыр желісінің сипаттама теңдеуін мына түрде жазуға болады:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{тр1}} + \Delta p_{\text{др}} + \Delta p_p + \Delta p_{\text{тр2}} + \Delta p_{\text{тр2}} + \Delta p_{\text{ц}} + \Delta p'_{\text{тр2}} + \Delta p'_p + \Delta p'_{\text{тр3}} + \Delta p'_{\text{фю}}$$

Бұл жерде жоғалудағы штрих осы гидравликалық кедергілердегі қысым жоғалуларын 12.8.1 бөлімде көрсетілгендей гидроцилиндрге келіп түсетін шығыннан ерекшеленетін жұмыс сұйықтығының гидроцилиндр шығысындағы шығын бойынша анықтау керектігін көрсетеді. Есептеу кезінде гидроцилиндр шығысындағы Q' шығынын оған келіп түсетін шығын Q арқылы өрнектеуге мүмкіндік беретін (12.12) формуланы пайдалану керек.

Есептеу құбыр желісіндегі сұйықтық ағысының режимін бағалаудан басталады. Ол үшін максимум мүмкін болатын шығын бойынша Рейнольдс санын есептейміз:

$$Re = \frac{4Q_T}{\pi d_T v} \approx 1547 < Re_{кр}$$

Сәйкесінше, құбыр желісінде сұйықтықтың ламинарлы ағыс режимі ғана мүмкін және сондықтан құбыр желісі сипаттамасының теңдеуі мына түрге ие болады:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{ц} + \left(K_1 + K_2 \frac{D^2 - d^2}{D^2} \right) Q + K_3 Q^2$$

бұл жерде $\Delta p_{ц} = \frac{4F}{\pi D^2}$ (шарт бойынша механикалық ПӘК берілмеген, сондықтан $\eta_m = 1$ деп қабылдаймыз).

4. Құбыр желісінің сипаттамасын тұрғызу және гидрожүйенің жұмыс нүктесін анықтау.

Кесте 19.1

Сүргілеу білдегінің гидрожетегінің құбыр желісінің сипаттамаларын тұрғызу үшін есептік нүктелер

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	$50 \cdot 10^{-6}$	$100 \cdot 10^{-6}$	$150 \cdot 10^{-6}$	$200 \cdot 10^{-6}$
$\Delta p_{\Sigma}, \text{ МПа}$	4,07	4,13	4,41	4,86	5,47

Есеп шартындағы мәліметтерді қойып, мынаны аламыз:

Подставив данные из условия задачи, получим:

$\Delta p_{ц} = 4,07 \text{ МПа}; K_1 = 390 \cdot 10^6 \text{ кг}/(\text{м}^4 \text{с});$

$K_2 = 586 \cdot 10^6 \text{ кг}/(\text{м}^4 \text{с}); K_3 = 32,7 \cdot 10^{12} \text{ кг}/\text{м}^7.$

Құбыр желісінің сипаттамасы сызықты болмайтындықтан, онда оны тұрғызу үшін кем дегенде шығын мәнінің диапазонында бес нүкте керек. Есептеу мәліметтерін 19.1 кестеге енгізу ұсынылады.

Осы мәліметтер бойынша құбыр желісінің сипаттамасы тұрғызылады (19.5 суреттегі 3 қисық). 3 сызықтың CD қиылысу нүктесі гидрожүйенің жұмыс нүктесін береді (R нүктесі). Оның координаталары $Q_{н.у} = 180 \text{ см}^3/\text{с}$ және $p_n = 5,2 \text{ МПа}$.

5. Гидрожетектің бастапқы параметрлерін анықтау.

Сорғы қондырғысының барлық беруі $Q_{н.у}$ гидроцилиндрге түсетіндіктен, онда оның сояуышының қозғалыс жылдамдығы (19.9) формула бойынша анықталады (нұсқаулыққа сәйкес гидроцилиндрдің көлемдік ПӘК $\eta_{о-ц} = 1$ деп қабылдаймыз):

$$V_{ц} = \frac{4Q_{н.у}}{\pi D^2} = 9,17 \text{ см/с}.$$

Гидрожетек тұтынатын қуат сорғы қондырғысы тұтынатын қуатқа тең және осы жағдайда (19.3) формула бойынша анықталады:

$$N_{вх} = \frac{p_H Q_T}{\eta_{м.н}} = 1404 \text{ Вт}.$$

Гидрожетектің ПӘК $\eta_{гп}$ анықтау үшін алдымен оның шығыс түйінінде туындайтын пайдалы қуатты есептеу керек:

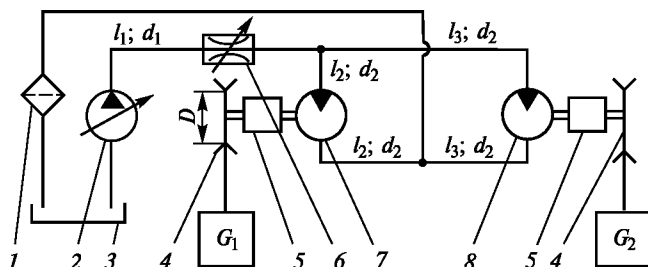
$$N_{вых} = FV_{ц} = 734 \text{ Вт},$$

сонда

$$\eta_{гп} = N_{вых} / N_{вх} = 0,52.$$

19.6.2. Көтергіш механизмнің гидрожетегін есептеу

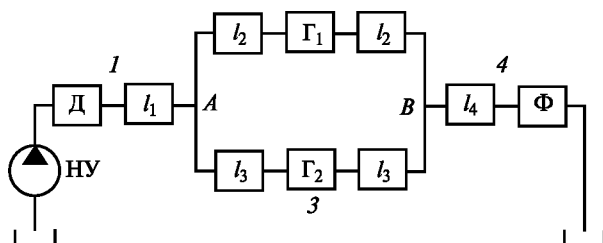
Жеңілдетілген схемасы 19.6 суретте келтірілген гидрожетекте реттелінетін 2 сорғы 3 гидробактан сұйықтықты 6 дроссель арқылы 7 және 8 екі гидромоторларға, ал олардан 1 сүзгі арқылы қайтадан 3 гидробакқа береді. Гидромоторлардың шығыс біліктері 5 механикалық редукторлар арқылы жүк ілінген арқан оралатын 4 тегершіктермен 5 механикалық редукторлар арқылы байланыстырылған.



Сур. 19.6. Көтергіш механизмінің гидрожетегінің схемасы:

1 — сүзгі; 2 — сорғы; 3 — гидробак; 4 — тегершіктер; 5 — редукторлар; 6 — дроссель; 7, 8 — гидромоторлар

Берілгені: жүктің салмағы $= 2,2 \text{ кН}$ және $G_2 = 2,1 \text{ кН}$; сорғы параметрлері — максималды жұмыс көлемі $W_{H \max} = 30 \text{ см}^3$, біліктің айналу жиілігі $n_n = 25 \text{ айн/с}$, $p = 6 \text{ МПа}$ болған кездегі сорғының көлемдік ПӘК $\eta_{он} = 0,82$, механикалық ПӘК $\eta_{м.н} = 0,9$; беру реттегішінің параметрлері — баптау қысымы $p_p = 4,85 \text{ МПа}$, максималды қысым $p_{\max} = 5,4 \text{ МПа}$; гидрожелілердің өлшемдері — $d_1 = d_2 = 0,8 \text{ см}$, $l_1 = 5 \text{ м}$, $l_2 = l_3 = 8,5 \text{ м}$, $l_4 = 3 \text{ м}$; сүзгінің кедергі коэффициенті $\zeta_\phi = 5$; гидродрессель параметрлері — өткел қиманың ауданы $S_{др} = 14 \text{ мм}^2$, шығын коэффициенті $\mu_{др} = 0,7$; гидромоторлардың параметрлері — жұмыс көлемі $W_r = 32 \text{ см}^3$, механикалық ПӘК $\eta_{м.г} = 0,9$, көлемдік ПӘК $\eta_{ог} = 0,9$; механикалық редуктордың беріліс қатынасы $i = p_{вх}/p_{вых} = 40$; тегершік диаметрі $D = 0,5 \text{ м}$; жұмыс сұйықтықтың параметрлері — кинематикалық тұтқырлық $\nu = 0,14 \text{ см}^2/\text{с}$, тығыздығы $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Диаметрлері d_1 құбырларда ағыс режимі турбулентті және $\lambda = 0,04$, а диаметрлері d_2 құбырларда — ламинарлы деп қабылдау керек.



Сур. 19.7. Көтергіш механизмнің гидрожетегінің эквивалентті есептік схемасы:

1... 4 — құбыр желілері

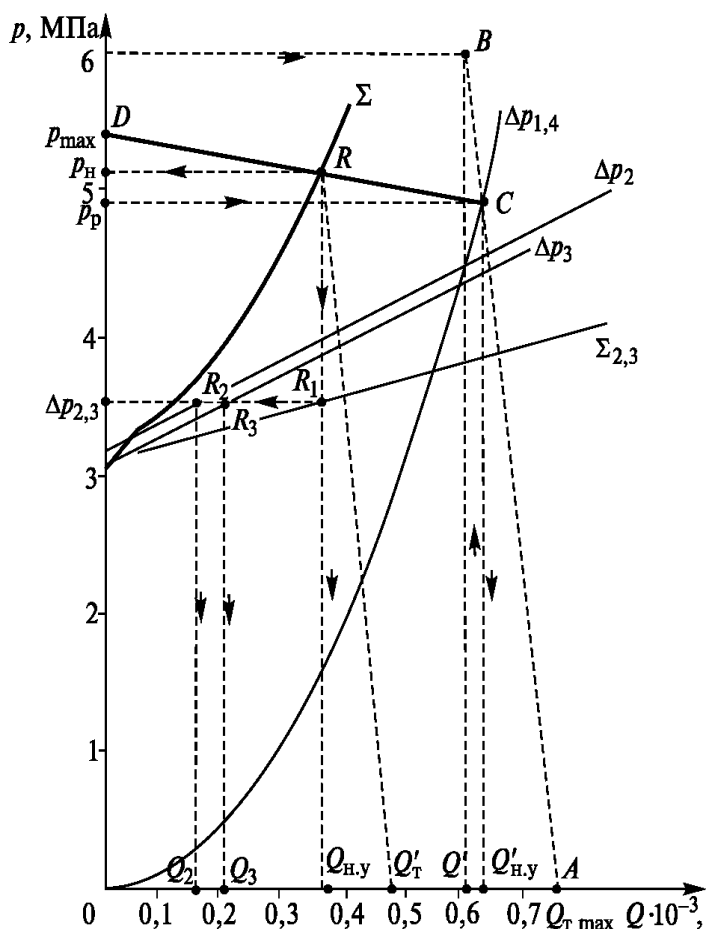
Жүкті көтеру жылдамдығын, гидрожетек тұтынатын қуатты; гидрожетектің пайдалы әрекет коэффициентін табу керек.

Шешуі.

1. Гидрожетектің принципіалды схемасын эквивалентті схемаға алмастыру.

19.7 суретте гидрожетектің принципіалды схемасының негізінде (19.6 суретті қараңыз) алынған эквивалентті немесе есептік схема келтірілген. Сорқы қондырғысынан НУ сұйықтық ағыны l_1 құбыр желісі бойынша Д дроссель арқылы А ағынның тармақталу нүктесіне келіп түседі. Одан ары қарай параллель жалғау тармағында l_2 құбыр желісі бойынша Γ_1 гидрометрге түседі және l_2 құбыр желісі бойынша — ағындардың біріккен В нүктесіне барады. Осы яисқты процесс параллель жалғаудың төменгі бөлігінде де жүреді. В нүктесінен сұйықтық ағыны l_4 құбыр желісі бойынша Ф сүзгі арқыты бакқа ағызылады.

Есептеу сызбасын талдаудан көтергіш механизмнің гидрожетегі 1, 2, 3 және 4 (қарапайым құбыр желілерінің) жеке бөліктері тізбектей-параллель жалғанған күрделі құбыр желісі болатындығы анық.



Сур. 19.8. Көтергіш механизмнің гидрожетегін есептеуге графикалық шешім

2. Сорғы қондырғысының сипаттамасын тұрғызу.

Сорғы мен сорғының беруі реттелінетін сорғы қондырғысының сипаттамаларының сызықтылығын ескере отырып, олардың әрқайсын тұрғызуды жоғарыда сипатталған әдістемеге сәйкес екі нүктелері бойынша жүргіземіз (19.8 сурет).

Сорғы үшін $p = 0, Q_{Tmax} = W_{Hmax} n_H = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ болған кезде бірінші нүкте А; $p = 6 \text{ МПа}, Q' = Q_{Tmax} \eta_{O.H} = 0,615 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ болған кезде екінші нүкте В.

А және В нүктелерін жалғай отырып, сорғы сипаттамасын аламыз (19.8 суретті қараңыз).

Беру реттелінетін сорғы қондырғысы үшін бірінші нүкте С – бұл реттеудің баптау қысымына $p_p = 4,85 \text{ МПа}$ сәйкес келетін горизонтальдің сорғы сипаттамасымен қиылысу нүктесі. Бұл кезде сорғы қондырғысының беруі $Q_{н.у} = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ тең. Екінші нүктенің D орны $Q = 0$ болған кездегі максимум қысыммен $p_{max} = 5,4 \text{ МПа}$ анықталады

С және D нүктелерін жалғай отырып, сорғы қондырғысының сипаттамасын аламыз (19.8 суреттегі ACD қисық сызығы).

3. Қарапайым құбыр желілерінің сипаттама теңдеулерін құрастыру.

1, 2, 3 және 4 қарапайым құбыр желілерінің сипаттама теңдеулерін құрастыру берілген шартқа негізделеді: 1 және 4 аумақта – ағыс режимі турбулентті, ал 2 – және аумақта – ламинарлы. Сәйкесінше

$$1\text{-ші үшін: } \Delta p_1 = \Delta p_{тр1} + p_{др} = \lambda \frac{8l_1}{\pi^2 d_1^5} Q^2 + \frac{\rho}{2\mu_{др}^2 S_{др}^2} Q^2 = K_1 Q^2;$$

$$2\text{-ші үшін: } \Delta p_2 = 2\Delta p_{\text{тр}2} + p_{r1} = 2 \frac{128\nu l_2 p}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_1}{W_r \eta_{\text{м.г}}} = K_2 Q + \Delta p_{r1};$$

$$3\text{-ші үшін: } \Delta p_3 = 2\Delta p_{\text{тр}3} + p_{r2} = 2 \frac{128\nu l_3 p}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_2}{W_r \eta_{\text{м.г}}} = K_3 Q + \Delta p_{r2};$$

$$4\text{-ші үшін: } \Delta p_4 = \Delta p_{\text{тр}4} + p_{\phi} = \lambda \frac{8l_4 \rho}{\pi^2 d_1^5} Q^2 + \zeta \frac{8\rho}{\pi^2 d_1^4} Q^2 = K_4 Q^2.$$

Осы теңдеулердегі M_1 және M_2 — сәйкесінше 7 және 8 гидромоторлардың біліктеріндегі моменттер. Қарастырылып отырған жағдай үшін

$$M_1 = \frac{G_1 D}{2i}, M_2 = \frac{G_2 D}{2i}.$$

4. Қарапайым құбыр желілерінің сипаттамасын, күрделі құбыр желісінің қосынды сипаттамасын тұрғызу және гидрожүйенің жұмыс нүктесін анықтау.

Көтергіш механизмнің гидрожетегінің құбыр желілерінің сипаттамаларын тұрғызу үшін есептік нүктелер

Кесте 19.2

$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0	$0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,3 \cdot 10^{-3}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
$\Delta p_2, \text{МПа}$	3,2	—	—	—	4,27	—
$\Delta p_3, \text{МПа}$	3,05	—	—	4,12	—	—
$\Delta p_{1,4}, \text{МПа}$	0	0,51	1,14	2,03	3,18	4,57

1 және 4 аумақтар тізбектей қосылған, сондықтан олар үшін жалпы теңдеу жазуға болады

$$\Delta p_{1,4} = \Delta p_1 + \Delta p_4 = (K_1 + K_4) Q^2 = K_{1,4} Q^2$$

және бірден олардың қосынды сипаттамасын тұрғызуға болады.

Есеп шартындағы мәліметтерді жоғарыда келтірілген тәуелділіктерге қойып мынаны аламыз:

$$\Delta p_{r1} = 3,2 \text{ МПа}; \Delta p_{r1} = 3,05 \text{ МПа};$$

$$K_2 = K_3 = 2,13 \cdot 10^9 \text{ кг}/(\text{м}^4 \text{с}); K_{1,4} = 12,7 \cdot 10^{12} \text{ кг}/\text{м}^7.$$

2 және 3 құбыр желілерінің сипаттамалары сызықты болатындықтан, оларды тұрғызу үшін екі нүкте жеткілікті, ал сызықты емес сипаттамаларды тұрғызу үшін алты нүктені пайдаланамыз. Есептеу нәтижелерін 19.2 кестеге енгіземіз.

19.2 кестенің мәліметтері бойынша графикте (19.8 суретті қараңыз) әр қарапайым құбыр желісінің сипаттамасын тұрғызамыз. Одан кейін құбыр желілерінің сипаттамаларын графикалық қосу ережелері бойынша (олар 7.3 бөлімде толық қарастырылған) барлық күрделі құбырдың сипаттамасын алу керек. Алдымен параллель аумақтарды қосу ережесі (шығын осінің бойымен) бойынша 2 және 3 аумақтардың қосынды сипаттамаларын аламыз ($\Sigma_{2,3}$ сызығы). Ары қарай ($\Sigma_{2,3}$ сызығы) алынған сипаттаманы $\Delta p_{1,4} = f(Q)$ сипаттамасымен тізбектей жалғанған құбыр желілерінің сипаттамаларын қосу ережесі бойынша (қысым осінің бойымен) графикалық қосуды жүргіземіз және нәтижесінде барлық күрделі құбыр желісінің қосынды сипаттамасын аламыз (Σ сызығы).

Сызықты тәуелділіктерді қосқан кезде екі нүкте бойынша қосу жеткілікті, ал біреу болсын сызықты болмайтын сипаттамаларды қосқан кезде бес – жеті нүкте керек.

Күрделі құбыр желілерінің алынған сипаттамасының сорғы қондырғысының сипаттамасымен қиылысуы гидрожүйенің жұмыс нүктесін анықтайды (R нүктесі). Оның координаталары: $p_n = 5,25 \text{ МПа}$ және $Q_{н.у} = 0,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

5. Бастапқы шамаларды анықтау.

Гидрожетек тұтынатын қуатты жоғарыда сипатталған беру реттегіші бар реттелінетін сорғы үшін арналған әдістеме бойынша анықтаймыз. Ол үшін R нүктесі арқылы АВ түзу параллель жүргіземіз және $Q'_T = 0,485 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ екендігін табамыз. Сонда

$$N_{\text{вх}} = \frac{p_H Q'_T}{\eta_{\text{м.н}}} = 2,83 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Гидрожетектің жүкті көтеру жылдамдығын және ПЭК анықтау үшін әр гидромотордың білігінің айналу жиілігін табу керек. Ол үшін 2 және 3 параллель құбыр желілеріндегі Q_2 және Q_3 шығындарын білу керек.

Егер $p = f(Q)$ графикалық тәуелділігі болса, онда белгілі координаталардың біреуі бойынша басқасын оңай табуға болатындығына байланысты бұл есепті графикалық шешуге болады.

R нүктесінен сорғы қондырғысының $Q_{\text{н.у}}$, беруіне сәйкес келетін вертикальді түсіріп, осы вертикальдің E_{23} қисығымен қиылысу нүктесін R_1 табамыз және сәйкесінше параллель жалғау аумағындағы $\Delta p_{2,3}$ қысым жоғалуын табамыз, бұл жерде $\Delta p_{2,3} = \Delta p_2 = \Delta p_3$ болады.

Енді R_1 нүктесінен $\Delta p_2 = \Delta p_3$, қысым жоғалуларына сәйкес келетін горизонтальді сызып, оның 2 және 3 құбыр желілерінің сипаттамаларымен қиылысу нүктелерін табамыз (сәйкесінше R_2 және R_3 нүктелері). R_2 және R_3 нүктелерінен вертикальдар түсіріп, $Q_2 = 0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ және $Q_3 = 0,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ шығындарды табамыз.

Белгілі Q_2 және Q_3 шығындар бойынша және механикалық редуктордың және тегершік диаметрінің D беріліс қатынасын i есепке ала отырып, сол жақ v_1 және оң жақ v_2 жүкті көтеру жылдамдығын анықтаймыз. Бұл кезде мына формулалар пайдаланылады:

$$n_r = \frac{Q}{W_r} \eta_{o.r} \text{ және } v = \pi n_r \frac{D}{i}.$$

Осы жерден сәйкес мәндерді қойып, мынаны аламыз:

$$v_1 = 0,19 \text{ м/с}; v_2 = 0,224 \text{ м/с.}$$

Гидрожетек тудыратын пайдалы қуат екі жүкті көтеруге жұмсалатын қуаттан құралады:

$$N_{\text{вых}} = G_1 v_1 + G_2 v_2 = 0,888 \text{ кВт.}$$

Сонда гидрожетектің пайдалы әрекет коэффициенті

$$\eta_{\text{гп}} = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} = 0,314.$$

ПНЕВМАТИКАЛЫҚ ЖҮЙЕЛЕР ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

20.1. Газ қозғалысының заңдары

Заманауи машиналарда өндірістік процестерді автоматтандырғанда және механикаландырғанда гидравликалық жүйелермен бірге жұмыс ортасы ретінде сығылған газды қолданатын пневможүйелер де кең қолданыс тапты. Машина жасауда қолданылатын пневможүйелерде әрқашан жұмыс ортасы ретінде ауаны пайдаланады.

