

FTAMP 30.17.33

Ә.Т. Жақаш¹ – негізгі автор, | ©
Р.А. Бештаева², Б.Д. Серік³



¹Техн. ғылым. канд., доцент, ²Магистр, аға оқытушы, ³Студент

ORCID

¹<https://orcid.org/0000-0001-8685-9868> ²<https://orcid.org/0009-0008-2456-9353>

³<https://orcid.org/0009-0005-8242-226X>



^{1,2,3}М.Х. Дулати атындағы Тараз өңірлік университеті,



Тараз қ., Қазақстан Республикасы



²razila-83@mail.ru

<https://doi.org/10.55956/POCF7669>

ПНЕВМОЖЕТЕКТЕГІ МЕХАНИЗМДЕРДІҢ ДИНАМИКАСЫ

Аңдатпа. Кейінгі кезде әлемде судың тапшылығы сезіле бастады. Газдың да қоры шексіз емес. Сондықтан, суды да, газды да үнемдеуге тура келеді. Бұларды үнемдеудің көптеген әдістері де белгілі. Соның бірі сұйық заттар мен газдың шығынын азайтудың жолдары болып есептеледі. Бұл азайтулар процессінің екі жолы бар: бірі эксперименталды тұрғыдан есептеу, ал екіншісі – математикалық әдістермен есептеу. Осылайша, қарастырып отырған мәселе маңызды болып табылады.

Тірек сөздер: пневможетек, гидроқозғағыштар, гидроүрлегіш, газдың үлестік көлемі, газдың абсолюттық температурасы, Лагранж теңдеуі, жұмыс қуысындағы қысым, атмосфералық қысым, адиабаталық көрсеткіш, газ тұрақтысы.



Жақаш, Ә.Т. Пневможетектегі механизмдердің динамикасы [Мәтін] / Ә.Т. Жақаш, Р.А. Бештаева, Б.Д. Серік // Механика және технологиялар / Ғылыми журнал. – 2024. – №1(83). – Б.229-238. <https://doi.org/10.55956/POCF7669>

Кіріспе. Гидравликалық механизмдердің ішінде ең көп тарағаны гидравликалық жетектер – гидроүрлегіш, гидроқозғағыштар және т.б.

Гидроүрлегіштердің негізгі жұмысы қатты денелердің механикалық энергиясын сұйықтардың механикалық энергиясына айландыру. Гидроқозғағыштардың қызметі кері, яғни сұйықтардың механикалық энергиясын қатты денелердің механикалық энергиясына айналдыру болып табылады. Бұл жетектерге тоқталып отырған себебіміз, мақаланың тақырыбына сәйкес газдың немесе сұйық заттардың шығынын есептеуде олардың қозғалысын қамтамасыз ететін осы гидрожетектер.

Пневможетектерде осы гидрожетектер сияқты газдардың құбырлармен қозғалысын қамтамасыз етеді. Пневможетекті механизмдер динамикасы есептерін шешу үшін, газдың жалпы шығынының шамасын анықтай алатын теңдеулерді білуіміз қажет. Ол үшін келесі екі шарт орындалуы тиіс. Біріншіден, газ сақталатын ыдыстардан шығатын тұрақты қысым керек, екіншіден ортаның кедергілерін ескере отырып, құбырдағы қозғалысты қарастырған жөн. Газдың шығынын есептеу сұйықтардың шығынын есептеуден өзгеше болады. Бұл жерде газдың көлемі қысым мен температураға тәуелді. Сонымен қатар, ортаның кедергісін (крандар, таратушылар) ескеретін болсақ шығынды есептеу басқаша формулаларды қолдануды қажет етеді.

Пневможетектер негізінен екіге бөлінеді: біржақты және екіжақты. Олардың қозғалысының математикалық модельдері екінші ретті дифференциалдық теңдеулермен өрнектеледі. Ол теңдеулерді шешу арқылы қажетті параметрлерді анықтауға болады [1].