Пневможүйелердің артықшылықтарына: сенімділік және ұзақ мерзімге жарамдылығы, жұмыс істеу жылдамдығы, қарапайымдылығы, үнемділігі, пневможүйелердің шахталарда, химиялық өндірісте, радиация жағдайында жұмыс істеу мүмкіндігін қамтамасыз ететін жұмыс ортасының өртке қауіпсіздігі және бейтарапсыздығы жатқызылады.

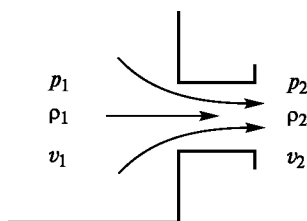
Пневможүйелердің жұмыс ортасы сығылған ауа болып табылады, сондықтан осы жүйелерде жүретін процестерді есептеуді 8 тарауда толық қарастырылған термодинамика заңдарының негізінде жүргізеді. Газ қозғалған кезде p , ρ , T күй параметрлерімен бірге газ ағысының жылдамдығын v да ескеру қажет.

Газ саңылау арқылы аққан кезде, ыдыстар толған немесе босатылған кезде, құбыр бойынша және жергілікті кедергілер бойынша аққан кезде газдың орнатылған ағысының ерекшеліктерін қарастырмыз.

Орнатылған ағыста газдың массалық шығыны ағын бойымен барлық қимада бірдей деп қабылдаймыз:

$$Q_m = \rho v S = \text{const},$$

бұл жерде v — газ ағысының жылдамдығы; S — ағын қимасының ауданы.



Сур. 20.1. Газ ағысының есептік схемасы

Сығылмайтын сұйықтық ағысымен салыстырғанда газ үшін көлемдік шығын тұрақтылығы Q сақталмайды, шығын ағын бойындағы қысымның төмендеуінен туындайтын кеңею салдарынан артады, ал кеңею өз кезегінде (8.1) формулаға сәйкес температураның өзгеруіне алып келеді. Сондықтан газ үшін Бернулли теңдеуі сұйықтыққа арналған теңдеуден ерекшеленеді. Газ тығыздығы төмен болатындықтан, нивелирлік биіктіктердің z_1 және z_2 айырмашылықтарын ескермейтін болсақ, онда политропты процесс үшін Бернулли теңдеуін мына түрде жазуға болады:

$$\alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{\rho g} = \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \frac{n}{n-1} \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}}. \quad (20.1)$$

бұл жерде α — Кориолис коэффициенті; n — газ политропының көрсеткіші.

6 тараудағы сияқты ауданы S саңылау арқылы газ ағыуының жылдамдығын анықтау үшін (20.1) Бернулли теңдеуін пайдаланымыз (Сур. 20.1.)

v_1 жылдамдықты нольге тең, ағысты турбулентті ($\alpha_2 = 1$) деп есептеп және $\sum h_{\text{пот}} = 0$ болған кезде жоғалуды есепке алмай, мынаны аламыз:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2n}{n-1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right)},$$

бұл жерде p_1 және p_2 — сәйкесінше резервуардағы және газ ағып келетін ортадағы газдың қысымы, яғни газ ағынының басындағы және соңындағы қысымы.

Егер (8.10) формуладан және $w = 1/\rho$ төмендегі өрнек шығатындығын ескерсек,

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

онда, алгебралық түрлендірулерді жүргізіп, ауданы S қима арқылы v жылдамдықпен өтетін газдың массалық шығынын анықтау үшін формуланы мына түрге келтіруге болады:

$$Q_m = \rho_2 v_2 S = S \sqrt{\frac{2n}{n-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad (20.2)$$

Көпшілік өнеркәсіптік пневможүйелерде ауа параметрлерінің өзгерісінің адиабаталық процесі немесе политроп көрсеткіштері n өзінің мәні бойынша адиабата көрсеткішіне $k = 1,4$ жуық болған кезде политропты процесс жүреді. Сондықтан (20.2) формулаға тәжірибелік есептеулер үшін n орнына k адиабата көрсеткішін қойған дұрыс. Сонымен бірге ауаның нақты ағындарында саңылау арқылы сығылмайтын сұйықтық ағып болған кезде нақты шығынның теориялық шығынға қатынасы болып табылатын шығын коэффициентімен μ ескерілетін жоғалулар болады (6 тарауды қараңыз).

Жоғарыдай айтылғанды ескере отырып, сонымен бірге Клапейрон теңдеуін (8.1) пайдалана отырып, (20.2) формуланы ауданы S саңылау арқылы ауаның массалық шығынын есептеуге арналған жалпы формулаға түрлендіреміз:

$$Q_m = \mu S_{p_1} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (20.3)$$

(20.3) формулаға талдау жүргізе отырып, $p_2/p_1 = 0$ және $p_2/p_1 = 1$ болған кезде Q_m массалық шығын 0 тең екендігіне көз жеткізуге болады. Сәйкесінше, Q_m массалық шығын максимум мәнге жететін p_2/p_1 мәнін $Q_m = f(p_2/p_1) = 0$ функциясының туындысын нольге теңестіріп алуға болады.

Нәтижесінде максимум Q_m массалық шығын

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (20.4)$$

кезінде болады.

$k = 1,4$ болған кездегі ауа үшін бұл қатынас шамамен 0,528 құрайды.

20.2 суретте штрихты сызық (20.3) функциясының графигіне сәйкес келеді, ал тұтас сызықпен нақты, эксперименталды дәлелденген тәуелділік көрсетілген. $0,528 < p_2 / p_1 < 1$ аралықта теориялық және нақты тәуелділіктер сәйкес келетіндігі, ал $0 < p_2 / p_1 < 0,528$ аралығында айтарлықтай ерекше болатындығы белгілі, себебі бұл аумақта Q_m шығын қысым өзгерісіне тәуелді болмайды және максимум мәнде тұрақты болып қалады.

$p_2 / p_1 < 0,528$ қатынасы «критикалық» $(p_2 / p_1)_{кр}$ деп аталады, ал қысымдардың осындай қатынасындағы ауа ағысының жылдамдығы v_2 идеал газ үшін формуласымен анықталатын дыбыс жылдамдығына тең болады.

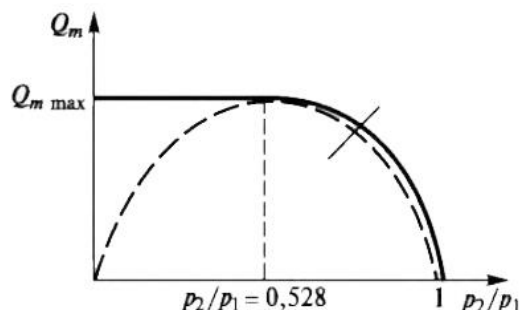
$$a = \sqrt{kRT}.$$

Ауа үшін $k = 1,4$ және $T = 293$ К болған кезде $a = 347$ м/с аламыз.

Сондықтан газ аққан кезде әрқашан екі аумақ қарастырылады:

а) массалық шығын (20.3) формуламен анықталатын критикалыққа дейінгі аумақ;

б) критика үстілік аумақ (дыбыстан жоғары), ол үшін массалық шығын (20.3) формулаға (20.4) формуладан p_2 / p_1 мәндерін қою арқылы алынатын формула бойынша анықталады:



Сур. 20.2. Газ ағысының сипаттамасы

*Критика үстілік аумақ
Критикалыққа дейінгі аумақ*

$$Q_{m \max} = \mu S \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \rho_1 \sqrt{\frac{2k}{(k+1)RT_1}}. \quad (20.5)$$

20.2. Құбыр желілеріндегі газ ағысының жуықталған есебі

Гидравликадағы сияқты (5 тарауды қараңыз) құбыр желілерінде газ ағысын есептеу құбыр ұзындығы бойынша жоғалуды анықтауға келтіріледі. Сығылмайтын сұйықтық ағысымен салыстырғанда газдың ағысы — ең алдымен құбыр желісінің бойымен газ параметрлерінің өзгерісіне байланысты және сәйкесінше газ ағысының жылдамдығы мен режимінің өзгерісімен байланысты күрделі құбылыс. Тәжірибеде дұрыстығы тәжірибелік тәсілдермен дәлелденген болжамдарға негізделген есептеудің жуықталған әдістерін пайдаланады.

Құбыр желісі жеткілікті түрде ұзын болған кезде, тіпті ол жылу оқшаулған жағдайда газ ағысы тұрақты температурада жүреді. Егер $T = \text{const}$ деп қабылдаса, онда тұтқырлық та және сәйкесінше Re саны да тұрақты болады. Осыны есепке алғанда құбыр желісі бойынша жоғалу гидравликаның белгілі формуласы бойынша анықталуы мүмкін (5.3 бөлімді қараңыз):

$$\Delta p_{тр} = p_1 - p_2 = \lambda \frac{1}{d} \frac{v_{cp}^2}{2} \rho_{cp}.$$

Бұл формулаға гидравликада қолданылатын формулаға қарағанда орташа тығыздық мәнін $\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ қояды, бұл жерде ρ_1 және ρ_2 — сәйкесінше құбырдың бас жағы мен аяқ жағындағы газдың тығыздығы.

Өткел қимасы дөңгелек құбыр үшін:

$$v_{cp} = \frac{4Q_m}{\pi d^2 \rho_{cp}},$$

бұл жерде Q_m — ағын бойымен тұрақты болатын газдың массалық шығыны.

Есептеулер мен тәжірибелер құбыр желісіндегі ауа ағысы әдетте турбулентті сипатқа ие болатындығын және Re саны 2300 бен 10^8 аралығында болатындығын көрсетеді. Сондықтан, λ мәнін гидравликадағы сияқты (5.7) формула бойынша анықтайды, ол жерде

$$Re = \frac{4Q_m}{\nu \rho_{cp} \pi d}.$$

Егер құбыр желісі бойынша газ ағысы $0,9 \leq p_2 / p_1 < 1$ болған кезде қысымның аз өзгерісінен жүрсе, онда жуықталған есептеу үшін массалық шығынды Q_m келесі формула бойынша анықтауға болады

$$Q_m = \mu S \sqrt{\frac{2p_1}{RT_1} (p_2 - p_1)}. \quad (20.6)$$

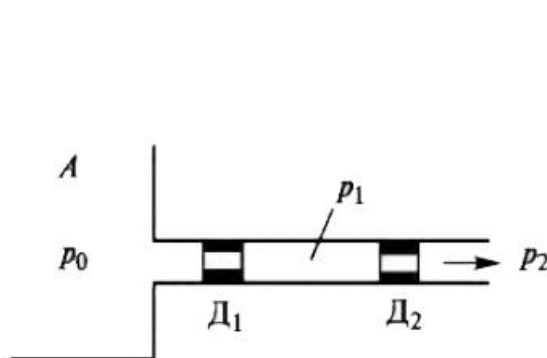
20.3. Газдың жергілікті кедергілер арқылы өтуі

Пневматикалық жүйелерде гидрожүйелердегі сияқты арнайы жергілікті кедергілер әсіресе басқару және бақылау жүйесін құрастырған кезде маңызды роль атқарады. Ең кең таралған арнайы жергілікті кедергілер пневможүйелерде де, гидрожүйелерде де бір қызметті атқаратын және бір принцип бойынша құрастырылатын дроссельдер болып табылады (13.2 бөлімді қараңыз). Пневмодроссель арқылы ауа ағысын адиабаталық деп есептеп, $(p_2 / p_1)_{кр} < p_2 / p_1 < 1$ болған кезде массалық шығынды Q_m (20.3) формула бойынша, ал $p_2 / p_1 < (p_2^{кр} / p_1)_{кр}$ болған кезде (20.5) формула бойынша анықтауға болады. Алайда (20.3) формуланың күрделілігіне байланысты тәжірибеде оқсат етілген қателікпен мына формула бойынша пайдаланады:

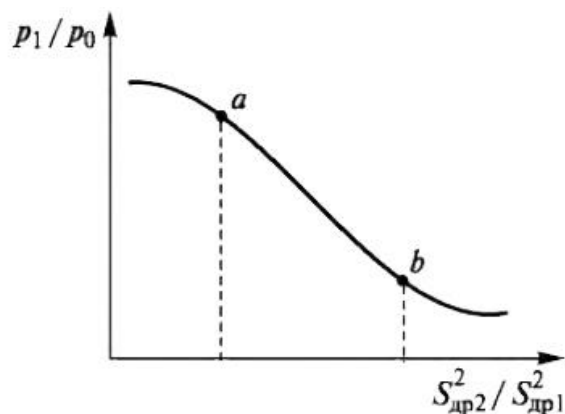
$$Q_m = \mu S_{др} \sqrt{2\rho_1 (p_1 - p_2)}. \quad (20.7)$$

(20.7) формуладағы 1 және 2 индекстер сәйкесінше дроссельге дейінгі және дроссельден кейінгі қималарға келеді, $S_{др}$ – дроссельдің өткел қимасының ауданы, ал p – сығылмайтын сұйықтықтағы сияқты анықталатын шығын коэффициенті (6 тарауды қараңыз).

Пневматиканың кейбір элементтері үшін кейбір есептерді шешу үшін дроссельдерді тізбектей орналастырады. 20.3 суретте осындай элементтің принципіалды схемасы келтірілген.



Сур. 20.3. Пневмодроссельдерді тізбектей жалғау схемасы



Сур. 20.4. Қысымның пневмодроссельдердің өткел қималарының аудандарының квадраттарының қатынасына тәуелділік графигі

Тұрақты $p_0 = \text{const}$ қысым ұсталып тұратын А резервуарынан екі тізбектей орналастырылған, өткел қималарының ауданы сәйкесінше $S_{др1}$ және $S_{др2}$ болатын D_1 және D_2 пневмодроссель арқылы атмосфераға ($p_2 = p_{атм}$) ауа ағып ығады. Осындай жалғау кезінде дроссельдер арқылы массалық шығындар бірдей болатындықтан, онда (20.7) жеңілдетілген формуланы пайдаланып, былай жазуға болады:

$$\mu_1 S_{др1} \sqrt{2\rho_0 (p_0 - p_1)} = \mu_2 S_{др2} \sqrt{2\rho_1 (p_1 - p_2)} \quad (20.8)$$

Пневмоавтоматика үшін ыңғайлы және өте маңызды $p_1 = f(S_{др2}^2 / S_{др1}^2)$ тәуелділікті алу үшін ауаның сығылғыштығын ескермеуге болады (ауа ағысының жылдамдығы 70 м/с төмен болғанда рұқсат етіледі), ал бір типті D_1 және D_2 дроссельдер үшін шығын коэффициенттері μ бірдей. Сонда (20.8) теңдеудің оң және сол жақтарын квадраттап және $p_2 = p_{атм}$ болған кезде нольге тең болып қабылданатын қысымды өлшеудің артық жүйесіне өтіп, мынаны аламыз:

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{S_{др1}^2}{S_{др1}^2 / S_{др2}^2} \quad (20.9)$$

20.4 суретте (20.9) формулаға сәйкес келетін p_1 / p_0 қатынасының $S_{др2}^2 / S_{др1}^2$ шамасына тәуелділік графигі келтірілген. $p_0 = \text{const}$ болған кезде бұл график $p_1 = f(S_{др2}^2 / S_{др1}^2)$ функциясын өрнектейді.

Графиктегі ab аумағы әдетте пневмоавтоматика элементтері жұмыс істейтін сызықтың жуық аумағына сәйкес келеді. Бұл аумақ жуықтап 0,3 пен 1,2 дейін $S_{др2}^2 / S_{др1}^2$ аралықта жатады.

Осы тарау материалдарының негізінде статика заңдары мен газ бен сұйықтың қозғалыстарының заңдары өнеркәсіптік пневможүйелер үшін бірдей деуге болады. Сондықтан пневматикалық және гидравликалық жүйелердің тағайындалуы, жұмыс істеу принциптері, жіктелуі, терминологиясы мен шартты белгілеулері ұқсас болады.

Пневмоэлементтердің конструкциялық ерекшеліктері және олардың ерекше түрлерін (кондиционерлер мен пневмоаппараттар) қолдану жұмыс ортасы ретінде қолданылатын газдың ерекшеліктеріне негізделген.

Т а р а у 21

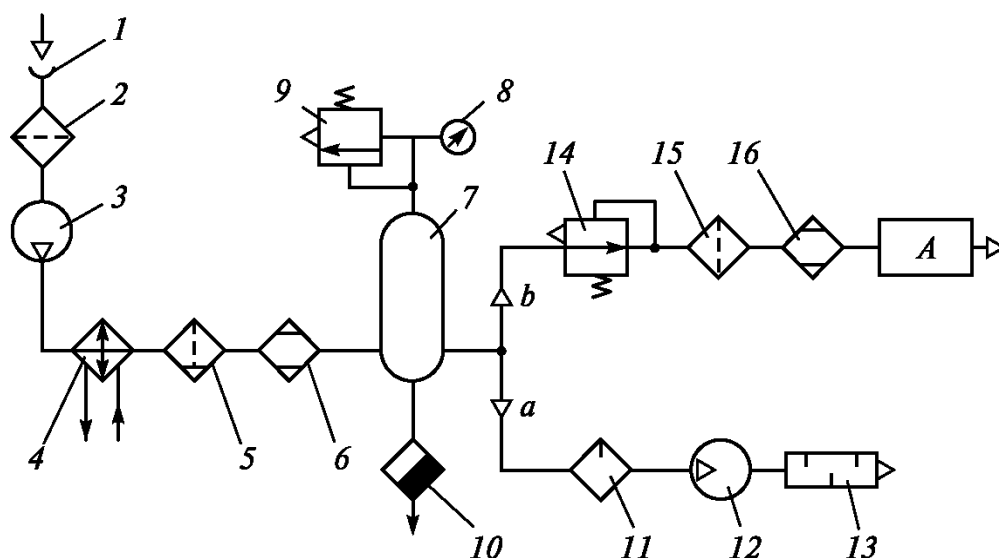
ПНЕВМОЖЕЛІ ЖӘНЕ ЖҰМЫСТЫҚ ГАЗДЫҢ САЛҚЫНДАТҚЫШТАРЫ

21.1. Сығылған ауаны даярлау жүйесі

Әдетте, пневможүйе жұмыс ортасы ретіндегі сығылған ауаның көзі **компрессорлық қондырғылар** болып табылады. Олар тұрақты арнайы іргетасқа орнатылған немесе жылжымалы, қандай да бір көлік құралдарына орналастырылған болуы мүмкін. Компрессорлық қондырғылар сығылған ауаның әртүрлі тұтынушыларға байланысты немесе қандай да бір тұтынушының жеке қоректенуіне қатысты орталықтандырылған қоректендіруді жүзеге асыра алады, мысалы жүк автомобилінің пневможетек тежегіштері.

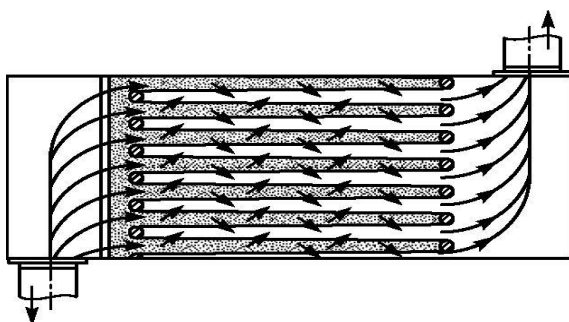
Кез келген компрессорлық қондырғылар құрамына, компрессордың өзінен басқа, бақылау және реттеу элементтері кіреді, сондай-ақ ауа ортасының кондиционерлері.

Дайындау және сығылған ауа пайдаланудың жалпы жүйесін ұсыну үшін стационарлық компрессорлық қондырғының оңайлатылған сызбасын қарастырайық, яғни ол сығылған ауаның мүмкін болатын барлық тұтынушыларының орталықтандырылған қоректенуін жүзеге асырады. 21.1 суретте шартты белгілермен осындай пневможелі көрсетілген



Сур. 21.1. Өндірістік пневможелі сызбасы:

1 — ауа жинағыш; 2, 15 — сүзгілер; 3 — компрессор; 4 — салқындатқыш; 5 — фильтр-ылғал бөлгіш; 6, 16 — химиялық тазартқыштар; 7 — ауа жинағыш; 8 — манометр; 9 — сақтандыру клапаны; 10 — конденсатты бөлгіш; 11 — майшашыратқыш; 12 — пневмомотор; 13 — сөндіргіш; 14 — редукциялық клапан



Сур. 21.2. Ауа тартқыш фильтрінің сызбасы

Қоршаған ортадан ауа жинағышқа 1 түсетін ауа құрамында көп мөлшерде шаң-тозаң бар. Абразивті қасиеттерге ие бола отырып, шаң бөлшектері компрессордың бөлшектерінің жылдам тозуын тудырады. Сондықтан компрессор алдына арнайы тұтқыштар орнатады немесе қарапайым сүзгілер, сүзгі элементі ретінде онда мата немесе металл тор пайдаланылады. Мата сүзгіш элементі бар сүзгі 2 сызбасы 21.2. -суретте көрсетілген. Мұндай сүзгіде мақта-мата немесе жүн мата ағаш немесе металл қаңқаға керіледі, яғни ауа тек матадан өтуі керек және шаңнан тазартылған күйде компрессордың сору құбырына түсуі керек.

Сүзгішке 2 қойылатын негізгі талап, сүзудің берілген қыр-сырынан басқа ауаның ағынына ең төменгі ықтимал кедергісі болып табылады. Сүзгіш элемент ауданы келесідей болуы тиіс, яғни фильтрдегі қысым алмасуы $p_r = p_{вх} - p_{вых}$ 100 кПа аспауы керек.

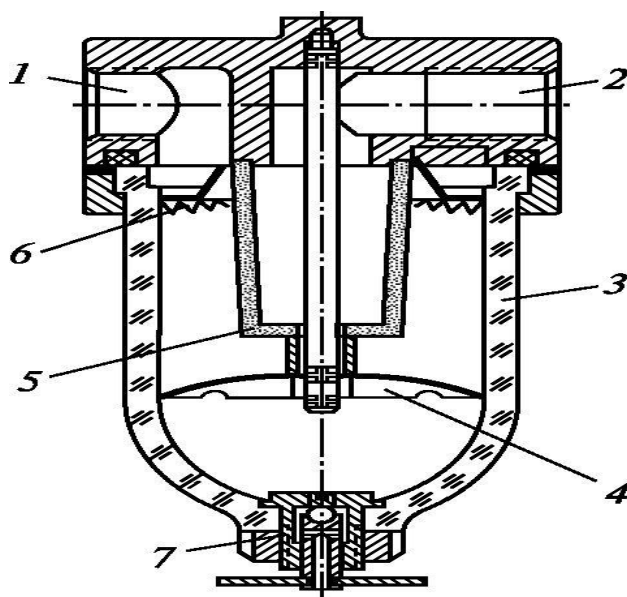
Компрессордан 3 сығу процесінде қыздырылған ауа су салқындатқышқа 4 түседі, ол, әдетте, компрессордың конструкциясына кіреді (қар. бөл. 22). Ауаны салқындату су буы конденсациясына әкеледі, олар үйкелетін бөлшектерін майлау үшін компрессорде пайдаланылатын ауамен, майлар буымен бірге компрессорге келіп түседі. Сондықтан салқындатқыштан кейін ауа фильтр-ылғал бөлгіш 5 арқылы өтеді, ол қарапайым сүзгі тәріздес ауаны фильтлейді және бір мезгілде оны құрғатады.

21.3 суретте сүзгі-ылғал бөлгіш конструктивтік сызбасы көрсетілген. 1 арнасы бойынша келтірілген қысылған ауа, саңылау шағылдырғыш 7 арқылы 3 стаканға өтеді, олар өзінің құрылымы арқасында ауаға құйынды айналмалы қозғалысты хабарлайды. Ауаның ағымындағы су мен май ұсақ бөлшектері орталық тепкіш күштердің әсерімен стакан қабырғаларына лақтырылады және жапқышпен 4 бөлінген төмен аймаққа ағады, ол осы аймақта жинақталған конденсатқа ауа ағынына қайта түсуге кедергі жасайды. Келтірілген ауа сүзгіш элемент 6 арқылы шығыс арнасын 2 келіп түседі. Стаканды әдетте мөлдір материалдан дайындайды, сондықтан конденсат деңгейін анықтау оңай.

Конденсаттың шекті деңгейіне жеткенде тиек краны 5 ашылады және конденсат сығылған ауа әсерінен стақаннан шығарылады. Конденсатпен бірге фильтрмен ұсталған қатты бөлшектер де жойылады.

Сур. 21.3. Фильтр-ылғал бөлгіш:

1 — кіріс каналы; 2 — шығу каналы;
3 — стакан; 4 — жапқыш; 5 — бекітпе кран; 6 — фильтрлеуші элемент; 7 — шағылдырғыш.



Ең үлкен қиындық ауа ағынынан компрессорлық майды жою болып табылады, ол 0,01...1 мкм өлшемді бөлшектері бар аэрозоль түрінде ауада бар. Бұл бөлшектер кішкентайлығынан ортадан тепкіш фильтр-ылғал бөлгіштен алып тастай алмаймыз. Сондықтан ауа фильтр-ылғал бөлгіштен 5 (21.1 суретті қараңыз) химиялық құрғатқышқа 6 түседі, онда арнайы зат — адсорбент арқылы өту кезінде ылғал адсорбция жасалынады, адсорбент ретінде белсендірілген көмір, белсенді алюминий оксиді немесе силикагель пайдаланылуы мүмкін.

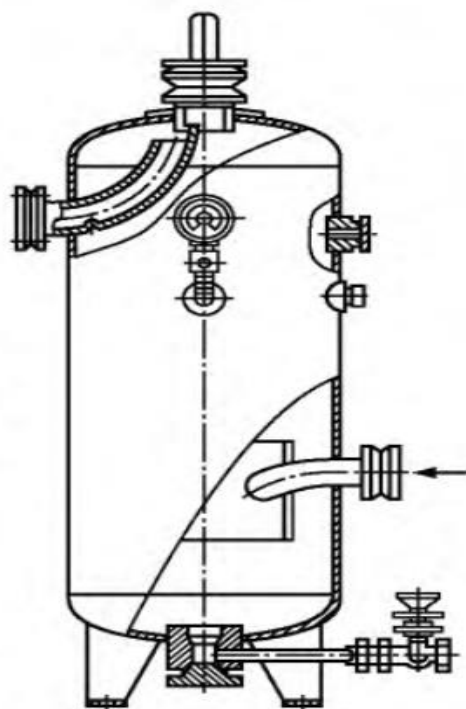
Құрғатқаннан кейін ауа ауа жинағышқа (ресивер) 7 түседі. Пневможүйелерде ауа жинағыш бірнеше функцияларды орындайды: біріншіден, көп тұтыну сәттерді барынша пайдалану үшін сығылған ауаның қорын жасайды үшін; екіншіден, ауаны беру пульсациясын тегістейді, ол көлемдік типті компрессорды пайдалану кезінде туындайды, әсіресе поршеньдікте; үшіншіден, ауа ағынында бар ылғалды бөледі, ол ауа жинағышты толтыру кезінде және ауа жинағыш бойынша кеңейту кезінде конденсат түрінде түседі.

Қалыпты жұмысын қамтамасыз ету үшін ауа жинағыш бақылау және басқару аппаратурасымен жабдықталған: қысымды бақылау үшін манометрмен 8; ауа жинағышта қысымның жоғары шегінде шектелетін сақтандырғыш пневмоклапанмен 9; конденсатбөлгішпен 10.

21.4 суретте типтік ауа жинағыш құрылымдық сызбасы ұсынылған. Жақсы ылғал бөлгіш үшін ауаны енгізуді, әдетте, ауа жинағыш ортаңғы бөлігінде жасайды, кіріс құбырын төмен бүге отырып, ал шығуы — жоғарғы бөлігінде. Ауа жинағыш ішіндегі қалқалар орнатады, олар ауа қозғалысының бағытын өзгертуге мәжбүрлейді, сөйтіп тепкіш күш жасайды және фильтр-ылғал бөлгіште ауаның құрғауына ықпал етеді.

Конденсат ауа жинағыштың төменгі бөлігінде жиналады және конденсатбөлгіш арқылы мезгіл-мезгіл қолмен немесе автоматты түрде төгіледі. Ауа жинағыштың көлемі компрессордың өнімділігіне және сығылған ауаның тұтынатын кезеңділігіне байланысты анықтайды, бұл ауа жинағыш көлемі кемінде $0,5 W_0$ болуы тиіс, мұнда W — еркін ауаның көлемі (атмосфералық қысым және қалыпты температурада), компрессор 1 минутта сіңіретін.

Ауа жинағыш артында пневможелі, 21.1 суретте көрсетілгендей, екі бұтаққа бөлінеді. Пневмолиния бойынша a сығылған ауа артық шкала бойынша 0,5...0,6 МПа жұмыс қысымымен, әртүрлі пневмоқозғалтқыштарға шығарылады, мысалы, қалыптау машиналары және қысу механизмдерінің, көтергіштерінің

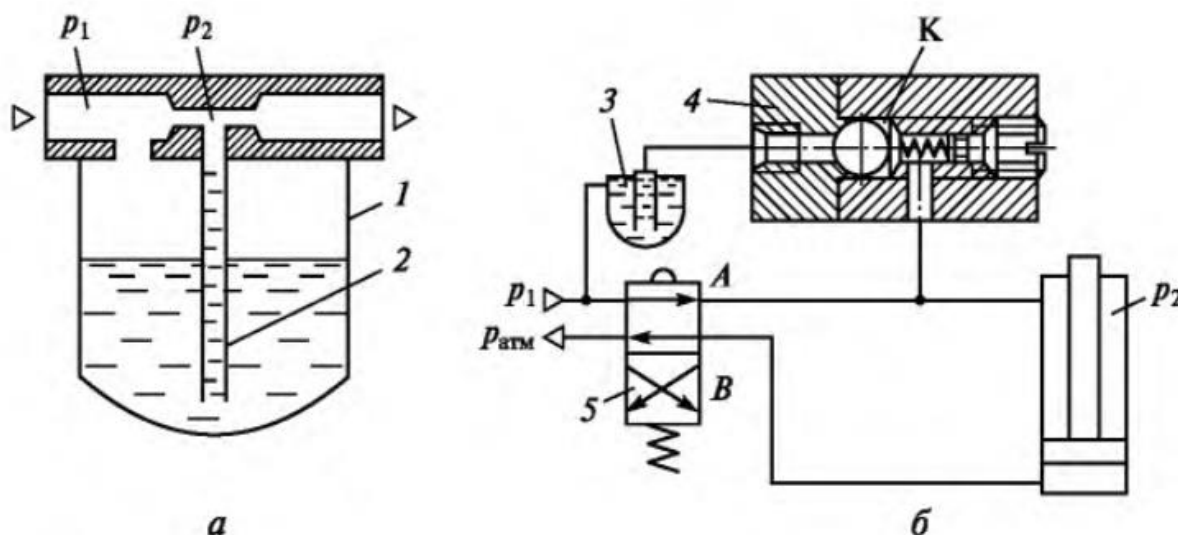


Сур. 21.4. Ауа жинаушы

пнеумоцилиндрлеріне, сондай ақ қол пнеумокұралдары пнеумомоторларына, бұрғылау бастарының және тасымалдаушы құрылғыларға. Мұндай қысымда жұмыс істейтін пнеуможүйелер, жоғары қысымды пнеуможүйелер деп аталады.

а пнеумосызығы бойынша сығылған ауа май бұркуішке 11түседі, ол ауа ағынына сұйық жағармай материалдарын беру арқасында, әдетте минералды майлар, пнеумоқозғалтқыштар үйкелетін бөлшектерінің майлауын қамтамасыз етеді.

Машина жасауда эжекторлық типті май таратқыштар ең көп таралды. Оларда ауа ағынына май бұркуіш стаканындағы майды беру сұйықтық қысымы мен май енгізілетін ауа ағыны жеріндегі қысым арасындағы айырмашылық есебінен жүргізіледі. Мұндай май бұркуіштің жұмыс істеу принципі 21.5 суретте ұсынылған сызба бойынша түсіндіру оңай.



Сур. 21.5. Майды ауа ағынына енгізуге арналған құрылғылар сызбасы:

а — май бұркуіш; б — майлау корегі; 1 — стакан; 2 — трубка; 3 — майы бар резервуар; 4 — коректендіргіш; 5 — пневмобөлгіш

Бернулли теңдеуіне сәйкес, ауа толқынында қысым $p_1 > p_2$. Ар = $p_1 - p_2$ есебінен стаканнан 1 тұтқа 2 бойынша шашырайды және ағынмен бірге пнеумоқозғалтқышқа түседі. Мұндай май бұркуіш орталықтандырылып маймен пнеуможүйенің барлық пнеумоқозғалтқыштарын, не пнеумоқозғалтқыштар тобын қамтамасыз етеді.

Бір пнеумоқозғалтқышты майлаумен жеке қамтамасыз ету үшін, әр түрлі типтегі майлау коректендіргіштері пайдаланады. Олардың бірінің конструкторлық схемасы және оның пнеуможеліге қосылу сызбасы 21.5, б суретте көрсетілді. p_1 қысымы бар сығылған ауа минералды маймен резервуарға 3 жеткізіледі. Май құбыр желісі арқылы шағын диаметрлі коректендіргішке 4 түседі. Егер пневмобөлгіш 5 В позициясында орналасқан болса, онда пнеумоцилиндр шток қуысы атмосферамен біріктірілген ($p_2 = p_{атм}$). Сонда қысымның өзгеруі Ар = $p_1 - p_2$ әсерінен коректендіргіштің тиек шаригін оңға жылжытады және дозалаушы камераға К жол ашады, пнеумосызықпен камера хабарламасын бір мезгілде жауып тастайды. Камера маймен толтырылады. Таратушыны А позициясына ауыстырған кезде, " p_2 қысымы мен шарик серіппе әсерінен солға жылжиды, дозалаушы камераға кіру жолын жабады және бір мезгілде оны пнеумосызықпен байланыстырады, ол бойынша майы К камерасынан ауа ағынымен бірге пнеумоцилиндрдің жұмыс қуысына келіп түседі. Әдетте бергіш 4 пнеумоқозғалтқыштың тікелей жанында орналастырады, ал резервуарға 3 бірнеше коректендіргіштер қосылған болуы мүмкін.

21.1 суретте пнеумоқозғалтқыш ретінде пнеумомотор 12 көрсетілген. Пнеумомотордан шыққан ауа атмосфераға сөндіргіш 13 арқылы түседі, ол пнеумоқозғалтқыш жұмысы кезінде пайда болатын шу деңгейін төмендету ролін атқарады. Бұл шу механикалық немесе аэродинамикалық текті болуы мүмкін.

Механикалық шу негізінен, қозғалмалы бөлшектер пневматикалық қозғалтқыштар мен басқару құрылғыларында соққан кезде пайда болады (поршеннің цилиндр қабырғаларын

соққанда, клапандар ашамайды соққанда, құбыр дірілінен және т. б.). Механикалық текті шуды азайту конструктивтік шешімдерді оңтайландыру, тежегіш және амортизациялайтын құрылғыларды пайдалану есебінен қол жеткізіледі. Сонымен қатар, пневможүйелердегі механикалық шу, әдетте, аспайтын жабдықтардың учаскесінде басқа жұмыс істейтін шудың деңгейінен аспайды және салыстырмалы түрде жоғары емес жиілігіне ие.

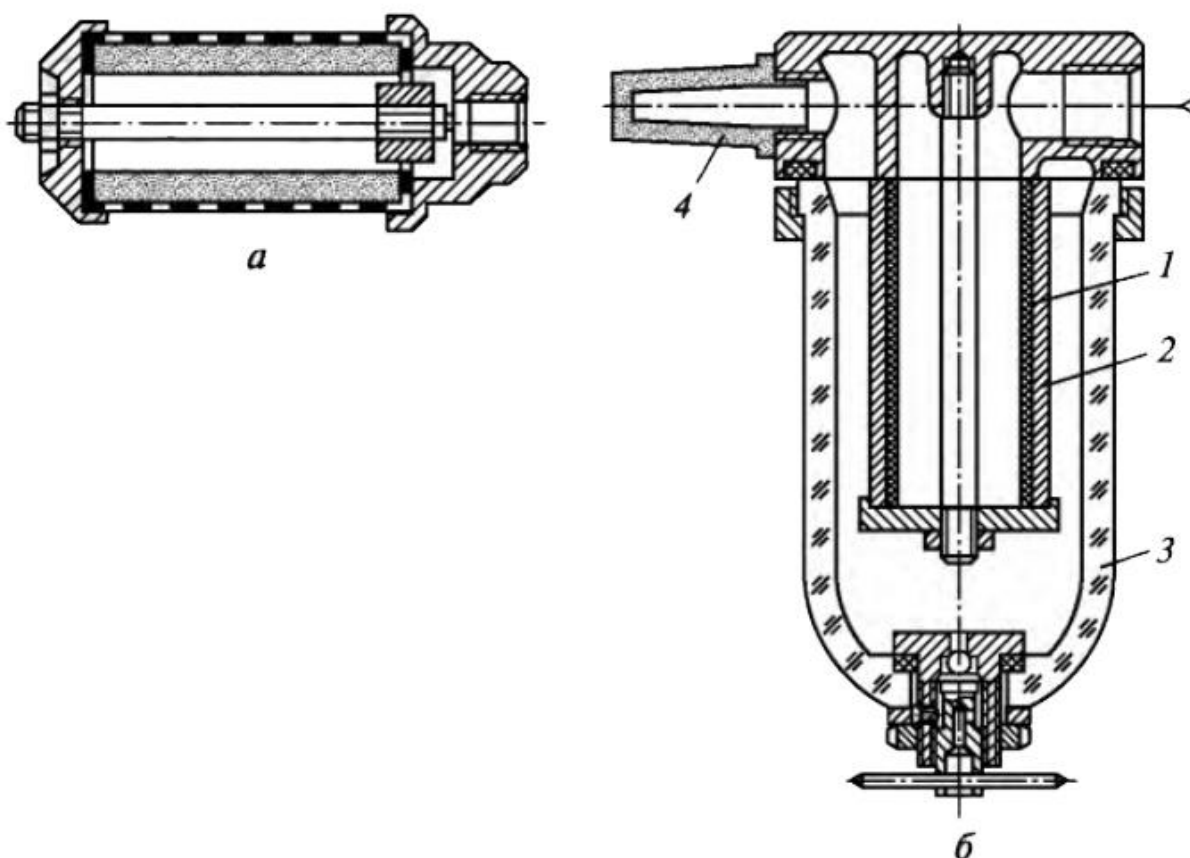
Аэродинамикалық шу шығу кезінде қоршаған орта ауасымен шыққан ауаның турбулентті араластыру негізінен туындайды. Жоғары қысымды пневможүйелерде шығу кезінде атмосфераға ауаның өтуі кезінде дыбыс жылдамдығына ұқсас жылдамдықпен болады, ал аэродинамикалық шудың қарқындылығы ауа ағысы жылдамдығына елеулі байланысты болады.

Көптеген пневмоқозғалтқыштардың жұмысы кезінде аэродинамикалық шудың деңгейі, оны төмендету құралдармен жарақтандырылмаған кезде 95...120 дБ құрайды, әрі ең жоғары деңгейі дыбыс спектрінің жоғары жиілікті бөлігінде болады, ол қазір адамға зиянды әсерін айтарлықтай қиындатады. Аэродинамикалық шудың деңгейін төмендету үшін арнайы құрылғылар қолданылады— сөндіргіштер, олар шығу ауаның кезінде жылдамдығын төмендетеді.

Өнеркәсіптік пневможүйелерде белсенді сөндіргіштерді кең пайдаланады (үйкеліс сөндіргіштері), онда ауа кеуек өткізгіш материал арқылы өту кезінде жылдамдық сөнеді (синтетика, металлокерамика, минералды ұнтақты материалдар және т. б.).

21.6 суретте ауа ағынының радиальды шығумен кеуекті керамикадан тығынмен қоса берілген үйкеліс бәсеңдеткішінің құрылымдық сызбасы ұсынылған. Мұндай бәсеңдеткіштер өлшемі 100 мкм ұяшықпен неғұрлым тиімді болып табылады. Көрсетілген бәсеңдеткіштердің қарапайымдылығы мен төмен құны әрбір пневмоқозғалтқыштың олардың жеке шығуында пайдалануға мүмкіндік береді.

Алайда, мұндай бәсеңдеткіштер арқылы майтаратқышпен ауа ағынына енгізілген майлардың аэрозольді бөлшектері өтеді, ол өндірістік үй-жайларда қоршаған ортаның ластануына әкеледі. Анықталғаны, майлы аэрозоль концентрациясы ауаның 1 м^3 –на 5 мг – ы өкпеге зақым келтіруі мүмкін.



Сур. 21.6. Бәсеңдеткіштер:

a — үйкеліс бәсеңдеткіші; *б* — фильтр-бәсеңдеткіш; 1 — ұсақ кеуекті фильтрлеуші элемент; 2 — қатты талшықты фильтрлеуші элемент; 3 — стакан; 4 — кеуекті тығын

Сондықтан майлы аэрозольді аулауға қойылатын жоғары талаптар кезінде аралас типті бәсеңдеткіштер пайдаланады фильтр-бәсеңдеткіштер (сур. 21.6, б).

Фильтр – бәсеңдеткіште ауа фильтр элементі 1 ұсақ кеуекті қабаты арқылы өтеді, онда аэрозольді бөлшектер неғұрлым ірі тамшыларға бірігеді, содан кейін қатты талшықты фильтр элементі арқылы өтеді 2. Ауаның кеңеюі фильтроэлементтің екінші қабатында ауа жылдамдығының едәуір төмендетуіне әкеледі және май тамшылары ауырлық күшінің әсерімен стакан түбіне ағады 3. Ауаның атмосфераға шығуы кеуекті тығын 4 арқылы жүргізіледі, ол кәдімгі үйкеліс бәсеңдеткіші болып табылады. Фильтр-бәсеңдеткіштер шуды тиімді төмендетеді және майдың аэрозолдарын қабылдайды. Алайда, неғұрлым күрделі құрылымы мен фильтр-бәсеңдеткіштердің жоғары құнын ескере отырып, оларды әдетте жалпы шығу құбырда орналастырады, бірнеше пневмоқозғалтқыштар шұғуын біріктіреді.