Болашақта әлемде су, газ тапшылығы болатыны белгілі болып отыр. Олай болса, олардың шығынын математикалық тұрғыдан есептеу маңызды мәселе. Жұмыстың нәтижелері мәселелерді шешуге едәуір көмегі тиеді деп санаймыз.

Зерттеу шарттары мен әдістері. Газ шығынын анықтайтын теңдеулер. Пневможетегі бар динамикалық механизмді есептерді шығару үшін газдың массалық шығынын, көлем теңдеулерін білу керек. Оның екі жағдайы бар:

1) Қысқа құбыр арқылы p_0 тұрақты қысымы сақталатын контейнерден қысымы $p < p_0$ болатын ортаға газдың шығуы;

2) Газдың жергілікті кедергілерін ескере отырып, құбыр арқылы қозғалуы [2].

Екі жағдайда да газдың массалық шығыны анықталса, гидрожетек динамикасының есептерінде сұйықтықтың көлемдік шығыны анықталады. Бұл айырмашылық газ жай-күйінің теңдеуі бойынша газдың көлемі температура және қысымға айтарлықтай тәуелді болуымен байланысты.

$$pv = RT \quad (1)$$

мұнда: p – газдың абсолюттық қысымы (Н/м^2); газдың үлестік көлемі – v ($\text{м}^3/\text{кг}$); K – газдың абсолюттық температурасы; R – газдың тұрақтысы ($\text{Н}\cdot\text{м}/(\text{кг}\cdot\text{град})$).

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_0} \left(Y_k^2 - Y_k^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (2)$$

мұнда: p_0 – ағын өтетін ыдыстағы қысым; p – орта қысымы, $Y = \frac{p}{p_0}$ қысымдарының қатынасы; k – адибатаның көрсеткіші (әдеттегідей $k=1,4$); T – K -ға өтетін газдың абсолюттік температурасы; μ – шығынның коэффициенті, мәні 1-ден кіші.

μ коэффициенті әдетте тәжірибе немесе анықтамалық деректер бойынша анықталады және (2) формуласын шығару кезінде ескерілмеген факторларды ескереді.

Адиабаталық көрсеткіш $k=1,4$. Бұл k мәні үшін функциялық кестелер бар шығын функциясы.

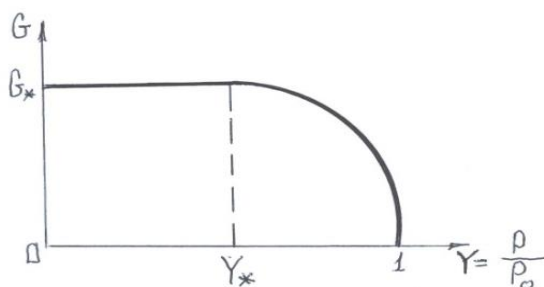
$$\varphi(Y) = \sqrt{Y_k^{\frac{2}{k}} - Y_k^{\frac{k+1}{k}}} \quad (3)$$

Газ шығынын анықтауға тәуелділік (2) G ағыны максимум болатын Y мәндерінің 1-ден Y^* мәніне дейінгі диапазонында ғана жарамды. Мағынасы осы $Y = Y^*$ критикалық деп аталады. Егер $k=1,4$ алсақ, онда $Y^*=0,528$. Формула бойынша критикалық қысым қатынасы Y^* кезінде ағын функциясы (3) $k=1,4$ мәніне ие $\varphi(Y^*)=0,2588$. Критикалық ағын $G^*k=1,4$ және $\varphi(Y^*)=0,2588$ формуласымен (2) табылды.

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{0,469}{RT_0}} \quad (4)$$

Егер қысымның қатынасы Y критикалық мәннен Y^* аз болса, онда G шығыны Y -ге тәуелді емес және оның мәні (4) формулаға сәйкес тұрақты болып қалады.