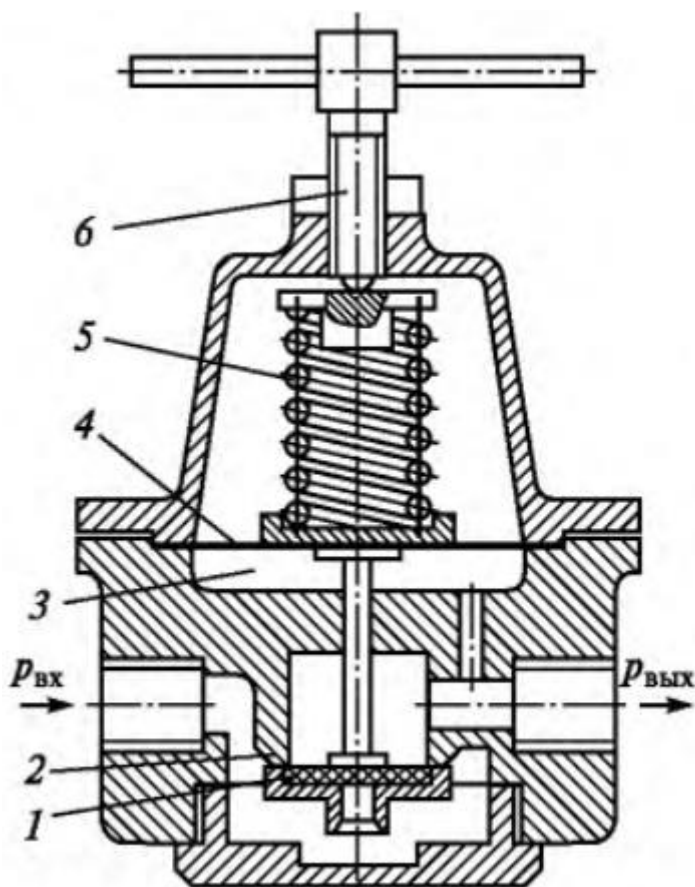
б пневмолиниясы бойынша (21.1суретті қараңыз) сығылған ауа ауа-жинағыштан 7 реттеу және бақылау пневмоэлементтеріне келіп түседі, олар сызбада шартты түрде А блогына біріктірілген. А блогына енгізілген пневмоэлементтердің артық жұмыс қысымы 0,05...0,20 МПа шегінде орналасқан. Осындай жұмыс қысымы бар пневможүйе *төмен қысымды* пневможүйе болып саналады, сондықтан сығылған ауа *б* пневмолиниясы бойынша пневматикалық редукциялық клапанға келіп түседі (редуктор) 14, ол қысым деңгейін төмендетеді және оны тұрақты жұмыс процесінде қолдайды.

21.7 суретте 0,6 МПа-ға дейін артық қысымымен жұмыс істейтін пневматикалық редукциялық клапанның құрылымдық сызбасы ұсынылған.

$P_{к\dot{p}}$ қысымы бар ауа редукторге беріледі және корпустың 2 ашамайы және бекіту-реттеуші элементтің үстіңгі клапаны 1 арасындағы саңылау арқылы $p_{шығ} < p_{к\dot{p}}$ қысымымен шығуға түседі. Редуктордың шығыс қуысы арнасы арқылы қуыспен 3 жеткізіледі, сондықтан $p_{шығ}$ мембранаға 4 әсер етеді, жоғарыдан серіппелер 5 күшімен жүктелген, ол бұранда 6 арқылы реттеледі.

Сур. 21.7. Пневматикалық редукциялық клапан:

1 — тиекті-реттеуші элемент; 2 — корпус; 3 — қуыс; 4 — мембрана; 5 — серіппе; 6 — реттеуіш бұрама



Тиекті-реттеуші құрылғы статикалық күштерінің теңдеуі келесі түрде жазылған болуы мүмкін

$$p_{\text{вх}} S_{\text{к}} - p_{\text{вых}} S_{\text{к}} + p_{\text{вых}} S_{\text{м}} - F_{\text{пр}} = 0, \quad (21.1)$$

онда $S_{\text{к}}$ — клапан тиімді тәрелкелері алаңы; $S_{\text{м}}$ — мембрананың тиімді алаңы; $F_{\text{пр}}$ — серіппе күші 5.

(21.1) теңдеуден алатынымыз

$$p_{\text{вых}} = \frac{F_{\text{пр}} - p_{\text{вх}} S_{\text{к}}}{S_{\text{м}} + S_{\text{к}}}. \quad (21.2)$$

Гидрожүйелерде жұмыс істейтіндердегі қысымдардан едәуір аз қысымда жұмыс істейтін пневматикалық редукциялық клапандарда, $S_{\text{к}} \ll S_{\text{м}}$, сондықтан (21.2) формула келесі түрде жазылған болуы мүмкін

$$p_{\text{вых}} = \frac{F_{\text{пр}}}{S_{\text{м}}} + \text{const.}$$

Пневматикалық редукциялық клапандардың жұмыс істеу принципі және күштерінің теңдеуі гидравликалық редукциялық клапандағыдай болады (қараңыз 13.3 бөлімшесі). Бекіткіш-реттеуші құрылғысы конструкциясында біраз айырмашылықтар байқалады. Ең алдымен, үлкен алаң икемді мембраналарын пайдалануға байланысты жұмыс қысымы төмендігі мен герметизациялау жоғары дәрежесінің қажеттілігі.

Редукциялық клапаннан кейін (21.1 суретті қараңыз) ауа қосымша сүзгі 15 және химиялық құрғатқыш 16 арқылы А блогы пневмоэлементтеріне келіп түседі. Қосымша фильтрлер, фильтр — ылғал бөлгіштер және химиялық тазартқыштар әдетте пневмоэлементтер немесе блог пневмоэлементтері алдында орналастырады, олардың жұмысы кезінде ластануы мен ылғалдылығы бойынша ауасына жоғары талаптар қойылады, әсіресе, егер қорек көзінен сығылған ауа ұзын құбырлар бойынша пневмоэлементтерге шығарылса. Ауаның құбыр бойынша қозғалысы барысында, оны салқындату және конденсатының түсуі (ылғал буы) орын алады, сондай-ақ қабыршақ, тот және т. б. бөлшектермен ауаның ластануы жүреді.

Пневможүйелерде сығылған ауа пневмо желілерде тасымалданады, олардың құрылымы жұмыс қысымына байланысты болады. Жоғары қысымды магистралдық пневможелілерде ауа, әдетте, болаттан, алюминийден, мыстан немесе жезден жасалған қатты металл құбырлар бойынша тасымалданады.

Мыстан, мыс және алюминий қорытпаларынан жасалған құбырлар жоғары икемділігімен ерекшеленеді, күрделі бұрылыстары бар пневможелілердің қысқа учаскелері үшін және монтаждау процесінде мөлшерін келтіру қажет болған жағдайда ыңғайлы. Бұл артықшылықтар жоғары дәрежеде шағын диаметрлерде байқалады, сондықтан мұндай құбырларды мәжбүрлеу 20... 25 мм диаметрге дейін пайдаланады. Сонымен қатар, түсті металдардан құбырлар коррозияға қарсы жабындарды талап етпейді. Алайда, олардың құны болат құбырлар құнынан жоғары болады, олар әдетте үлкен диаметрлер үшін пайдаланылады, көміртекті болаттан дайындайды және мырышпен, мыспен және т. б. жабу есебінен тоттанудан сақтайды.

Пневоқозғалтқыштарға, мысалы, пневмоцилиндрлерге немесе қол құрал-саймандары пневмомоторларына, тоқыма қаңқасы бар (резеңке құбырлар) ауа икемді резеңке шлангтар бойынша шығарылады.

Қатты құбырлар үшін де, резеңке шлангілер үшін де құбырлар желісін біріктіру және оларды пневмоагрегаттарға қосу жалғағыш арматура көмегімен жүзеге асырылады, ол гидравликалық жүйелер арматурасына толығымен ұқсас (14.2 бөлімді қараңыз).

Төмен қысымды пневможелілерде, әдетте, полиэтиленнен немесе поливинилхлоридтен жасалған пластмасса құбырлар пайдаланылады. Мұндай құбырлардың негізгі артықшылықтары: тотығудың болмауы, құнының аздығы, кіші массасы және ыңғайлы құрастыру. Пластмасса құбырлардың қосылыстары, олар кеңінен қолданылатын, мысалы, тасқынды пневмоэлементтерде

болып келеді. Ол 21.8. суретте ұсынылған. Мұндай бұрандасыз қосылыстар тығыздағыш бетінің әртүрлі конфигурациясы бар металдық немесе пластмассалық ниппель көмегімен жүзеге асырылады.

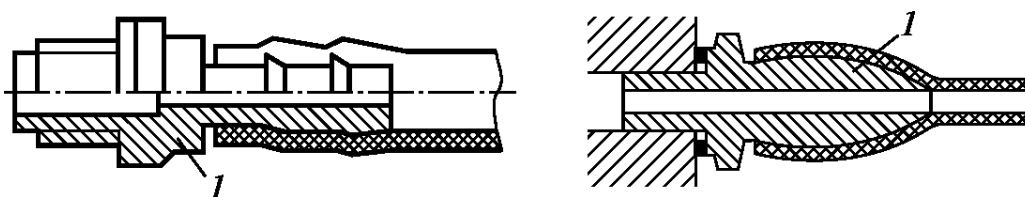
Мұндай қосылыстар пайдалану кезінде, 40 °С – тан астам температура жағдайында пластмасса түтіктерді 100 °С температураға дейін қыздырылған ниппельге кигізіледі, содан кейін қоршаған ортаның температурасына дейін салқындатылады.

Пневможеліні есептеу екі негізгі компонентті қамтиды: құбырдың ішкі диаметрін анықтау және құбырдағы шығындарды анықтау.

Алдымен келесі формула бойынша ішкі диаметрін анықтайды

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v} \frac{\rho_0}{\rho}}$$

Мұндағы Q — көлемді ауа шығыны; v — ауа қозғалысының жылдамдығы; ρ_0 және ρ — ауа қысымы мен құбырдағы атмосфералық қысым кезіндегі тиісінше ауаның тығыздығы.



Сур. 21.8. Икемді құбырлар қосылыстары:

1 — ниппель

Бұл ретте, ұзындығы кем дегенде 500 м жоғары қысымды, магистральды құбырлар үшін ауаның қозғалу жылдамдығы 10 м/с аспауы тиіс деген ережеге бағынады. Едәуір қысқа құбырлар үшін 15 м/с дейін жылдамдық қабылдау ұсынылады, ал бір пневможетек элементтерін жалғайтын құбырлар үшін 40 м/с жылдамдығына жол беріледі.

Ішкі диаметрі анықталғаннан кейін, құбыр бойынша ауа қозғалысы кезіндегі қысым жоғалтуды 20.3 бөлімшесі формулаларын пайдалана отырып, есептейді:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м},$$

онда $\Delta p_{тр}$ — ұзындығы бойынша үйкеліске жоғалту; $\Delta p_{м}$ — жергілікті кедергі шығындары. Әдетте құбыржелісіндегі шығын, оның параметрлерін дұрыс таңдаған кезде, жұмыс қысымының 5...10%-нен аспайды.

21.2. Пневможелі элементтерін монтаждауға, баптауға және пайдалануға қойылатын негізгі талаптар

Пневможелінің элементтерін монтаждау, баптау және пайдалануға қойылатын негізгі талаптар:

Монтаждау, баптау және пайдалану ережесін сақтау көбінесе жеке пневмоқұрылғылардың да, тұтасымен пневможүйенің сенімділігі мен төзімділігін анықтайды.

Кез келген пневматикалық құрылғыларды монтаждауға қойылатын жалпы талаптарды келесідей жинақтауға болады:

пайдалану кезінде сыртқы зақымдану мүмкіндігін алып тастау;

ішкі қуыстарының ластану мүмкіндігін алып тастау;

реттеу және қызмет көрсету үшін қол жетімділігін қамтамасыз ету;

ауа ағынының бағыты пневматикалық құрылғыларды құрастыру.

Айналымалы типті *пневмомоторлар* және *пневоқозғалтқыштарды* монтаждауды білікпен өстестілігі сақталатындай жүзеге асыру қажет.

Монтаждаудан кейін пневмомоторды тиісті механизмде бос жүріс режимінде қолданып көру керек. Білігіндегі осьтік күшке жол берілмейді. Бұдан әрі пневмомоторды жұмыс режимінде 15.20 мин сынау керек, онда қосылыстар герметикалығына, мотор ішінде тарсыл мен шудың болмауына,

сыртқы бетінің, әсіресе, мойынтіректі орналастыру аймағында қызуына назар аудару қажет. Қыздыру 60 °С-тан жоғары болмауы керек.

Пневмоцилиндрлерді монтаждау пневмоцилиндрдің және алдыңғы механизмнің шток осьтері қисаюының немесе қозғалуының болмауын қамтамасыз етуі тиіс.

Пневмоцилиндрлерді тесігін төмен қаратып орналастырған жөн, яғни ол жұмыс қуыстарында конденсат жиналуын болдырмау үшін сығылған ауаны әкелу үшін жасалады. Бір жақты әрекетті пневмоцилиндрлерде қуысты атмосферамен жалғастыратын тесіктегі жұмыс істемейтін қуысқа ластануды болдырмау үшін фильтр (сапун) орналастырады.

Монтаждаудан кейін, шток және алдыңғы тетіктің бірлескен орын ауыстыруының бостандығы мен бірқалыптылығын анықтайды, ол үшін жүріс еркіндігін қамтамасыз ете отырып, біріктіретін саңылаулардан көлік тығындарын алып тастайды.

Фильтр-ылғалбөлгіш әрекет ету принципін негізге ала отырып, оларды тігінен жөндеу қажет. Мұндай құрылғылар тек тамшылы ылғалды және қатты ластану бөлшектерін ғана алып тастайды, ал қалған булар құбыр желісінде сұйық түрге айналуы мүмкін. Сондықтан фильтр-ылғалбөлгішті мүмкіндігінше пневмоэлементтерге жақын орналастыру керек.

Егер фильтр-ылғалбөлгіштен конденсат автоматты конденсаталыстатқыш арқылы шығарылады, онда пайдалану кезінде оның каналдарының қадағалап ластану мүмкіндігін қадағалап отыру қажет. Қолмен конденсаталыстатқыш неғұрлым қарапайым, арзан және сенімді, алайда тұндырмадағы конденсаттың жинақтау қаупі нормадан аз болса, ал оның тастауы жұмыс ауысымында бір реттен жиі жүргізілмесе оны қолдану керек болады. Пайдалану процесінде фильтрлеуші элементте тұнып қалатын ластанудың қатты бөлшектерін де арасында алып отыру керек.

Арзан фильтрлеуші элементтер (қағаз, мата) жай ғана алмастырады, ал қымбаттары (керамикалық, ұнтақты) жуу арқылы ластануды тазартады немесе жұмыс процесінде ауа жіберу, кері қозғалыс бағыты бойынша жіберу мүмкіндігіне ие.

Майбүріккіш сондай-ақ тек тігінен ғана жөнделеді, әрі майлау объектісіне жақынырақ және одан жоғары орналастырылады. Бұл май қажетті бағытта ауырлық күшінің әсерімен қозғалуы үшін қажет. Пайдалану кезінде майбүріккіш бөшкесіндегі майлайтын сұйықтықтың деңгейін бақылау қажет.

Бәсеңдеткішті монтаждау пневматикалық қозғалтқыштың тікелей шығу тесігінде немесе шығу құбыржелілерінде жүргізіледі, яғни бірнеше пневмоқозғалтқыштарды шығуын біріктіреді. Соңғы жағдайда бәсеңдеткіштерді жұмыс орындарынан алыстау орналастырған жөн. Пайдалану кезінде ескеру керек, пневмоқозғалтқыштан шығатын май бөлігі бәсеңдеткіште кешіктіріледі, және одан ағуы арқылы қоршаған ортаны ластауы мүмкін.

Құбыржелілерін монтаждау құбырлардың, олардың арасындағы байланыстардың және қосылымдарының беріктігін және герметикалығын, тірек конструкцияларында оларды бекіту сенімділігін, ылғалды жою мүмкіндігін; құбыржелілерін үрлеп тазарту және шаю қызметтерін қамтамасыз етуі тиіс. Монтаждау кезінде қатпар болуына жол берілмейді, өйткені бұл ылғалдың және балшықтың жиналуына әкеледі. Егер ойысты болдырмаса, онда міндетті түрде төмен орындарда ылғалды және қатты ластану бөлшектерін жою үшін құрылғыларды орнату қарастырылады. Пневмоқұрылғылардың қосылуы кезінде, мысалы магистральдық құбыржелісіне жоғарғы бөлігіне қосылу орындарын орналастыру керек, бұл конденсаттың тұтынушыға түсу ықтималдығын азайтады.

Монтаждау кезінде құбырлардың иілуінің ерекше маңызы бар. Иілудің минималды радиусы R_{min} мәндерімен шектелген, бірақ құбырлардың статикалық және шаршағыштық беріктігі бұзылмайды. Болат құбырлар үшін $R_{min} = (3...5) D$, мұнда D — құбырдың сыртқы диаметрі. Түсті металдардан жасалған құбырлар үшін $R_{min} = (2... 3)D$, ал пластмасса құбырлар үшін $R_{min} = (3...6) D$. Иілгіш шлангтерді монтаждау кезінде, әсіресе оларды жылжымалы пневмоқозғалтқыштарға жалғаған кезде ескеру қажет, ал бұралуда жұмыс істеуге жол берілмейді.

Монтаждау кезінде крандардың, клапандардың құбыржелілерінде, және басқа да пневмоқұрылғыларда оларды тіректерде орналастыру керек (қапсырмада, крон-штейндерде және т. б.).

Құбыржелілерін пайдалану процесінде мезгіл-мезгіл тазалап отыру керек. Металл құбырларды тазалау екі тәсілмен жүргізіледі: қысылған ауамен үрлеп тазарту және жуу.

Үрлеу құбырды әдеттегі ластанудан жақсы тазартады, бірақ коқысқұрушы шөгінділерді, тоттануды, қақты және т. б. жоюға мүмкіндік бермейді. Бұл ластану өнімдерін құбырларды түрлі синтетикалық жуғыш құралдар ерітінділерімен жуу арқылы тазалайды.

Пластмасса құбырларды пайдалану кезінде майысудың, құбырдың жылжымалы бөлшектермен жанасуының, тұтастығының бұзылуының болмауын қадағалайды. Құбырлар жұмыс қабілетінен айырылған жағдайда алмастырылады.

Т а р а у 22

ПНЕВМАТИКАЛЫҚ МАШИНАЛАР

22.1. Компрессорлар

22.1.1. Динамикалық компрессорлар

Жоғарыда 20.3, бөлімінде айтылып кеткендей пневматикалық және гидравликалық жүйелердің ұқсас элементтерінің жұмыс істеу қағидалары бірдей. Бұны толық түрде пневматикалық машиналарға да гидравликалық машиналарға да жатқызуға болады. Сондықтан да, 12 мен 16 тарауда келтірілген гидромашиналардың жұмысын суреттеуші теңдеулер, олардың негізгі параметрлерін анықтауға арналған формулалар, сипаттамалар мен классификациялар пневматикалық машиналар үшін де ортақ.

Компрессор деп газдарды қысу мен өткізуге арналған машиналарды атайды. Бұл машиналарда жеткізілген механикалық энергия газ ағыны энергиясына айналады.

Жұмыс істеу принципіне қарай компрессорлар гидравликалық сорғылар сияқты екі топқа бөлінеді: динамикалық және көлемді болып.

22.1.2. Көлемді компрессорлар

Динамикалық компрессорларда оның ағынды бөлігіндегі газға компрессордың жұмыс құралдары күштік әрекет етуі арқылы газ ағынына энергия беріледі.

Өнеркәсіпте қалақ типті динамикалық компрессорлар қолданылады, олардағы жұмыс құралы қалақтары бар доңғалақ. Бұл қалақтар айналған кезде газға күштік әрекет әсер етеді.

Газ ағыны қозғалысының бағыты жұмыс доңғалағының айналу өсіне қатысты қалақты компрессорлар ортадан тепкіш және өстік болып бөлінеді. Егер де қалақты компрессорда бір жұмыс доңғалағы (бір сатысы) газды қысуға қажетті қысымды бере алмаса, онда қысудың бірнеше сатысын рет-ретімен қолданады - көп сатылы компрессорлар, оларды газ жұмыс қысымы 1 МПа-ны немесе одан жоғары құрайтын пневможүйелерде қолданады.

Ортадан тепкіш компрессордың бір сатысының сұлбасы 22.1, а суретінде келтірілген. Жұмыс доңғалағында энергия алған газ алдымен диффузор 4 беріледі, онда кинетикалық энергия потенциалдық энергияға айналады, кейін газ кері бағыттаушы аппарат 5 беріледі, бұл жерде потенциалдық энергия қайтадан кинетикалық энергияға айналады. Жұмыс доңғалағы мен кері бағыттаушы аппарат диафрагмамен 6 бөлінген. Көпсатылы ортадан тепкіш компрессорында сатылар 22.1, б суретінде көрсетілгендей рет-ретімен жалғасқан. Сатылар саны компрессордан шығарда қажет газ қысымы шамасымен анықталады, яғни қарапайым конструкцияларда бір сатыда қысым 1,2 ... 1,5 есе жоғарылайтынын ескеру керек.

Қарапайым бірсатылы өстік компрессордың мысалы - бұл тұрмыстық желдеткіш, оның роторында қалақтар (күрекшелер) орналасқан, олар ауаға өстік қозғалыс береді.

Өнеркәсіпте өстік компрессор - бұл сатылардың бағыттаушы аппараттарын құрайтын, әр қатары жұмыс доңғалағының бір сатысын білдіретін кескінделген күрекшелер қатарлары бекітілген ротордан және сондай күрекшелер қатарлары бекітілген статордан тұратын күрделі көп сатылы қалақты машина.