1-суретте Y қысым қатынасына байланысты G шығынының өзгеру графигі берілген. Шығын жылдамдығы қысым қатынасына тәуелсіз G^* тұрақты мәні бар шығын режимі аса критикалық деп аталады. Бұл режим Y 0-ден $Y^* \approx 0,528$ -ге дейінгі өзгерістер диапазонында сақталады. Y қатынасы өзінің критикалық мәнінен жоғарылаған сайын, (2) формулаға сәйкес өзгертін G шығыны азаяды.



Сурет 1. Y қысым қатынасына байланысты G шығынының өзгеру графигі

G шығыны Y қысым қатынастарының жоғарылауымен төмендейтін шығын режимі субкритикалық деп аталады. Бұл режим Y^* -ден 1-ге дейінгі Y өзгеру интервалында сақталады.

(2) формулада μ ағынының коэффициентінің болуы, әдетте эксперименттік деректерден анықталады және тек шектеулі дәлдікпен белгілі деп санауға болады, яғни "дәл" формуланың орнына (2) қарапайым қатынастар қолдануға мүмкіндік береді.

Мысалы, 3%-дан аспайтын қателік беретін формуланы қолдануға болады:

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2}{RT_0} Y(1 - Y)} \quad (5)$$

Осы формула бойынша қысым қатынасының критикалық мәні $Y^* = 0,5$, ал $Y=0$ -ден $Y^*=0,5$ -ке дейінгі аралықта тұрақты болып қалатын G^* критикалық шығыны:

$$G_* = \mu f p_0 \sqrt{\frac{0,5}{RT_0}} \quad (6)$$

Газдың құбыр арқылы қозғалу кезіндегі шығынына қатынаспен анықталады:

$$G = p_1 f_m \sqrt{\frac{1 - Y^2}{2RT(\xi - \ln Y)}} \quad (7)$$

мұндағы: p_1 – құбырдың кіріс қимасындағы қысым; f_t – құбырдың өту қимасының ауданы; ξ – қарсылық коэффициенті.

Қарсылық коэффициенті эксперименттік жолмен немесе формула бойынша анықталады.

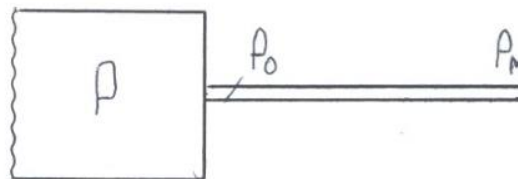
$$\xi = \frac{1}{2} \lambda_m \frac{l_m}{d_m} \quad (8)$$

мұндағы: l_m – құбырдың ұзындығы мен d_m – диаметрі; λ_m – құбырдағы ауаның үйкеліс коэффициенті, оны бірінші жуықтауда 0,02/0,03-ке тең деп қабылдауға болады.

Егер ξ қарсылық коэффициентімен салыстырғанда $\ln Y$ шамасын елемеуге болатын болса, онда (7) формуласы жеңілдетіліп, мына форманы алады:

$$G = p_1 f_m \sqrt{\frac{1-Y^2}{2RT\xi}} \quad (9)$$

Жергілікті кедергіден (кран, таратқыш және т.б.) өтуі мүмкін ағын жылдамдығы (2) немесе (5) формуласымен анықталады, ал шығын коэффициенті μ тәжірибе арқылы немесе анықтамалық деректерден табылады. Дегенмен, іс жүзінде әрбір жергілікті кедергінің әрекетін құбыр ұзындығының эквивалентті қимасымен ауыстыру ыңғайлырақ. Құбырдың баламалы ұзындығы $l_{mэ}$, құбыр диаметріне d_m және жергілікті кедергі түріне байланысты. Мысалы, дистрибьютор үшін $l_{mэ}=4/5$ м $d_m=0,006$ м және $l_{mэ}=12/14$ м $d_m = 0,026$ м. Барлық жергілікті кедергілерді ескере отырып, эквивалентті құбырдың жалпы ұзындығын анықтағаннан кейін, тұрақты қысым p_m сақталатын контейнерден, эквивалентті құбырдан және пневматикалық цилиндрдің жұмыс қуысынан тұратын жүйеде ауа ағынының жылдамдығын табуға болады (2-сурет). p_m компрессордан немесе қабылдағыш деп аталатын аралық ыдыстан ауа өтетін магистральдық желінің қысымына тең. Құбырдың соңында қысым p_0 , ал пневматикалық цилиндрдің жұмыс қуысында – p .