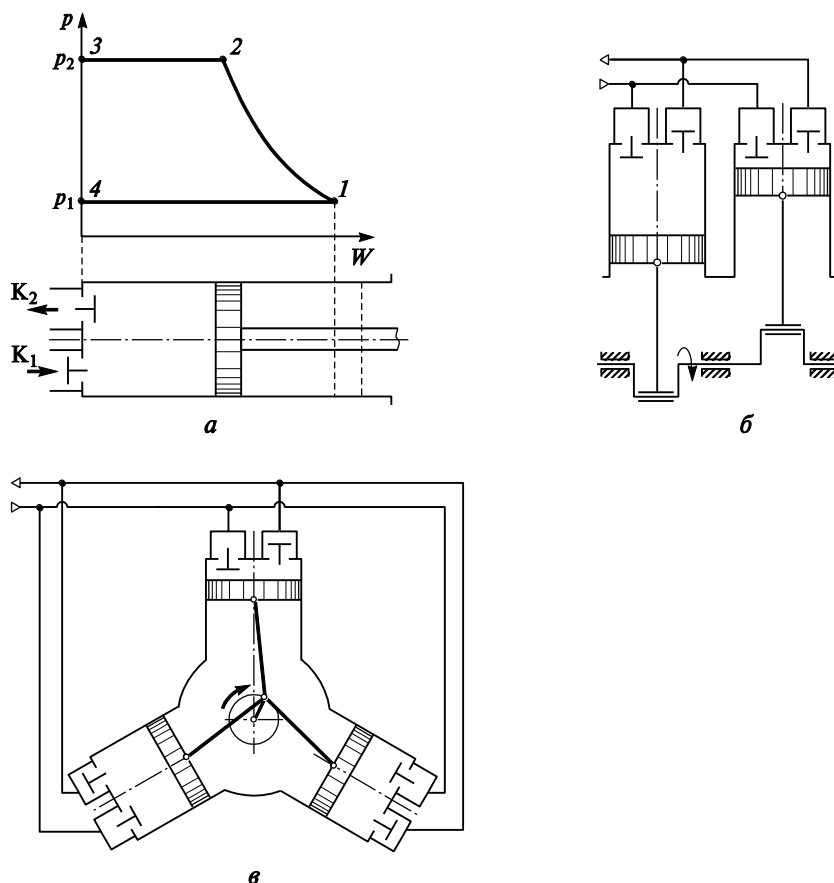
Көп сатылы өстік компрессордың құрылымдық сұлбасы 22.1, в суретінде келтірілген. Газ компрессорға бірінші сатылы жұмыс доңғалағының күрекшелеріне кіріс конфузори арқылы немесе кіріс КА бағыттаушы аппаратының күрекшелері арқылы беріледі, бұл газ ағынына алдынала бұрауыш сипаттамасын беріп, сол арқылы компрессордың жұмыс сипаттамаларын жақсартады. Кіріс бағыттаушы аппаратынан кейін компрессор сатылары орналасқан. Әр саты - жұмыс доңғалағы ЖД мен одан кейін орналасқан бағыттаушы аппараттың БА қосындысы. Бағыттаушы аппараттың мақсаты - жұмыс доңғалағынан шығатын газ ағынына келесі сатыға өту үшін қажетті қозғалыс бағытын қамтамасыз ету.

Компрессордың N сатыларынан өтіп, газ ағыны бұралған әрі жоғары жылдамдықта шығады. Ағынды тарқатып, жылдамдығын баялату үшін кіріс диффузори алдында түзеуші аппарат ТА орнатылады.

22.1.3. Компрессорлардағы газды суыту

Көлемді компрессорлар жұмысы көлемді сорғыларды сияқты, жұмыс камераларынан ығыстырушылар қозғалысы нәтижесінде газды ығыстыру қағидасына негізделген.

Егер ығыстырушылар тек қана үдемелі қозғалыстар жасайтын болса, ондай компрессорлады қайтарымды-үдемелі (немесе поршенді) деп атайды. Поршенді компрессордың жұмыс камерасында өтетін үрдістерді 22.2, а суретінде келтірілген индикаторлы диаграмма арқылы түсіндіруге болады. Ол газдың ағуы мен ағып кетуі, жұмыс камерасындағы ауа көлемі поршеннің шеткі сол жақтағы позицияда болу кезінде, сору және қысымды пневмосызықтарда, сондай-ақ клапандардың пәрменделігі жоқ деген долбарға негізделген. Поршеннің шеткі оң жақтан сол жаққа жылжуы кезінде газ қысылады. Қысу үрдісіне 1-2 диаграмманың қисық сызығы сәйкес келеді. Қисық сызықтың сипаттамасы үрдіс сипатына тәуелді (изотермикалық, адиабатикалық немесе политропикалық). Газдың қысылу қысымы p_2 орын алғанда, шығыс клапаны К ашылып, жұмыс камерасынан қысымды пневмосызыққа газды ығыстыру үрдісі басталады. Бұл үрдіске 2-3 изобаралар сәйкес келеді. Поршеннің шеткі сол жақ қалпында газ жұмыс камерасынан толық ығыстырылған, шығыс клапаны К1 ашық, ал кіріс клапаны К2 жабық болады.



Сурет 22.2. Поршендік компрессорлар

а - бір сатының теориялық индикаторлық диаграмасы; б - цилиндрлері қатарлы орналасқан көп цилиндрлі компрессор; в - цилиндрлері радиал түрінде орналасқан көп цилиндрлі компрессор

Клапан оң жаққа қарай жылжи бастағанда K_1 клапан жабылады, ал K_2 клапаны жұмыс камерасында қысым p_1 төмендегенде ашылып ұдайы қысыммен $p_1 < p_0$ жұмыс камерасының толтырылуы басталады. мұндағы p_0 - жұмыс камерасына берілетін ауа айналасындағы қысым. Бұл үрдіске 4-1 изобара сәйкес. Поршеннің шеткі оң жақ қалпына келген соң кезең қайталанады.

1-2-3-4-1 тұйық фигурасы компрессордың теориялық индикаторлық диаграмасы болып табылады.

Компрессорда орын алған кел келген ақаулар (бітеуліктің бұзылуы, клапандар серіппесінің қирауы, пневмосызықтарда қосымша кедергілердің орын алуы сияқты және т.б) индикаторлы диаграмманың үлгілі формасынан ауытқуына әкеледі.

Компрессорды қолдану кезінде ауық-ауық оның индикаторлы диаграмасын алып тұрады, және оны үлгілі диаграммамен салыстыра отырып компрессордың жұмысқа қабілеттілігін бағалайды.

Поршенді компрессорда бір ғана жұмыс камерасын пайдалану, поршенді сорғыларда сияқты газ берілуінің анағұрлым солқылдауына әкеп соғады (12.2, а сур. қараңыз). Сондықтан-да өнеркәсіптік компрессорларда бірнеше жұмыс камераларын (цилиндрлерін) қолдану жүзеге асырылған, олар қатарлап (22.2, б сур.) немесе радиалды түрде (22.2, в сур.) орналасады. Мұндай компрессорлар көпцилиндрлі деп аталады. Ығыстырушылары айналмалы немесе айналмалы-удемелі қозғалыстар жасатын компрессорларды роторлы деп атайды.

Өнеркәсіптік компрессорлық қондырғылар арасында ең кең қолданысқа ие болған түрі - бұл қатпарлы роторлы компрессор. Мұндай компрессордың құрылымдық сұлбасы 22.3 суретте келтірілген. Сыртқы қозғалтқыш статор (қорап 2) қуысы өсіне қатысты жылжытылған роторды айналдырады. Компрессордың жұмыс камералары ротордың үстіне, қорап қабырғаларынан және қатпарларынан 3 құралған, олар өз кезегінде ротордың жіктерінде еркін қозғалып, ортадан тепкіш күшпен компрессордың қорабына жаншылады. Экссентриситет арқылы ротордың айналуы

кезінде жұмыс камералары көлемінің өзгеруі орын алады, және ротордың бір айналымы кезінде компрессор жұмысының үш үрдісі бақыланады, олар сұлбада келтірілген.

Компрессор жұмысы кезінде бөлінетін жылуды апарғызу үшін қорап 2 қабырғаларының арасында салқындататын сұйықтық айналып тұрады. Қарастырылған компрессор типтерінің салыстыру гидравликалық сорғылар үшін ортақ параметрлер бойынша жүргізіледі (12.1 бөлімді қараңыз).

Мысалы, қалақты компрессорлар қалақты сорғылар сияқты шапшаңдықпен, аз металды қажетсінумен, жіберудің байсалдылығымен, сенімділігімен, төзімділігімен ерекшеленеді, және маңызы аз емес жәйт бұл мұндай компрессордан шығарда газ май буларынан толық бос десе де болады. Алайда, әр саты шығарда төмен қысым ғана беруі мүмкін. Поршендік компрессорлар газдың жоғары қысымын жасау мүмкіндігіне қарамастан, бұл компрессорлар түрі үлкен металды қажетсінумен, жіберудің ауытқымалылығымен, шектелген шапшаңдықпен ерекшеленеді.

Роторлы компрессорлар поршендік компрессорлармен салыстырғанда металды азырақ қажетсінумен, жіберудің байсалдылығымен және артық шапшаңдықпен ерекшеленеді. Көлемді компрессорларда үйкелетін сырт беттерді майлау тікелей жұмыс камераларында өткізілетіндіктен, қысылған газ компрессордан шығарда құрамында май буларының үлкен мөлшері болады.

Термодинамикадан белгілі болғандай (8.6 бөлімді қараңыз), $p - w$ координаталар жүйесінде жұмыс үрдісі тұйық сызықпен белгіленетін құрылғы үшін механикалық жұмысы осы сызықпен шектелген ауданына, яғни оның индикаторлы диаграммасының ауданына пропорционалды. Минималды аудан егер газдың қысылу үрдісі (22.2, а суретіндегі 1-2 қисық сызық) изотермикалық үрдіске сәйкес болса ғана орын алатын болады. Мұндай үрдісте газдың ұдайы температурасы компрессорда бөлінетін жылуды апартқызу арқылы қамтамасыз етіледі.

Іс жүзінде газды қысудың изотермикалық үрдісіне қол жеткізудің мүмкін еместігі салқындату жүйесі конструкциясын күрделендіру қажеттілігіне байланысты. Түрлі типті өнеркәсіптік компрессорларда салқындату жүйесі қысудың политропикалық үрдісін қамтамасыз етеді, ол үшін политроп көрсеткіші $1 < n < k$ (ауа үшін $k=1,4$). Бұл ретте, салқындату жүйесі неғұрлым тиімді болса, газ қысу үрдісі соғұрлым изотермикалық үрдіске жақындай түседі. Компрессорларда салқындату сумен және ауамен салқындату түрлеріне бөлінеді.

Ауамен салқындату тиімділігі жағынан нашар, және қуаттылығы аз компрессорларда қолданылады. Өнеркәсіптік компрессорлық қондырғыларда салқындату қорабындағы қуыстар арасында, жұмыс камераларын айналып ағатын, салқындату сұйықтығының айналып ағуы арқылы салқындату қамтамасыз етіледі (22.3 сур. қараңыз). Ортадан тепкіш компрессорларда қуыстарды салқындату сұйықтығы әр сатыдағы бағыттаушы аппаратты айналып ағатындай жобалайды (22.1 сур. қараңыз). Мұндай салқындату түрін ішкі немесе жейделі деп атайды, себебі қорап қуыстары салқындату жейдесін құрайтындай сияқты болып көрінеді.

Көлемді көп сатылы компрессорлар қолданылатын компрессорлық қондырғыларда ішкі салқындатудан басқа, сонымен қатар сыртқы салқындатуды қолданады. Сыртқы салқындатуда саты арасындағы жолдарға газ өз жылуын беретін салқындатқыштар қолданылады. Мұндай салқындатқыштар ретінде әдетте қарапайым түтікті жылу алмастырғыштарды (радиаторларды) пайдаланады, олардың ішінде қысыммен су немесе арнайы салқындату сұйықтығы айналып ағады. Ішкі салқындату мен қатар сыртқы салқындатуды қолдану компрессор жұмысының үнемділігін едәуір арттырады.

22.2. Пневматикалық қозғалтқыштар

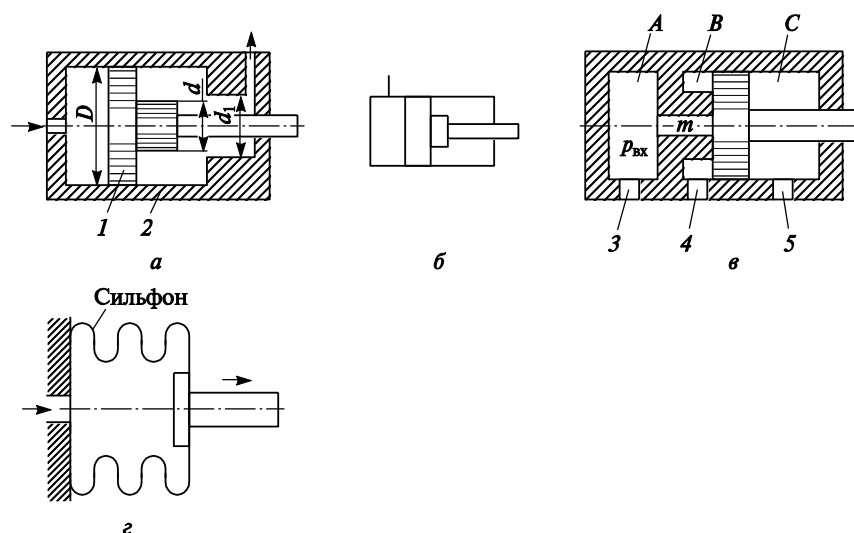
Пневматикалық қозғалтқыштар гидравликалық қозғалтқыштар сияқты қайтарымды-үдемелі (пневмоцилиндрлер), бұрылысты және айналмалы (пневмомоторлар) болып бөлінеді. Пневматикалық және гидравликалық қозғалтқыштар жұмысының сипаты бірдей болғандықтан, әдетте тек қана пневматикалық жүйелерде қолданылатын қозғалтқыштардың құрылымдық ерекшеліктерін қарастырайық.

22.2.1. Пневматикалық цилиндрлар

Жоғары қысымды пневматикалық жүйелерде ең кең қолданысқа ие болған түрі - бұл біржақты немесе екіжақты ықпалды поршенді пневмоцилиндр. Ауаның сығымдылығы жоғары болғандықтан, сығылу кезінде ол едәуір энергияны жинайды. Белгілі бір шарттарда бұл энергия пневмоцилиндрлерде поршеннің және басқа да қозғалғыш массалардың кинетикалық энергиясына айналып, соққылы жүктемелерді тудырады, бұл өз кезегінде пневмоцилиндр қорабының қирауына немесе атқарушы механизмінің бұзылуына әкелуі мүмкін.

Сондықтан да, атқарушы механизмінің байсалды (соққысыз) тоқтатылуы қажет пневможүйелерде, жүрісінің соңында тежелетін пневмоцилиндрлерді қолданады.

Тежелудің негізгі тәсілі - поршень жүрісінің соңында ауа ағынының кедергісін арттыру. Тежелумен қамсыздандырылған біржақты ықпалды поршенді пневмоцилиндрдің мүмкін сұлбаларының бірі 22.4, а суретінде келтірілген. Диаметрі D болатын поршень 1 жұмыс жүрісі кезінде, d диаметрлі поршень бөлігі диаметрі d болатын қорап 2 қуысына кірмей тұрғанда, ауа газды шығаратын пневмосызыққа кедергісіз беріледі. Ал диаметрі d болатын поршень бөлігі қорап 2 қуысына кіргенде, ауа сояуыш қуысынан газ шығаратын пневмосызыққа сақиналық саңылау арқылы $5 = (d_1 - d)/2$ беріледі. мұндағы сақиналық саңылау пневматикалық кедергі болып табылады. Сояуыш қуысында қысым жоғарылайды, сәйкесінше тежеу жігері пайда болады, ол поршень қозғалған сайын артады, себебі ауа ағынына кедергісі артады. Тежелумен қамсыздандырылған пневмоцилиндрдің шартты графикалық белгілеуі 22.4, б суретінде келтірілген.



Сурет 22.4. Пневматикалық цилиндрлер:

а - жүрісінің соңындағы тежелумен; б - оның шартты графикалық белгіленуі; в - соққы әрекеті; г - сифонды; 1 - поршень; 2 - қорап; 3,4 - кіріс каналдары; 5 - шығыс каналы

Егер пневможүйеде жоғарыда атап өтілген құрылғысыз қарапайым цилиндр қолданылса, онда қажетті тежелуді сыртқы шығыс пневмосызығына арнайы жергілікті кедергінің (дроссель) қосылуы арқасында қамтамасыз етіледі. Соққы әрекетін қажет ететін қалыптау, таңбалау, саңылаулар тесу, құймаларды кесу және т.с.с технологиялық амалдарды қолдану кезінде соққылы пневмоцилиндрлер қолданылады. Олардың бірінің жұмыс сұлбасы 22.4, в суретінде келтірілген. Цилиндрде А, В, С 3 қуыс бар. А қуысы канал 3 жұмыс кезінде әрдайым қысымды гидросызықпен жалғасқан ресивер рөлін атқарады (рвх). Бастапқы қалпында В қуысы канал 4 арқылы атмосферамен жалғасқан, ал С қуысы канал 5 арқылы қысымды пневможүйемен жалғасқан.

Тиімді аудандарының әркелкі екендігіне байланысты, поршень қорап қомына т саңылауын жауып, жанасады. Жұмыс жүрісін қамтамасыз ету үшін С қуысын атмосферамен жалғайды, ал В қуысының каналын 4 жауып тастайды. С қуысындағы қысым төмендеп поршень оңға қарай жылжи бастайды. Поршень т саңылауын ашқан сәтте, қозғалғыш күші кенет артады, себебі сығылған ауа рвх қысымымен поршеннің түгел ауданына әрекет етуде. Поршень айтарлықтай шапшаңдыққа ие болады. Поршеннің цилиндр қорабына соғылуынан сақтап қалу үшін, конструкцияда канал 5 жүріс соңында жабылуы қарастырылған. Поршень С қуысында ауа

сығылуы нәтижесінде цилиндр қорабына соғылмай тоқтайды. В және С қуыстарының алдын-ала жалғасуында поршень бастапқы қалпына келеді.

Мембраналы цилиндрлермен қатар, гидравликалық пневмоцилиндрлер сияқты олар да шығыс түйінінің кішігірім жылжулары кезінде қолданылады, төмен қысымды пневможүйелерде кішігірім жылжулардың кезінде сифонды пневмоцилиндрлер қолданысқа ие. Мұндай пневмоцилиндрдің жұмыс камерасы ретінде металл түтікшесінің (сифон) гофрленген қуысы пайдаланылады. бұл түтікше өз ұзындығын сығылған ауаның әсерінен ұзарта алады (22.4, г сур.). Әдетте, сифонды пневмоцилиндрлер - біржақты ықпалды болып келеді.

Бастапқы қалыпқа оралуы сыртқы күштердің әсерінен немесе сифонның өз серпілмелі күшінің арқасында қамтамасыз етіледі.

22.2.2. Бұрылыс пневмоқозғалтқыштары және пневмомоторлары

Бұрылыс пневмоқозғалтқыштары, гидравликалық қозғалтқыштар сияқты әдетте өз жұмысында поршеннің үдемелі қозғалысы шығыс түйінінің бұрылыс қозғалысына деген механикалық түрленуін қолданады.

22.5, а суретінде көрсетілгендей қозғалыстың механикалық түрленуімен қамсыздандырылған бұрылыс пневмоқозғалтқышының сұлбасы келтірілген, мұндағы канал 1 мен сәйкесінше қуыс А қысымды пневмосызыққа рвх қысымы арқылы әрдайым қосулы. Егер канал 2 қысымды пневмосызықпен, ал канал 3 атмосферамен жалғастырса, онда қысым айырмасы әсерінен поршень 4 сол жаққа қарай жылжи бастайды.

Сонымен қатар, ол шынжырлы беріліс арқылы жұлдызша 5 сағат тілімен бұрып отырады. Жұлдызшаның айналуы, сәйкесінше шығыс білігінің кері жаққа айналуы канал 2 атмосферамен, ал канал 3 қысымды пневмосызықпен жалғастырғанда орын алады. Станоктарда бөлшектерді қажу механизмдері мен автоматикалық желілерде камералы бұрылыс пневмоқозғалтқышы қолданады (22.5, б сур.). Сығылған ауа канал 6 арқылы қабырғалары иілгіш материалдан жасалған камера 7 беріледі. Ауа қысымымен камера кеңейіп 8 бен 9 иінтіректер өс айналасымен бұралады, бұл өз кезегінде В бөлшегінің қажуын қамтамасыз етеді. Сонымен қатар, қажуға салынатын пәрмен В бөлшегінің көлемдеріне тәуелді емес.

Пневмомоторлар көбіне роторлы машиналар қағидасын пайдаланады. Ең кең қолданыстағы пневмомоторлар бұл платиналы және тегершікті. Оларды қол пневмосайманың, станоктар мен жүкшығырларын және т.с.с жалғау үшін қолданады. 22.6, а суретінде тегершікті пневмомотордың жұмыс сұлбасы келтірілген. Сығылған ауа қысыммен кіріс каналы А арқылы тісті доңғалаққа беріледі. Тістер ілініс нүктесінде b бір-біріне жанасып, жоғары қысым қуысын шығыс қуысынан В бөліп тұрады. Қысым рвх ілініс аумағында ab және dc теңгерілмеген учаскелері бар доңғалақ тістеріне әсер етеді.