Сурет 2. Пневмоцилиндрдің сұлбасы

Ауа ағынының үздіксіздігі шартынан құбыр арқылы қозғалу кезіндегі ағын жылдамдығы, пневматикалық цилиндрдің жұмыс қуысына ағу кезіндегі ағынның жылдамдығына тең. Бұл шарт (2) немесе (7) формулалар бойынша немесе (5) және (9) жуық формулалар бойынша шығындардың теңдігімен өрнектеледі.

Субкритикалық режим үшін:

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2}{RT} \frac{p}{p_0} \left(1 - \frac{p}{p_0}\right)} = p_M f_T \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_0}{p_M}\right)^2}{2RT\xi}} \quad (10)$$

мұндағы $T = T_0 = T_M$ – құбыр өткізгіште де, пневматикалық цилиндрдің жұмыс қуысында да тұрақты деп есептелетін абсолютті ауа температурасы, ξ ұзындығы (8) формуласы бойынша эквивалентті құбыр өткізгіш үшін анықталатын кедергі коэффициенті.

(10) теңдеуінен p_M және p берілген мәндері арқылы p_0 қысымын квадрат теңдеуді шешу арқылы табуға болады.

$$p_0^2 + \frac{4\mu^2 \xi f^2}{f_T^2} p p_0 - \frac{4\mu^2 \xi f^2}{f_T^2} p^2 - p_M^2 = 0 \quad (11)$$

Содан кейін p_M және p қысымына сәйкес ауа ағынын табамыз. Бірақ G ағынының бұл әдісі айтарлықтай ауыр, сондықтан массаларды, күштерді азайту әдісіне ұқсас төмендетілген ағын коэффициенттері әдісін қолданған жөн.

Ағынның төмендетілген коэффициенті μ_n (10) теңдеуден анықталған G жалпы шығын жылдамдығының (2) немесе (4) формуласы арқылы есептелген шартты ағын жылдамдығына қатынасы.

$k=1,4$ кезіндегі субкритикалық режим үшін:

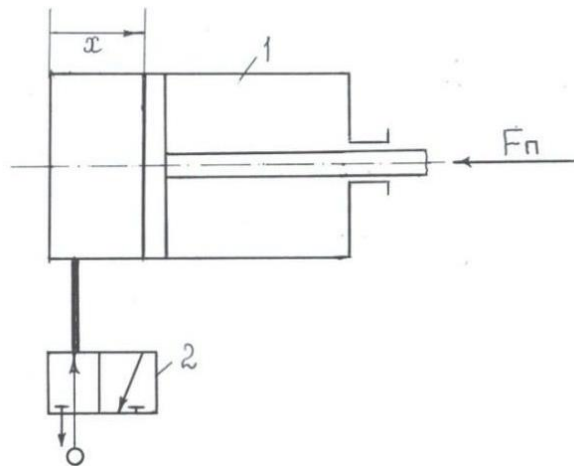
$$\mu_n = \frac{G}{f p_M \sqrt{\frac{7}{RT_M} \varphi\left(\frac{p}{p_M}\right)}} \quad (12)$$

мұндағы $\varphi\left(\frac{p}{p_M}\right)$ – кестелерден анықталған ағын функциясы.

(5) формуланы жуықтап алғанда:

$$\mu_n = \frac{G}{f p_M \sqrt{\frac{2}{RT_M p_M} \left(1 - \frac{p}{p_M}\right)}} \quad (13)$$

Зерттеу нәтижелері және оларды талқылау. Бір жақты пневматикалық жетектердің динамикасы. Бір жақты пневматикалық жетекте 1 пневматикалық цилиндрдің поршені алға жүріс кезінде сығылған ауаның әсерінен қозғалады. Кері жүріс серіппенің немесе ауырлық күшінің әсерінен (пневматикалық цилиндрдің тік орналасуымен) пайда болады. Екі позициялы үш сызықты дистрибьютор пневматикалық цилиндрдің жұмыс қуысын сығылған ауа желісімен немесе атмосферамен кезектестіру үшін қызмет етеді. Таратушы үш сызықты деп аталады, себебі оның негізгі сызықтан қосылған үш желісі бар (шенбермен көрсетілген, нүктемен), атмосфераға (үшбұрышқа) және пневматикалық цилиндрге [3]. Таратушының көрсетілген күйінде пневматикалық цилиндрдің жұмыс қуысы негізгі желіге, екінші позицияда – атмосфераға қосылады. Дистрибьютордың әрекетін екінші позицияда елестету үшін біз барлық үш жолды орнында қалдырып, оң жақ шаршыны сол жақтың орнына ойша жылжытуымыз керек.



Сурет 3. Бір жақты пневмо жетектің схемасы.

Айнымалы азайған поршеньдік массасы m_0 жетектің қозғалыс теңдеуін екінші текті Лагранж теңдеуі түрінде жазуға болады.

$$m_n \ddot{x} + \frac{x^2}{2} \frac{dm_n}{dx} = S(p - p_a), -F_n \quad (14)$$

мұндағы: x – поршень координатасы; S – жұмыс қуысының бүйіріндегі поршень ауданы; p – жұмыс қуысындағы қысым; p_a – атмосфералық қысым; F_n – түсірілген қарсылық күшінің шамасы [4].

(14) теңдеуді шеше білу үшін қысымның p механизмнің тұрақты және айнымалы параметрлеріне тәуелділігін орнату қажет. Бұл тәуелділік жылу балансының теңдеуі немесе энергия теңдеуі деп аталатын теңдеуден алынады

$$kRT_M G_M dt = kpS \dot{x} dt + xS dp \quad (15)$$

мұндағы: k – адиабаталық көрсеткіш; R – газ тұрақтысы; T_M – желідегі абсолютті ауа температурасы; G_M – желіден келетін ауа ағынының жылдамдығы.

(15) теңдеуінің сол жағы сығылған ауамен жүйеге түсетін энергияның мөлшерін береді. (15) теңдеудің оң жағындағы бірінші мүшесі ішкі энергияның өзгеруін көрсетеді, ал екінші мүшесі – сыртқы жұмысқа тең.

Поршеньнің қозғалыс заңын анықтау үшін (15) теңдеу әдетте уақытқа қатысты қысымның туындысына қатысты шешіледі

$$\dot{p} = \frac{k}{x} \left(\frac{G_M R T_M}{S} - p \dot{x} \right) \quad (16)$$

Сонымен қатар, ағынның жылдамдығы G_M суперкритикалық режим үшін (4) формуламен анықталады, яғни қысымның $p=0$ -ден $p=0,528 p_M$ -ге дейін өзгеру диапазонында, мұндағы p_M – желідегі ауа қысымы. Бұл формулада $T_0 = T_M$, $p_0 = p_M$, f – ауа өтетін құбырдың ағынының учаскесі пневматикалық цилиндрдің жұмыс қуысына кіреді және μ коэффициенті төмендетілген тұтыну коэффициентіне тең қабылданады.

$$G_M = \mu_n f p_M \sqrt{\frac{0,469}{RT_M}} \quad (17)$$

Субкритикалық режим үшін, яғни $p = 0,528 p_M$ -ден $p = p_M$ -ге дейінгі қысым диапазонында ағынның жылдамдығы G_M (2) формуласымен анықталады, ол (3) формуланы ескере отырып $k=1,4$ кезінде $\mu = \mu_n$ және $T_0=T_M$.

$$G_M = \mu_n f p_M \sqrt{\frac{7}{RT_M} \varphi\left(\frac{p}{p_M}\right)} \quad (18)$$