Бұл учаскелерде теңгерілмеген күштер пайда болады, олар өз кезегінде қысым рвх мен теңгерілмеген учаскелер ауданы қосындысына тең. Бұл күштер бағыттауыштармен көрсетілген бағыттарда доңғалақтардың айналу сәтін тудырады. Дәл осы қағида бойынша, РУТС типті пневмомотор жұмыс істейді, оның тістері өзіндік пішінге ие (22.6, сур.).

22.6, в суретінде пластиналы пневмомотордың сұлбасы келтірілген. Қысымы рвх болатын сығылған ауа берілуі статордың 1 DD учаскесінде өтеді, ал газдың шығуы CC учаскесінде. Жұмыс камерасы ротордың 2 сырт бетінен, статор 1 мен екі көрші пластиналардың 3 D'C учаскелерінен құралған. Ротор өстерінің эксцентриситеті мен статордың арқасында D 'C учаскесінде жұмыс камерасының көлемі артады, ал ауа қысымы кеңею кезінде төмендеп әрдайым рвх мәнінен кем болады.

Жұмыс камерасында орналасқан пластинаның екі жағына түсетін қысымның әркелкі болуы сағат тілімен айналу сәтін тудырады.

Пластиналар статорға ортадан тепкіш күш пен сығылған ауаның қысым әсерімен жанасады, ол болса арнайы каналдар арқылы пластиналар бүйіржақтарының астындағы жіктерге беріледі.

ПНЕВМАТИКАЛЫҚ БАҚЫЛАУ ЖӘНЕ БАСҚАРУ ЭЛЕМЕНТТЕРІ

22.1. Пневмоаппараттар

Пневмоаппараттар деп ауа (газ) ағындарын басқаруға арналған пневматикалық элементтерді атайды. Гидравликалық аппараттар тәрізді, оларды да үш негізгі топтарға бөледі: пневмодроссельдер, пневмоклапандар және пневмотаратқыштар.

Пневмодроссельдерді негізінен пневмоқозғалтқыштар жылдамдығы мен тежеуін реттеу үшін, талап етілетін уақытша кідірістер және т. б. құру мақсатында әртүрлі сыйымдылықтарды толтыру және босату жылдамдығын реттеу үшін пайдаланады. Бапталатын (реттелмейтін) және реттелетін пневмодроссельдер ретінде кез-келген типті гидравликалық дроссельдер пайдаланылуы мүмкін.

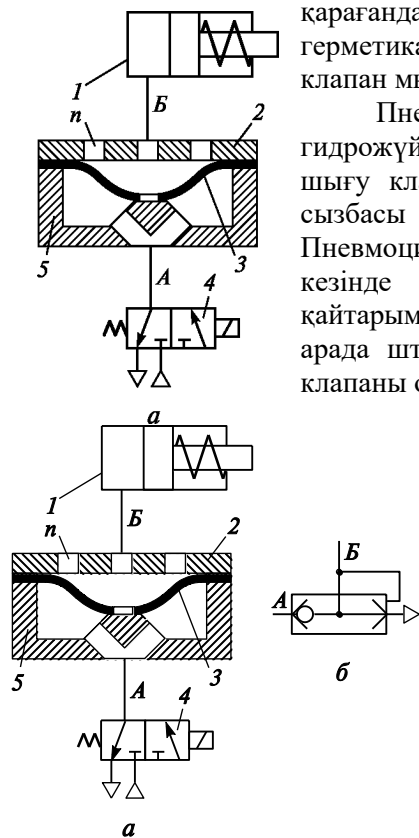
Реттелетін пневмодроссельдерде крандық, бөліп таратқыш және шанышпалы типтегі бекіту-реттегіш құрылғылары пайдаланылады, бірақ ең көп таралғаны "сопло — жапқыш" типті пневмодроссельдері.

Бапталатын пневмодроссельдер, әдетте, басқа да пневмоаппараттар мен құрылғылардың құрамдас бөлігі болып табылады және бөлшектерде калибрленген тесік түрінде орындалады, яғни екі бөлшектер арасында пайда болған (саңылаулы пневмодроссельдер). Жарықты пневмодроссель мысалы ретінде, 22.2 бөлімшеде қарастырылған пневмоцилиндрдің тежеу құрылғысы бола алады.

Реттелетін пневмодроссельдер, әдетте, жекелеген аппараттар түрінде орындалады, олар пневможүйелерге қосылады.

Пневмоклапандар гидравликалық клапандар тәрізді функцияларды орындайды және бірдей әрекет принциптері бар. Сондықтан, кез-келген реттеуші немесе бағыттаушы гидроклапан түбегейлі пневматикалық жүйеде пайдаланылуы мүмкін. Ықтимал конструктивтік ерекшеліктері, ең алдымен, бекітуші-реттеуші қондырғылардың, гидрожүйелерге қарағанда пневматикалық жүйе төмен қысыммен түсіндіріледі және герметикалығының жоғары талаптарымен. Бұл ерекшелік редукциялық клапан мысалында қаралды (21.1 бөлімшені қараңыз).

Пневможүйелерде өзіндік клапандар да пайдаланылады, олар гидрожүйелерде қолданылмайды. Ондай клапанның мысалы ретінде тез шығу клапаны болып табылады. Тез шығу клапанының құрылымдық сызбасы және оны пневможүйеге қосу тәсілі 23.1. *а* суретте көрсетілді. Пневмоцилиндрдің поршені 1 штоксыз қуысқа сығылған ауаны беру кезінде жұмыс жүрісін жасайды. Поршеннің қайтуы (бос жүріс) қайтарымды серіппелер әсерімен жасалады. Бос жүрісті тездету үшін, тез арада штоксыз қуысты ауадан босату керек. Осы міндетті тез шығу клапаны орындайды, ол



a — пневможеліге қосу сызбасы; *b* — шартты белгілер: 1 — пневмоцилиндр; 2 — қақпақ; 3 — мембрана; 4 — таратқыш; 5 — корпус

корпус 5, қақпақтар 2 және мембраналардан 3 тұрады.

Егер таратқыш 4 бастапқы позицияда орналасқан болса, онда пневможелі *A* атмосферамен біріктірілді, мембранасы серпімділік күштер әсерінен клапан корпусына қысылған және пневможелі *B* тесік п арқылы атмосферамен біріктірілді, олар шеңбер бойынша

орналасады және үлкен жиынтық алаңы болады. Басқарушы сигнал беру кезінде таратқыш 4 орнына жұмыс позициясына ауысады, *A* желісі мен қысымды пневможеліні біріктіреді. Сығылған ауа әсерінен клапанының мембранасы жоғары

көтеріледі және қақпағына қарай жиырылады, п тесігін жаба отырып, ал *A* және *B* сызықтары мембранадағы орталық тесік арқылы қосылады.

Сур. 23.1. Тез шығуы бар клапан:

Сығылған ауа пневмоцилиндрдің штоксыз қуысына түседі және оның поршені жұмыс жүрісін жасайды.

Басқару сигналы жойылған кезде, таратушы бастапқы күйге келеді. Клапанның мембранасы шұңқырлы қуысты атмосфераға жалғайтын өзінің бастапқы орнын алады. Жылдам сору клапаны әрдайым пневматикалық цилиндрде орнатылғандықтан, ауа атмосфераға кедергісіз шыға алады, сол себепті поршень серіппелері кішкене күш әрекетімен бастапқы орнына тез оралады. Суретте. 23.1, б диаграммалардағы тез шығатын клапанның шартты міндеті көрсетіледі.

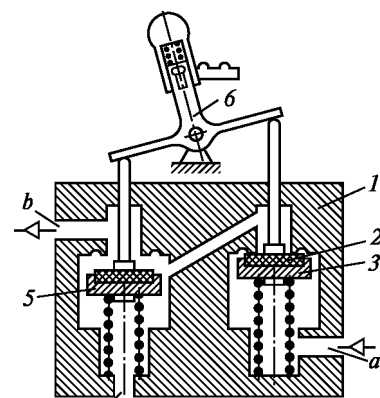
Пневмотаратқыштар бағытын өзгертуге, іске қосу және сығылған ауа ағынын тоқтатуға арналған. Пневможелілерде цилиндрлік бөліп таратқыштар түріндегі тиекті реттеуші бөліп таратқыштар типі кеңінен таратылды. Осындай пневмотаратқыштардың құрылымы қарапайым және технологиялық. Оларды құрастыру кезінде оны шешудегі негізгі міндет, бөліп таратқыштың герметикалығын қамтамасыз ету болып табылады. Осы типтегі гидротаратқыштарға қарағанда пневмотаратқыштарда арнайы тығыздаулар қолданады, ол бөліп таратқыш пен корпус (гильзалы) арасындағы ауаның өтіп кетуіне кедергі болады.

Осы проблеманы шешу мысалы ретінде үш желілі екі позициялық пневмотаратқыш болып табылады, оның конструктивті сызбасы 23.2. суретте көрсетілді. Таратқыш корпусқа 1 гильза 3 пресстелген, оған қатысты бөліп таратқыш 2 жылжиды. Гильза мен бөліп таратқыштың белбеулері арасындағы ауаның қайта ағуының алдын алу үшін белбеулерінде иілімді тығыздауыш орнатылған, ол оның жақсы герметикалығын қамтамасыз етеді.

Пневмотаратқыштарда капоталы клапандармен қатар клапанды жабу және реттегіш құрылғылар кеңінен қолданылады. Олар бақылауға көп күш жұмсалатындықтан гидротаратқыштарда іс жүзінде пайдаланылмайды.

23.3 суретте қолмен басқарылатын клапанды типті үш желілі екі позициялы пневмотаратқыштың құрылымдық сызбасы ұсынылған. Қысымды пневможеліден сығылған ауа 1 корпусты орналасқан *a* каналына шығарылады, *b* атмосферамен жалғанған, ал *c* каналы біржақты әрекетті поршеньді пневмоцилиндрмен. Сызбада көрсетілген, басқару тұтқалары 6 ретінде орналасуда клапан 3 ашамайға қысылады, клапан 5 түсірулі.

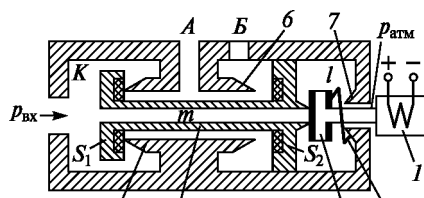
Пневмоцилиндрдің *A* қуысы атмосферамен біріктірілген және пневмоцилиндр поршені қайтарымды серіппе әсерінен бастапқы жағдайда орналасады. Тұтқа 6 өзгерген кезде клапан 3 түседі, ал клапан 5 көтеріліп, атмосфераға шығуды жабады. Сығылған ауа пневмоцилиндрге түседі және жұмыс жүрісін жүре отырып, поршень оңға жылжиды. Сенімді клапандарды герметизациялау жалпақ резина немесе фтороқабаттық төсемдер 2 есебінен жүзеге асырылады, олар металл корпусқа орнатылған.



Сурет. 23.3.

Пневматикалық клапанды таратқыш:

1 — корпус; 2 — прокладка; 3, 5 — клапандар; 4 — пневмоцилиндр; 6 — басқару тұтқасы



Сур. 23.4. Электрлі басқарулы пневматикалық таратқыш:

1 — электрлі магнит; 2 — серіппе; 3 — қосымша клапан; 4 — негізгі клапан; 5... 7 — таратқыш корпусының ашамайы

Сығылған ауаның жоғары емес қысымына қатысты және клапандардың шағын алаңы тұтқасына үлкен күш түсірмейді. Алайда ауаның үлкен шығындары бар пневмотаратқышта үлкен өтпелі қима талап етіледі және тиісінше үлкен клапандар алаңы мен басқару үшін үлкен күш. Мұндай жағдайларда тікелей емес пневмотаратқыштарды пайдаланады. Пневможүйелерде неғұрлым кең тараған электр басқармалы пневмотаратқыштар (сур. 23.4).

Бастапқы жағдайда, басқарушы сигнал болмаған жағдайда, электромагнитте 1 серіппе 2 көмекші клапанды негізгі клапан корпусының 4 ашамайына 3 итереді, ол т каналын жауып тастайды. Бұл ретте I қуысы атмосферамен жалғанады. Сығылған ауаның ркір қысымы клапанының 4 тиімді алаңына әрекет ете отырып, таратқыш корпусының ашамайына 5 итереді. А пневможелісі Б пневможелісімен біріктірілген. Басқарушы сигнал беру кезінде электромагнит, зәкірді тартады да, таратқыш корпусының 7 ашамайына клапанды 3 итереді, осылай ол I ең шығу қуысынан атмосфераға шығуды жабады, бір мезгілде m ашық каналы арқылы оның қуысын біріктіре отырып жүзеге асырылады. Сығылған ауаның ркір қысымы клапан 4 алаңына S_2 енді әрекет ете бастайды. Өйткені $S_2 > S_b$ қорытынды қысым күші клапанды 4 сол жаққа ауыстырады және оны ашамайға 6 қысады, осылайша А және Б пневможелісін ажыратады және желіге біріктіреді. Ал басқарушы сигналды алып тастаған кезде таратқыш бастапқы қалыпқа келеді. Мұндай екі позициялы үш желілі электр басқармасы бар пневмотаратқыш, мысалы, таратқыш ретінде пайдаланылуы мүмкін, 23.1. суретте ұсынылғандай.

22.2. Пневможүйелердің логикалық элементтері

Газ ерекшеліктерінің бірі ең алдымен оның жоғары сығымдылығы, ол үздіксіз әрекетті (аналогтық жүйелерде) жүйелерде пневматикалық жетектер қолдану аясын шектейді, онда жүріс бірқалыптылығы, өзгермелі жүктемелерде жылдамдықтар біркелкілігі, позициялау дәлдігі талап етіледі. Сондықтан пневможетектер дискретті жүйелерде жиі пайдаланады, мысалы, механикалық өңдеудегі беру және дайындамаларды қысу, сұрыптау немесе жинау орнына дейін тасымалдау, люктерді, ысырмаларды және т. б. ашу және жабу. Әлбетте, басқару сигналдары да осындай дискретті жетегі бар болуы тиіс, ал сигналдарды дискретті басқару элементтері қалыптастыру керек.

Пневматикалық жүйелерде басқарудың дискретті сигналды қалыптастыру үшін пневматикалық логикалық элементтер пайдаланылады, олардың жұмысы логика алгебрасы заңдарына негізделген

22.2.1. Логика алгебрасының негіздері

Логика — бұл ойлау түрлерін, ойлау барысын және ойлау қорытындысын зерттейтін ғылым. Ол пікір айту ұғымына негізделеді. Пікір айту астында шынайы немесе жалған екенін жорамалдауға болатын сөйлемдер түсіндіріледі. Мысалы, "Қар жауып тұр" деген пікір шын болады, егер көшеде қар жауып тұрса немесе жалған болса, егер ауа райы ашық болса. Пікірлер қарапайым және күрделі болуы мүмкін. Мысалы, қарапайым пікір жоғарыда келтірілген. Күрделі пікірлер қарапайым логикалық байланыстар пайдалану арқылы біріктіру кезінде шығады, олар "және", "немесе", "егер ..., онда" және т. б жалғаулықтарын пайдаланады. "Деталь диаметр мөлшерінің берілгеннен ауытқуы бойынша жарамсыз деп танылады" және "Деталь ұзындығының берілгеннен ауытқуы бойынша жарамсыз деп танылады" екі қарапайым пікірлерден логикалық байланысын пайдалану арқылы «немесе» күрделі пікір құруға болады. «Деталь ұзындығының берілгеннен ауытқуынан немесе ұзындығының ауытқуынан жарамсыз деп танылады". Бірінші және екінші жай пікірлер, егер берілген мәнінен мөлшерінің ауытқуы тіркелген болса, шынайы (деталь жарамсыз болып табылады) болады, ал ауытқу болмаған жағдайда жалған болады.

Күрделі пікір қарапайым пікір ақиқат немесе жалған болуына байланысты. Логика бойынша келтірілген күрделі пікір шынайы болады, жай пікірлердің бірі немесе екеуі де шынайы болса. Тек егер екі қарапайым пікір жалған болса, көрсетілген күрделі пікір де жалған болады.

Логика алгебрасы логикалық ойлауды алгебралық есептеулер пікірі ауданына аударады.

Логика алгебрасындағы қарапайым пікір **айнымалы** деп аталады, ал қиыны — **логикалық функция**. Логикалық функциялар түрі логикалық байланыс түрімен анықталады. Мысалды қарастыруда күрделі пікір **"НЕМЕСЕ"** логикалық функциясы болады. Тұжырымдарды есептеу үшін екілік жүйе пайдаланылады, онда айнымалы және функцияның тек екі мәні (нөл немесе бірлік) болуы мүмкін. Шынайы пікірдің "бірлік" мәні болуын шарт ретінде қабылдайды, ал жалған — "нөл". Ауыспалыны x, y, z , латын әріптерімен белгілейді, ал функцияны — f әрпімен. Енді жоғарыда келтірілген екі айнымалылы **"НЕМЕСЕ"** логикалық функциясы жағдайын кесте түріндегі логикалық ойлау ретінде көз алдымызға елестетейік (кесте. 23.1).

x және y әртүрлі мәндеріндегі f сандық мәндерін талдай келе, яғни екілік жүйеде $1 + 1 = 1$, екендігін ескере отырып, **"НЕМЕСЕ"** логикалық функциясын $f = x + y$ алгебралық түрінде білдіруге болады, яғни қосу функциясы ретінде. Бұл функцияны қандай да бір элементтерде іске асыру (гидравликалық, электрлік, пневматикалық) **"НЕМЕСЕ"** логикалық операциясы деп аталады немесе логикалық қосу операциясы деп аталады.

Тағы екі қарапайым пікірлерді қарастырайық: "Қайрайтын станок тек басылған кнопкамен ғана жұмыс істейді" және "Қайрайтын станок тек түсірілген экранда ғана жұмыс істейді". **"Және"** логикалық байланысы көмегімен күрделі пікір құрамыз "Қайрайтын станок тек басылған түймешікте және түсірілген экранда ғана жұмыс істейді". Қабылданған белгілер мен екілік шот жүйесін пайдалана отырып, екі айнымалылы **"Және"** логикалық функциясы қалпын кесте түрінде көз алдымызға келтіреміз (кесте. 23.2).

Екі айнымалы үшін **"Және"** алгебралық логикалық функциясын $f = xy$ ретінде қарастыруға болады, яғни функцияны логикалық көбейту ретінде. Бұл функцины іске асыру **"Және"** логикалық операциясы немесе логикалық көбейту операциясы деп аталады.

Қаралған **"Және"** және **"НЕМЕСЕ"** логикалық функциялары базалық болып табылады. Логикалық терістеу функциясымен бірге (**"ЕМЕС"** функциясы) олар аса күрделі логикалық функциялар құрудың негізі болып табылады.

"ЕМЕС" логикалық функциясы - бір айнымалы функция. Ол егер ауыспалы шынайы, ал функциясы — жалған болса пайдаланылады немесе керісінше. Басқаша айтқанда, функция әрқашан айнымалы мәнін өзгертеді (аударыстырады), сондықтан **"ЕМЕС"** функциясын жиі терістеу деп атайды, ал операция — терістеушілік болады. Терістеу функциясын $f = \bar{x}$ ретінде белгілейді. 23.3 кестеде осы функцияның кестесі ретінде ұсынылған.

22.2.2. Қабықшалы пневматикалық элементтерде логикалық операцияларды жүргізу

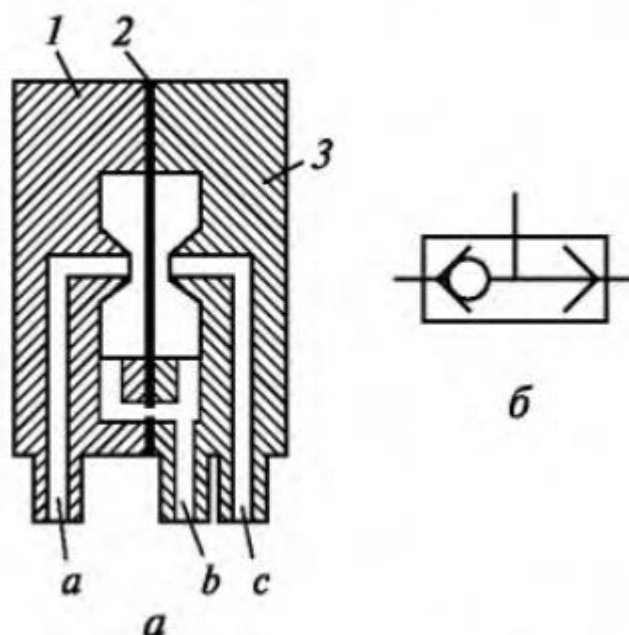
3.4 тарауда аталғандай, барлық гидравликалық жоғалтулар екі топқа бөлінеді: ұзындық бойынша үйкеліс жоғалтулары және жергілікті жоғалтулар. Осы жерде оларды есептеуге арналған негізгі математикалық тәуелділіктер келтірілген: Дарси формуласы (3.16) – құбыр ұзындығы бойынша үйкеліс жоғалтуларын анықтау үшін және Вейсбах формуласы (3.15) – жергілікті гидравликалық кедергілердегі жоғалтулар үшін. Бірақ ең алдымен практикалық есептеулер үшін осы тәуелділіктерді пайдалануды талдауға өтпестен бұрын, жоғалтулардың нақты сұйықтық ағындарының параметрлеріне әсерін және осы жоғалтуларды зерттеу кезінде қолданылатын әдістерді қарастырайық.

Жалпы жағдайда ағын теліміндегі гидравликалық жоғалтуларды есептеуге арналған формуланы 1-1 және 2-2 таңдалған қималарының арасында нақты сұйықтыққа арналған Бернулли теңдеуінен (3.14) алуға болады:

5.1 өрнекте квадрат жақшалармен қарастырылып отырған ағынның бастапқы және соңғы қималарындағы толық меншікті энергия (толық күштер) көрсетілген.

Гидравликалық жоғалтулар сұйықтық ағынын сипаттайтын параметрлердің өзгеруіне алып келеді. Жоғалтулардың ағын параметрлеріне әсерін талдау үшін формуланы (5.1) бір типті қосындыларды топтастыру арқылы түрлендірген ыңғайлы:

Ағыстың кейбір жағдайларына арналған алынған тәуелділікті қарастырайық.



Сурет 23.5. Ұзындық бойынша үйкеліс (а) және жергілікті кедергідегі (б) гидравликалық жоғалтулар

Ең жиі кездесетін ағындардың бірі тұрақты диаметрі бар тікбұрышты көлденең құбыр жүйесіндегі сұйықтық ағысы болып табылады (сурет 5.1 а). Бұл жағдайда 1-1 және 2-2 қималарының бірдей ауданынан v_1 және v_2 (3.3) формулаға сәйкес тең, және, α_1 және α_2 коэффициенттері де тең. $z_1 = z_2$ болғандықтан, күш жоғалтулары:

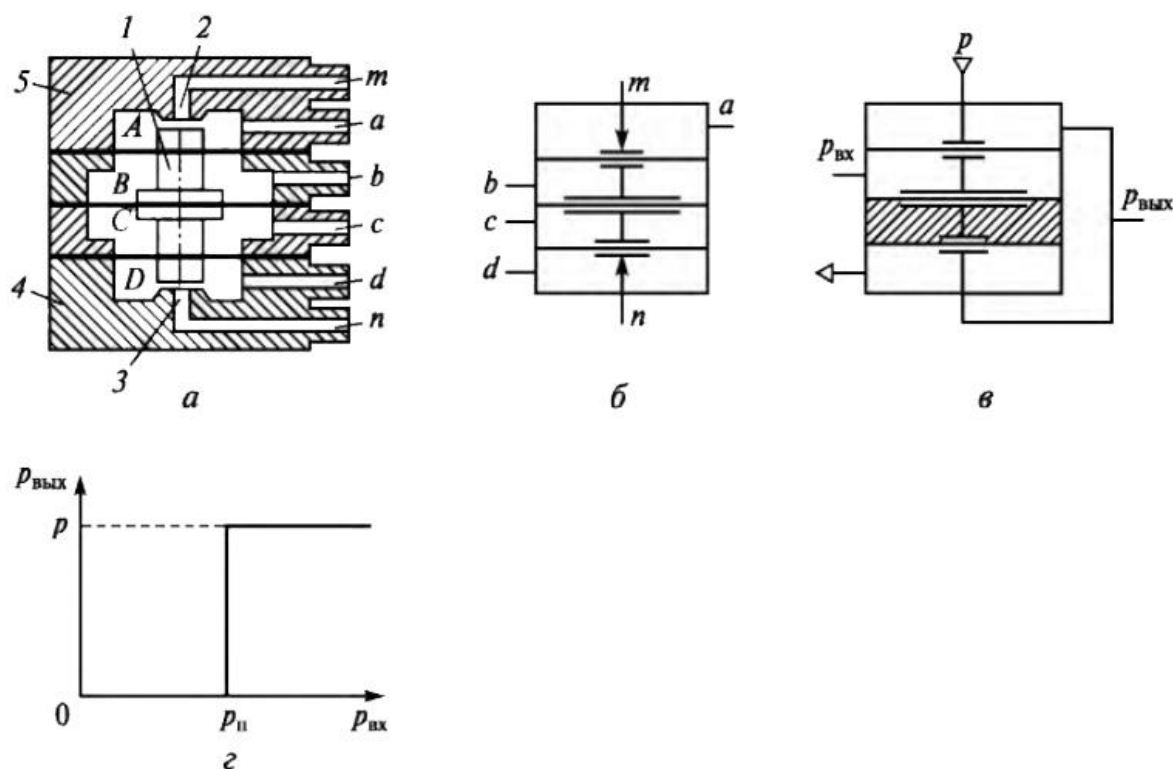
қысымның p_1 -ден p_2 -ге дейін өзгеруі түрінде көрінеді, яғни, қысымның құлауы: $\Delta p = p_1 - p_2$. 1-1 және 2-2 қималарда пьезометрлерді орнату арқылы (5.1 а суретті қараңыз), өлшеуіш $p_1/(pg)$ және $p_2/(pg)$ күштері $\sum h_{\text{пот}}$ өлшеміне ие, оны пьезометр деңгейлерінің көрсеткіштерінің Δh айырымы түрінде табуға болады.

Қарастырылған мысалдан гидравликалық жоғалтулар қысымның төмендеуіне алып келетіндігі шығады. Олар кинематикалық қатынастармен – шығын теңдеуімен (3.3.) анықталатын сұйықтық жылдамдықтарының өзгерісіне алып келе алмайды.

Ағын параметрлеріне осыған ұқсас әсерлерді жергілікті кедергілердегі жоғалтулар да келтіреді. Мұндай кедергілерге, тұрақты қималы құбыр желісіне орнатылған жылжытқышты жатқызуға болады (5.1 б сурет).

Гидравликалық кедергілердегі күш жоғалтуларын зерттеу кезінде 1.1 тарауда аталған екі зерттеу әдісі де кең қолданылады. Осылайша, дөңгелек құбырлардағы ламинарлық ағысты қарастыру кезінде есептік тәуелділіктерді теориялық жолмен алуға болады. Көптеген жергілікті кедергілердегі жоғалтулар коэффициенттерін анықтауды эксперименталдық әдістермен жиі өткізеді.

Осылайша, кедергілері әр түрлі гидравликалық жүйелерді есептеу кезінде теориялық жолмен де, эксперименталдық жолмен де алынған тәуелділіктер қолданылады.



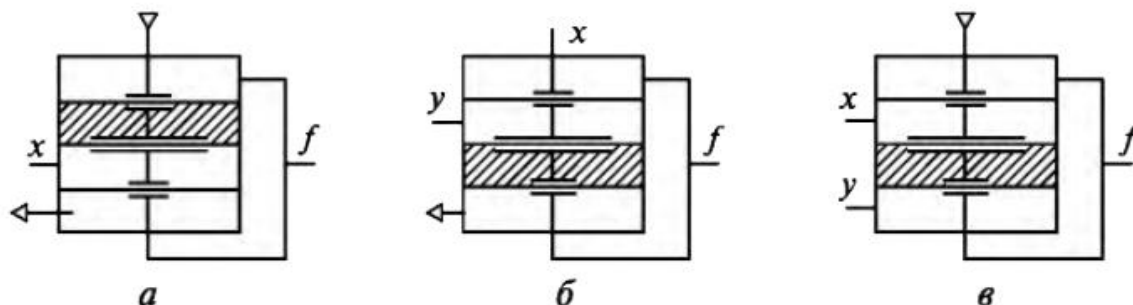
Сурет 23.6. Ұзындық бойынша үйкеліс (а) және жергілікті кедергідегі (б) гидравликалық жоғалтулар

4.2 тарауда айтылғандай, ламинарлық ағыс дегеніміз сұйықтық араластырылмайтын ағыншалы ағыс болып табылады. Осы ретте сұйықтықта оның тұтқырлығынан туындаған үйкеліс пайда болады. Ламинарлық ағыс теориясы Ньютонның үйкеліс заңына негізделеді (1.3.2. қосымша тарауда қарастырылған (1.5) формуланы қараңыз).

Сұйықтық құбыр арқылы қозғалған кезде қабырғаға жақын орналасқан ағынша үйкеліс әсерінен нөлдік жылдамдыққа ие болады (5.2 а сурет). Сұйықтықтың келесі ағыншасы біршама тезірек қозғалады. Ал сұйықтық ең үлкен жылдамдыққа ағынның ортасында жетеді. Ламинарлық ағыс кезінде жылдамдықтардың таралу заңы квадратты сипатқа ие, яғни жылдамдықтардың таралу эпюрасы (А сызығы) квадратты парабола болып табылады және математикалық тәуелділікпен сипатталады:

мұндағы, r_0 және r – сәйкесінше құбырдың радиусы және жергілікті жылдамдық v_m анықталатын еркін радиус.

Аталған тараудың шегінде әрі қарай тек жергілікті жылдамдықтар қарастырылады, олардың «орт» индекстерін алып тастаймыз.



Сурет 23.7. Ламинарлық ағыс схемасы:

а – жылдамдықтардың таралу эпюрасы; б – жоғалтулардың шығынға тәуелділігі

Оған қоса, (5.3) тәуелділігін (3.12) формуласына қойып, Кориолис коэффициентін α анықтау үшін математикалық түрлендірулерден кейін ламинарлық ағыс режимі үшін оның сандық мәнін анықтауға болады: $\alpha_{\lambda} = 2$.

Осылайша, ламинарлық ағыс кезінде Рейнольдс санына тәуелсіз түрде жылдамдықтардың таралу заңы квадраттық сипатқа ие және дөңгелек құбыр үшін (5.3) формуласымен анықталады, ал осы таралуды Бернулли теңдеуінде ескеретін Кориолис коэффициенті α екіге тең ($\alpha_{\lambda} = 2$).

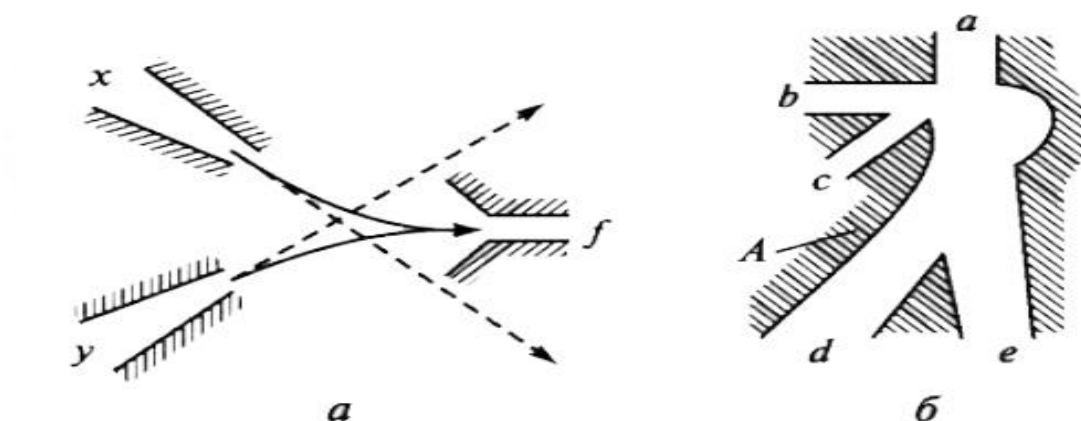
Дөңгелек құбырлардағы ламинарлық ағысты зерттеу кезіндегі маңызды мәселе гидравликалық жоғалтуларды анықтау болып табылады. 3.4 тарауда Дарси формуласы (3.16) келтірілген болатын, ол орташа v жылдамдықта d диаметрлі және ұзындығы l құбырдағы $h_{тр}$ үйкеліске күш жоғалтуларын бағалайды, ол құбырларда кез келген ағыстар кезінде қолданылады. Алайда, осы формулаға кіретін λ ұзындығы бойынша үйкеліс күшінің жоғалтулар коэффициенті (Дарси коэффициенті) әр түрлі жағдайлар үшін әр түрлі математикалық тәуелділіктермен анықталады. Оны есептеуге арналған барынша қарапайым тәуелділік ламинарлық ағыс режимінде орын алады.

22.2.3. Бүріккіш пневматикалық элементтерде логикалық операцияларды жүргізу

Пуайзейль формуласы ламинарлық ағыс кезіндегі гидравликалық жоғалтулар шығынға пропорционал екендігін көрсетеді, яғни бірінші кезекте шығынға тәуелді. Бұл тәуелділіктің графигі тік сызық болып табылады (5.2 б сурет). Сондықтан мұндай жоғалтуларды сызықтық деп атау керек.

5.2 б суреттегі сызық иілімі құбыр желісінің геометриялық параметрлеріне (l және d), сондай-ақ жұмыстық сұйықтың қасиеттеріне тәуелді болатындығын ескеру қажет. Оның иіліміне кинематикалық тұтқырлықтың ν әсер ететіндігі ерекше маңызды, ол сұйықтың температурасына тәуелді (1.4 суретті қараңыз). Сондықтан 5.2 б суреттегі сызық иілімі де осы температураға тәуелді болады. Осылайша, су күшінің гидравликалық жоғалтуларының ламинарлық ағыс кезінде шығынға тәуелділігі сұйықтың температурасына әсер етеді. Соңғы жағдай гидравликалық жүйелердің эксплуатациялық сипаттамаларына теріс әсер етуі мүмкін, олар қоршаған орта температурасы өзгерген кезде қатты ауытқиды.

Турбуленттік ағыс ағыншалар мен сұйықтың қабаттарының қарқынды араласуымен сипатталады, ол кезде ірі және ұсақ көптеген құйындар түзіледі.



Сур. 23.9. Турбуленттік ағыс:

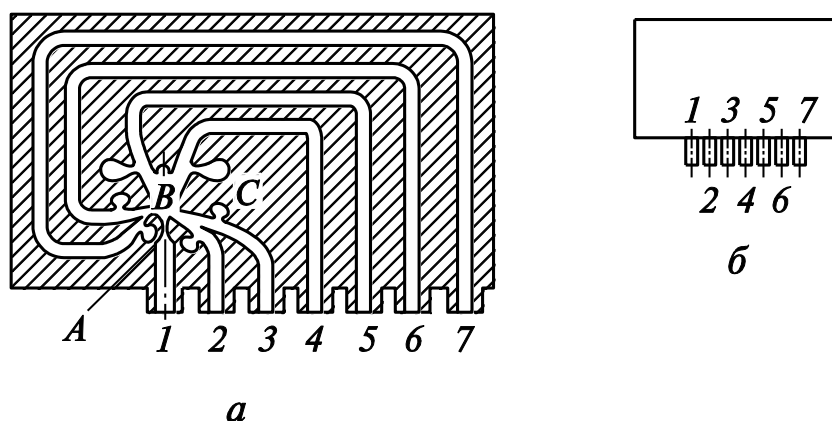
а – ток сызықтары; б – жылдамдық өзгерісі; в – жылдамдықтардың таралу эпюрасы; г – жоғалтулардың

Сұйықтықтың жекелеген бөлшектері хаосты түрде қозғалады және олардың ешбірі екіншісінің траекториясын қайталамайды.

Турбуленттік ағыс режимінде ток сызықтары да хаостық сипатқа ие (5.3 сурет а). 5.3 а суретте бір нүкте арқылы (мысалы, С нүктесі) екі ток сызығы өтетіндігі көрінеді, сәйкесінше, әр түрлі уақытта бұл нүктеде әр түрлі жылдамдықтар болған. Егер арнайы аспаптың көмегімен осы нүктедегі уақыт аралығындағы өзгерістерді жазатын болса, онда тербелетін тәуелділікті көреміз (5.3 б сурет). Практика көрсеткендей, турбуленттік ағыс кезінде тербелуші сипатқа қысым мен басқа параметрлер де ие болады, яғни турбуленттік ағын кезінде физикалық параметрлер айнымалы, сәйкесінше, турбуленттік ағыс орнықтаған ағыс болып табылады.

Алайда, 5.3 б суреттегі тәуелділік талдауынан v_c жылдамдық тербелісі қандай да бір орташаланған жылдамдық мәнінің $v_{\text{ср}}$ аясында өтетіндігі көрінеді. Дәл осылай турбуленттік ағынның басқа да тербелетін параметрлерін орташалауға болады. Сондықтан, әрі қарай турбуленттік ағысты шартты түрде орныққан деп есептейміз, ал тербелетін параметрлердің орнына олардың орташаланған мәндерін қолданамыз.

5.2 тарауда көрсетілгендей, ламинарлық ағыс кезінде жылдамдықтардың таралу эпюрасы ағын қимасы бойынша параболалық сипатқа ие (5.3 в суреттегі А сызығы). Турбуленттік ағыс кезінде ағыншалардың араласуы және сұйықтық бөлшектерінің көршілес қабаттар арасындағы алмасуы себебінен ағынның орталық бөлігінде жылдамдықтардың теңесуі жүреді (5.3 в суреттегі В сызығы), ал қабырғада, керісінше, жылдамдықтар лезде өзгереді, ол ламинарлық ағысқа қарағанда біршама елеулі. Жалпы жағдайда турбуленттік ағыс кезіндегі жылдамдықтардың таралу эпюрасы тік төртбұрышқа (немесе трапецияға) ұқсас, ол идеалдық сұйықтыққа тән (3.2 а суретті қараңыз).



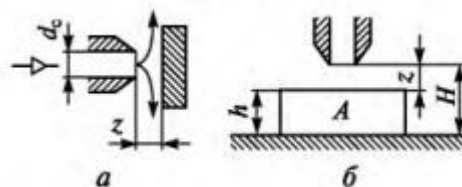
Ағын қимасы бойынша жылдамдықтардың әркелкі таралуын ескеретін Кориолис a_t коэффициенті турбуленттік режимде 2-ден біршама төмендеп, 1-ге жақындайды. Турбуленттік ағыстар үшін практикалық мәселелерді шешу кезінде $a_t = 1$ деп қабылдайды.

Турбуленттік ағыс режимі кезінде су күшінің гидравликалық жоғалтуларын бағалау үшін Дарси формуласы (3.16) қолданылады. Алайда, λ жоғалтулар коэффициенті (әрі қарай - λ_t), турбуленттік ағындарда өтетін біршама қиын үдерістермен анықталады, ал оның мәні тек Рейнольдс санына (ламинарлық ағындардағы сияқты) ғана емес, сонымен бірге құбыр қабырғаларының бұлдырлығына тәуелді болады.

22.3. Өлшемдерді бақылаудың пневматикалық жүйелері

Турбуленттік ағыстардың үдерістерін қарастыру кезінде құбырларда ерекше назар сұйықтық ағыншаларына аударылуы тиіс, себебі олар қабырғаларға тікелей жанаса қозғалады. Жылдамдықтардың таралу эпюрасында көрінетін (5.3 в суреттегі В сызығы) талдау бойынша, қабырғалар маңында олардың мәндері үлкен емес. Сондықтан қабырға бойында төмен жылдамдықты ерекше қабат түзіледі, оны тұтқыр қосалқы қабат деп атау қабылданған.

Турбуленттік ағыс кезінде кедергі заңдарын қарастыру үшін құбырларда Re өзгеріс диапазонын (4000 және одан жоғары) үш ерекше салаға бөлген дұрыс.



Бірінші ерекше салада, сұйықтық ағысының жылдамдықтары салыстырмалы аз болған кезде (Рейнольдс саны да аз), тұтқыр қосалқы қабат қабырғаның бұлдырлығын толығымен жасырады, сондықтан бұлдырлық қозғалыс кедергісіне практикалық әсер етпейді. Бұл сала гидравликалық тегіс құбырлар саласы деген атау алады.

Сұйықтық қозғалысының жылдамдықтары артқан кезде (Re саны да артады) тұтқыр қосалқы қабаттың қалыңдығы жұқара бастайды және екінші ерекше салада ол арқылы бұлдыр қабырғаның бұлдыршақтары өтеді, сондықтан бұлдырлық сұйықтық қозғалысының кедергісіне әсер ете бастайды.

Үшінші ерекше салада сұйықтық ағысының жоғары жылдамдықтары кезінде (Re мәні де жоғары) ағын кедергісіне анықтаушы әсерді қабырғалардың бұлдырлығы береді.

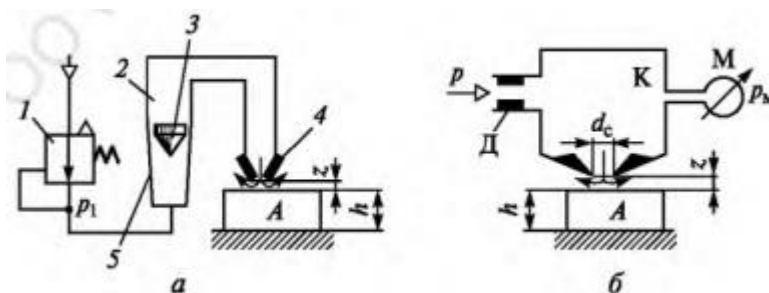
$$F_2 = K \frac{\rho v^2}{2} S,$$

Белгіленген ерекше салаларды бөлетін шекаралар айқын көрінетін сипатқа ие еместігін және тек Рейнольдс санына ғана емес, сондай-ақ қабырғалардың бұлдырлық дәрежесіне де тәуелді екендігін атап өту қажет.

Турбуленттік ағыс кезінде құбырларда өтетін үрдістерді талдағаннан кейін, барлық аталған құбылыстарды есептік тәуелділіктерде ескерудің күрделілігі айқын болады. Шынында, турбуленттік ағыстар үшін қазіргі уақытта жеткілікті қатаң және нақты теория жоқ. Сондықтан, олардың есептеу негізінде Дарси формуласы жатыр және әр түрлі эксперименталдық мәліметтер бар, олар үйкеліске су күшінің жоғалтулар коэффициентінің λ_t мәнін анықтауға мүмкіндік береді.

Осы эксперименталдық мәліметтер әр түрлі анықтамалықтарда кестелер, графиктер және эмпирикалық формулалар түрінде беріледі.

λ_t есептеуге арналған ең қарапайым эмпирикалық формулалардың бірі А.Д.Альтшул ұсынған формула болып табылады:



мұндағы, Δ - бұлдырлық бұлдырларының эквиваленттік (шартты) биіктігі.

Альтшул формуласы әмбебап болып табылады және турбуленттік ағыстың үш ерекше саласының кез келгеніне қолданылуы мүмкін. Бірақ гидравликалық тегіс құбырлар саласы үшін Блазиус формуласын қолданған дұрыс:

$$\frac{Q'}{S_T} = \frac{Q}{S_T} = \nu.$$

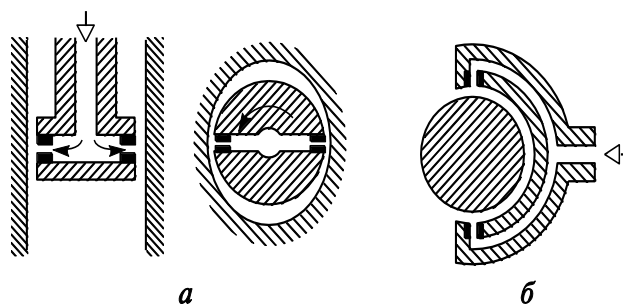
Коэффициент λ_t мәнін анықтау тәсілдерін сипаттағаннан кейін, турбуленттік ағыс кезінде су күші жоғалтуларының шығынға тәуелділігін қарастыру керек.

Алдында аталғандай, ламинарлық ағыс кезінде күшті жоғалту шығынға пропорционал түрде артады. Бұл тәуелділік 5.3 г суретте көрсетілген (0А тік сызығы). Өтпелі салада (5.3 г суреттегі

АВ) ағыстың ламинарлықтан турбуленттіге өту жүреді және кедергінің әлдебір секірісі байқалады. Әрі қарай турбуленттік ағыс кезінде жоғалтулардың барынша күрт $h_{тп}$ артуы байқалады, олардың шығынға тәуелділік дәрежесі квадраттыға жақындай түседі.

$$p_m = \frac{A}{B + S_2^2} \text{ или } p_m = f(S_2),$$

Осылайша, турбуленттік ағыстың барлық диапазонында гидравликалық күш жоғалтуларының шығынға тәуелділік қисығы квадратты парабола немесе оған жақын болады. ергілікті кедергілерге құбырлардың қысқа телімдерін жатқызады (арналар), оларда көлемі мен бағыты бойынша сұйықтық қозғалысының жылдамдықтарының өзгеруі жүреді.



Қарапайым жергілікті кедергілерді шартты түрде ағын қимасындағы өзгерістерден (кеңею, сығылу) туындаған кедергілерге және сұйықтық қозғалысы бағытының өзгеруімен байланысты кедергілер деп бөлуге болады. Бірақ жергілікті кедергілердің көпшілігі аталған жағдайлардың комбинациясы болып табылады, себебі ағынның бұрылысы оның қимасының өзгеруіне алып келуі мүмкін, ал ағынның кеңеюі (сығылуы) – сұйықтықтың тік сызықты қозғалысынан ауытқуға алып келеді (5.1 б суретті қараңыз). Оған қоса, әр түрлі гидравликалық арматура (крандар, вентильдер, клапандар және т.б.) қарапайым жергілікті кедергілердің комбинациясы болып табылады. Жергілікті кедергілерге сондай-ақ сұйықтық ағындарын бөлумен және біріктірумен байланысты құбыр желілерінің телімдерін жатқызады.

Жергілікті гидравликалық кедергілер турбуленттік сұйықтық ағыстары бар гидрожүйелердің жұмысына елеулі әсер ететіндігін естен шығармау керек. Ламинарлық ағындары бар гидрожүйелерде көптеген жағдайларда бұл күштік жоғалтулар құбырлардағы үйкеліс жоғалтуларымен салыстырғанда кішірек. Берілген тараудың аясында турбуленттік ағыс режимі кезіндегі жергілікті гидравликалық кедергілер қарастырылады.

Жергілікті кедергілердің сантүрлілігіне қарамастан, олардың көпшілігінде қозғалыс жылдамдықтарының өзгерісі құйындардың туындауына алып келеді, олар өз айналымы үшін сұйықтық ағынының энергиясын қолданады (5.1 б суреттен қараңыз). Осылайша, көптеген жергілікті кедергілердің көпшілігінде күштің гидравликалық жоғалтуларының негізгі себебі құйын түзілісі болып табылады. Практика көрсеткендей, бұл жоғалтулар сұйықтық жылдамдығының квадратына пропорционал, және оларды анықтау үшін Вейсбах формуласы пайдаланылады (3.15).

Алайда, турбуленттік сұйықтық ағындары бар машина жасау гидрожүйелерінде ішінде ламинарлық ағыстар бар жергілікті кедергілер кездесуі мүмкін. Мұндай кедергілердегі жоғалтулар бірінші дәрежедегі жылдамдыққа (және шығынға) пропорционал, яғни сызықтық сипатқа ие. Олар 5.5 тарауда қарастырылды.

ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. *Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов* Гидравлика, гидромашиналар және гидрожетектер. – М.: Машина жасау, 1982. – 423 бет.
2. *В.А.Васильченко* Ұтқыр машиналардың гидравликалық жабдықтары: Анықтамалық. – М.: Машина жасау, 1983. – 301 бет.
3. Ішкі санитарлық-техникалық құрылғылар: Жобалаушының анықтамалығы. Б. 1/ И.Г.Староверовтың редакциясымен – М.: Құрылыс баспасы, 1976. – 282 бет.
4. Іштен жану қозғалтқыштары: Поршеньді және құрама қозғалтқыштардың жүйелері / А.С.Орлиннің редакциясымен – М.: Машина жасау, 1985. – 456 бет.
5. *А.В. Дмитриевский, А.С.Тюфяков* Бензинді қозғалтқыштар. – М.: Машина жасау, 1986. – 211 бет.
6. *П.Г.Киселев* Гидравлика: Сұйықтық механикасының негіздері. – М.: Энергия, 1980. – 360 бет.
7. *Г.И.Кривченко* Гидравликалық машиналар: Турбиналар және сорғылар. – М.: Энергоатомбаспа, 1983. – 320 бет.
8. *Г.А.Мухачев, В.К.Щукин* Термодинамика және жылу берілісі. – М.: Жоғарғы мектеп, 1991. – 480 бет.
9. Термодинамика, газ динамикасының және жылу берілісінің негіздері / С.И.Исаев, Б.М.Миронов, С.И.Никитин, В.И.Хвостов. – М.: Машина жасау, 1982. – 464 бет.
10. *В.К.Свешников, А.А.Усов* Білдекті гидрожетектер: Анықтамалық. – М.: Машина жасау, 1982 – 464 бет.
11. Майлау-салқындатушы технологиялық құралдар: Анықтамалық / С.Г.Энтелис, Э.М.Берлинердің редакциясымен – М.: Машина жасау, 1986. – 351 бет.
12. Гидравлика, гидромашиналар және гидрожетектер бойынша анықтамалық құрал / Я.М.Вильнер, Я.Т.Ковалев, Б.Б.Некрасов және т.б. – Минск.: Жоғарғы мектеп, 1985. – 382 бет.
13. *С.П.Стесин, Е.А.Яковенко* Гидродинамикалық берілістер. – М.: Машина жасау, 1973. – 352 бет.
14. Жылумен қамту / В.Е.Козин, Т.А.Левина, А.П.Марков және т.б. – М.: Жоғарғы мектеп, 1980. – 408 бет.
15. *К.М.Холин, О.Ф.Никитин* Гидравлика негіздері және көлемді гидрожетектер. – М.: Машина жасау, 1989. – 264 бет.
16. *Л.В.Худобин, Е.Г.Бердичевский* Металл өндеуде майлау-салқындату құралдарын қолдану техникасы: Анықтамалық құрал. – М.: Машина жасау, 1977. – 189 бет.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	3
Бөлім I	
ГИДРАВЛИКА	
Тарау 1. Жалпы ережелер	5
1.1. Гидравликаның мәні, негізгі түсініктер мен әдістер	5
1.2. Сұйықтықта әрекет ететін күштер. Қысым	6
	234

1.3.	Сұйықтықтар мен газдардың негізгі физикалық қасиеттері .	9
1.3.1.	Тығыздық және меншікті салмақ	9
1.3.2.	Тұтқырлық	10
1.3.3.	Сығылғыштық	11
1.3.4.	Температуралық кеңею	12
1.3.5.	Бу түзілісі	12
Тарау 2.	Гидростатика	14
2.1.	Гидростатикалық қысымның қасиеттері және гидростатиканың негізгі заңы	14
2.2.	Қысымды өлшеу тәсілдері	15
2.3.	Жазық қабырғаға түсетін қысым күші	17
2.4.	Қисық сызықты қабырғаларға түсетін қысым күші. Денелердің жүзуі	19
2.5.	Сұйықтықтың салыстырмалы тыныштығы	22
Тарау 3.	Сұйықтықтың кинематикасы мен динамикасының негізгі заңдары	26
3.1.	Негізгі түсініктер мен анықтамалар	26
3.2.	Шығын. Шығын теңдігі	27
3.3.	Идеалды сұйықтықтың баяу ағысына арналған Бернулли теңдеуі	29
3.4.	Шынайы сұйықтықтың ағынына арналған Бернулли теңдеуі	32
3.5.	Бернулли теңдеуінің эксперименталды (графикалық) көрнекілігі	36
Тарау 4.	Сұйықтықтың гидродинамикалық ұқсастығы және ағыс режимдері	39
4.1.	Гидродинамикалық ұқсастық негіздері	39
4.2.	Сұйықтықтың ағыс режимдері	43
4.3.	Кавитацияланған тамшы сұйықтығының ағысы	45
Тарау 5.	Гидравликалық кедергілерде су күшін жоғалту	48
5.1.	Гидравликалық кедергілер туралы жалпы мәліметтер	48
5.2.	Дөңгелек құбырлар арқылы ламинарлық ағыс кезінде су күшін жоғалту	50
5.3.	Құбырлар арқылы турбуленттік ағыс кезінде су күшін жоғалту	52
5.4.	Жергілікті гидравликалық көрсеткіштер	55
5.5.	Рейнольдстың үлкен және кіші сандары кезіндегі жергілікті кедергілер. Барабар ұзындық әдісі	58
Тарау 6.	Сұйықтықтың ағып шығуы	61
6.1.	Жұқа қабырғадағы саңылау арқылы ағып шығу	61
6.2.	Деңгейден ағып шығу	64
6.3.	Саптамалар арқылы ағып шығу	66
6.4.	Сұйықтықтан гидравликалық құрылғылардың өту қималары арқылы ағып шығуы	69
Тарау 7.	Құбыр желілерінің гидравликалық есебі	71
7.1.	Қарапайым құбыр желілерінің есебі	71
7.2.	Қарапайым құбыр желілерінің қажет ететін су күшінің сипаттамаларын құру	73
7.3.	Қарапайым құбыр желілерінің қосылыстары	75
7.4.	Сорғылық берілісті құбыр желілері	79
7.5.	Құбыр желілеріндегі гидравликалық соққы	81

Бөлім II

ТЕРМОДИНАМИКА ЖӘНЕ ЖЫЛУ АЛМАСУ НЕГІЗДЕРІ

Тарау 8.	Термодинамика негіздері	86
8.1.	Термодинамикалық жүйе және оның күйі	86
8.2.	Жүйелердің энергетикалық сипаттамалары	88

8.3.	Жылу сыйымдылық	93
8.4.	Термодинамиканың бірінші заңы	94
8.5.	Термодинамикалық үдерістер	96
8.6.	Термодинамикалық циклдер	101
8.7.	Термодинамиканың екінші заңы	105
Тарау 9.	Машиналардың термодинамикалық циклдері (техникалық термодинамика)	108
9.1.	Машиналардың термодинамикалық циклдерін талдау ерекшеліктері	108
9.2.	Поршеньді қозғалтқыштар	109
9.3.	Газ-турбиналы қозғалтқыштар	112
9.4.	Реактивті қозғалтқыштар	113
9.5.	Бу-күштік қозғалтқыштар	117
9.6.	Тоңазытқыш қондырғылар	119
Тарау 10.	Жылу алмасу негіздері	123
10.1.	Негізгі түсініктер	123
10.2.	Жылу өткізгіштік негіздері	125
10.3.	Бір қабатты қабырға арқылы жылу өткізгіштік	126
10.4.	Конвективті жылу алмасу негіздері	129
10.5.	Бір жылу тасымалдағыштан екіншісіне тегіс қабырға арқылы жылу беру	132
10.6.	Сәулелендіру арқылы жылу алмасудың теориялық негіздері	135
 Бөлім III ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ЖҮЙЕЛЕР		
Тарау 11.	Жалпы ережелер	140
11.1.	Гидрожүйелер туралы жалпы мәліметтер	140
11.2.	Гидромашиналар, олардың жалпы жіктелімі және негізгі параметрлері	141
11.3.	Көлемді гидрожетек, әрекет ету қағидалары мен негізгі түсініктер	145
11.4.	Көлемді гидрожетектердің негізгі артықшылықтары мен кемшіліктері	148
Тарау 12.	Көлемді гидравликалық машиналар	150
12.1.	Көлемдік сорғылар туралы негізгі түсініктер	150
12.2.	Ілгері-кейінді (поршеньді) сорғылар	151
12.3.	Роторлы сорғылардың жалпы қасиеттері мен жіктелімі	155
12.4.	Тістегерішті сорғылар	156
12.5.	Тілімшекті сорғылар	158
12.6.	Роторлы-поршеньді сорғылар	160
12.7.	Сорғы мен сорғы қондырғысының сипаттамалары	164
12.8.	Көлемді гидравликалық қозғалтқыштар	167
12.8.1.	Гидроцилиндрлер	167
12.8.2.	Гидромоторлар	169
12.9.	Гидравликалық схемаларда гидромашиналарды белгілеу	170
Тарау 13.	Көлемді гидравликалық жетектерді (гидроаппараттар) басқару элементтері	172
13.1.	Негізгі терминдер, анықтамалар және параметрлер	172
13.2.	Гидродроссельдер	174
13.3.	Реттеуші гидроклапандар.....	177
13.4.	Бағыттаушы гидроклапандар	182
13.5.	Гидротаратқыштар туралы жалпы мәліметтер. Бағыттаушы гидротаратқыштар	183
13.6.	Дроссельдеуші гидротаратқыштар	186
13.7.	Электрлік басқарылатын гидротаратқыштар	188
Тарау 14.	Жұмыстық сұйықтықтар, гидрожелілер, гидросыйымдылықтар, ...	236

	сүзгілер мен жылу алмастырғыштар	192
		192
14.1.	Көлемді гидрожетектердің жұмыстық сұйықтықтары	192
14.2.	Гидрожелілер	194
14.3.	Гидробактар	198
14.4.	Гидроаккумуляторлар	199
14.5.	Жұмыстық сұйықтық салқындатқыштары	200
14.5.1.	Қатты бөлшектерді ажыратқыштар	200
14.5.2.	Жылу алмастырғыштар	204
14.6.	Тығыздаушы құрылғылар	205
Тарау 15.	Көлемді гидрожетектер	208
15.1.	Реттелмейтін және реттелетін көлемді гидрожетектер (жалпы ережелер)	208
15.2.	Дроссельдік реттелімі бар гидрожетектер	208
15.2.1.	Гидродроссель қатар қосылуы тұрған кезде жылдамдығы дроссельдік реттелетін гидрожетек.....	209
15.2.2.	Гидродроссель кезектесе қосылған кезде жылдамдығы дроссельдік реттелетін гидрожетек	210
15.3.	Көлемді (машиналық) реттелімі бар гидрожетек	212
15.4.	Көлемді-дроссельдік реттелімі бар гидрожетек	214
15.5.	Дроссельдік реттелімі бар гидрожетектерде жылдамдықты тұрақтандыру тәсілдері	215
15.6.	Бірнеше гидрокөзғалтқыштың шығыс буындарының қозғалысын үйлестіру жүйелері	217
15.7.	Бақылайтын гидрожетектер	219
Тарау 16.	Динамикалық гидромашиналар	222
16.1.	Динамикалық сорғылардың жіктелімі	222
16.2.	Ортадан тепкіш сорғылардың құрылымы және әрекет ету қағидасы	223
16.3.	Ортадан тепкіш сорғының негізгі теңдігі	225
16.4.	Ортадан тепкіш сорғының сипаттамасы.....	227
16.5.	Ортадан тепкіш сорғының пайдалы әрекет коэффициенттері	229
16.6.	Қалақты сорғылар ұқсастығының негізгі теориялары	230
16.7.	Қалақты сорғылардың сипаттамаларын қайта есептеу	233
16.8.	Қалақты сорғылардың кавитациялық есебі	234
16.9.	Үйкеліс сорғылары	235
16.9.1.	Құйынды сорғылар	236
16.9.2.	Ағыншалы сорғылар	237
16.10.	Динамикалық гидрокөзғалтқыштар (гидротурбиналар)	238
Тарау 17.	Гидродинамикалық берілістер	239
17.1.	Гидродинамикалық берілістер туралы жалпы мәліметтер ...	239
17.2.	Гидрожалғастырғыштың құрылымы және жұмыстық үдерісі	240
17.3.	Гидротрансформатордың құрылымы және жұмыстық үдерісі	243
17.4.	Механизмдер мен машиналардың гидроберілістерін жобалау кезінде ұқсастық әдістерін пайдалану	247
Тарау 18.	Гидравликалық сұйықтық беру жүйелері	252
18.1.	Сумен қамту жүйелері	252
18.2.	Металл кесуші білдектерге майлау-салқындату сұйықтарын беру жүйелері	256
18.3.	Гидравликалық суыту және қыздыру жүйелері	260
18.4.	Майлау жүйелері	263
Тарау 19.	Гидравликалық жүйелерді (гидравликалық жетектерді) есептеу негіздері	266
19.1.	Гидрожетектің қағидалық схемасын таңдау және оның элементтерін іріктеп	237

алу	266
19.2. Гидрожетекті нақтылап есептеудің жалпы әдістемесі	268
19.3. Сорғы қондырғысының сипаттамасын құрастыру	269
19.3.1. Сақтандырушы клапаны бар көлемді сорғы	269
19.3.2. Су құйғыш клапаны бар реттелмейтін көлемді сорғы ..	269
19.3.3. Беріліс реттегіші бар реттелетін көлемді сорғы	270
19.4. Гидрожетек тұтынатын қуатты анықтау	271
19.5. Құрамында гидрокөзғалтқыш бар қарапайым құбыр желісінің есебі	272
19.6. Нақтыланған есепті орындау мысалдары	274
19.6.1. Сүргілеу білдегінің гидрожетегін есептеу	274
19.6.2. Көтергіш механизмнің гидрожетегін есептеу	277
Бөлім IV	
ПНЕВМАТИКАЛЫҚ ЖҮЙЕЛЕР	
Тарау 20. Пневматикалық жүйелер туралы жалпы мәліметтер	283
20.1. Газ қозғалысының заңдары	283
20.2. Құбыр желілеріндегі газ ағысының жуықталған есебі	286
20.3. Газдың жергілікті кедергілер арқылы өтуі	287
Тарау 21. Пневможелі және жұмыстық газдың салқындатқыштары	289
21.1. Сығылған ауаны даярлау жүйесі	289
21.2. Пневможелі элементтерін монтаждауға, баптауға және пайдалануға қойылатын негізгі талаптар	298
Тарау 22. Пневматикалық машиналар	301
22.1. Компрессорлар	301
22.1.1. Динамикалық компрессорлар	301
22.1.2. Көлемді компрессорлар	303
22.1.3. Компрессорлардағы газды суыту	306
22.2. Пневматикалық қозғалтқыштар	306
22.2.1. Пневматикалық цилиндрлар	307
22.2.2. Бұрылыс пневмокөзғалтқыштары және пневмомоторлары	308
Тарау 23. Пневматикалық бақылау және басқару элементтері	311
23.1. Пневмоаппараттар	311
23.2. Пневможүйелердің логикалық элементтері	314
23.2.1. Логика алгебрасының негіздері	315
23.2.2. Қабықшалы пневматикалық элементтерде логикалық операцияларды жүргізу	317
23.2.3. Бүріккіш пневматикалық элементтерде логикалық операцияларды жүргізу	320
23.3. Өлшемдерді бақылаудың пневматикалық жүйелері.....	323
Әдебиеттер тізімі	327

Оқу басылымы

**Александр Владимирович Лепешкин,
Александр Александрович Михайлин**

Гидравликалық және пневматикалық жүйелер

Профессор Ю.А.Беленковтың редакциясымен

Оқулық

9-шы басылым, стереотиптік

Редакторы *Ж.Ж. Сыдықова*
Техникалық редакторы *Н.И.Горбачева*
Компьютерлік әрлеу: *Н.В.Соколова, В.А.Крыжко*

Корректорлар *И.В.Могилевич, Т.Д.Мирлис*

Басылым № 109103952. Баспаға 07.07.2015 қол қойылды. Форматы 60х90/16.
Офс. қағаз №1. Гарнитурасы «Таймс». Офсеттік баспа. Шартты баспа п. 21,0.
Тиражы 1 000 дана. Тапсырыс №

«Академия» Баспа орталығы» ЖШҚ. www.academia-moscow.ru
129085, Мәскеу, Мир даңғылы, 101В, 1 бет.
Тел./факс: (495) 678-0507, 616-00-29.
Санитарлық-эпидемиологиялық қорытынды № РОСС RU. АЕ51. Н 16679 | 25.05.2015.

Баспа ұсынған электрондық тасымалдаушылардан
«Саратов полиграфкомбинат» ААҚ-да басып шығарылды. www.sarpk.ru
410004, Саратов қ., Чернышевский к-сі, 59.