мұндағы (p/p_M) ағын функциясы анықтамалық кестелерден табылады. Сондай-ақ шамамен (5) ұқсас формуланы қолдануға болады.

$$G_M = \mu_n f p_M \sqrt{\frac{2}{RT_M} \frac{p}{p_M} \left(1 - \frac{p}{p_M}\right)} \quad (19)$$

(17) немесе (19) формуласынан G_M шығынын (16) теңдеулерге ауыстырғаннан кейін екі сызықты емес дифференциалдық теңдеулер жүйесін (14) және (16) аламыз, олардан $x=x(t)$ белгісіздерді табуға болады және $p=p(t)$. Бұл жүйенің шешімі сандық әдістер арқылы табылады.

Қозғалыссыз поршеньнің тепе-теңдік шарты бойынша, қозғалыс басталғандағы қысымды табамыз.

$$p_d = p_a + \frac{F_n}{S} \quad (20)$$

Қысымның бастапқы шартынан ұлғаятын уақытты табу үшін, яғни $p=p_n$ $p=p_d$ -ға дейін, $x=0$ шартындағы теңдеу қолданылады 1-15 формула

$$kRT_M G_M dt = x_0 S dp \quad (21)$$

Бұл формулада x_0 -поршеньнің бастапқы позициясындағы x координатасының мағынасы.

Суперкритикалық режимде G_M шығыны (17) субкритикалық режимде (18) немесе (19) формуламен анықталады. Егер $p_d > 0,528 p_M$ -нен кіші болса, жұмыс қуысын толтыру барысында қозғалыссыз поршеньде тек суперкритикалық режим болады.

$K=1,4$ кезіндегі суперкритикалық режимдегі теңдеу интегралданады (21)

$$t_n = \frac{x_0 S}{\mu_n f \sqrt{RT_M}} \left(\frac{p_d}{p_M} - \frac{p_n}{p_d} \right) \quad (22)$$

Егер де қысымның бастапқы және соңғы мағынасы критикалықтан үлкен болса, яғни $p_n > 0,528 p_M$ және $p_d > 0,528 p_M$, онда ағым режимі субкритикалық болады, және (19) G_M -ді қойған кездегі (21) формула

$$dt = \frac{x_0 S}{2\mu_n f \sqrt{RT_M}} \frac{dp}{\sqrt{p p_M - p^2}} \quad (23)$$

Теңдеуді интегралдағаннан кейін

$$t_n = \frac{-x_0 S}{2\mu_n f \sqrt{RT_M}} \left[\arcsin \left(\frac{2p_n}{p_m} - 1 \right) - \arcsin \left(\frac{2p_d}{p_m} - 1 \right) \right] \quad (24)$$

Егер $p < 0,528p_m$, ал $p_d > 0,528p_m$ болса, онда t_n 2 шарттан тұрады, біріншісі суперкритикалық режимге, екіншісі субкритикалық режимге сәйкес келеді.

$$t_n = \frac{x_0 S}{2\mu_n f \sqrt{RT_M}} \left[0,528 - \frac{p_n}{p_m} - \frac{1}{2} \arcsin 0,056 + \frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{2p_d}{p_m} - 1 \right) \right] \quad (25)$$

Поршеннің кері жүрісі басталмас бұрын, ауа жұмыс қуысынан ондағы қысым p_e серіппе гравитация әсерінен пайда болған қысым p_n -ға тең болмайынша ағып кетеді.

Босату уақыты жылу балансының теңдеуін интегралдау арқылы да табылады. Ол теңдеуден сыртқа шығатын ауа мөлшерінің дифференциалының алдындағы минус белгісімен ерекшеленеді:

$$-kRT_e G_e dt = x_k S dp_e, \quad (26)$$

мұндағы: T_e – шығатын ауаның температурасы; x_k – x координатасының бастапқы мәні; G_e – формулалар арқылы шыққан шығынның мәні (17) және (18) немесе (19) шығыс режиміне байланысты.

Суперкритикалық режим үшін:

$$G_e = \mu_{ne} f_e p_e \sqrt{\frac{0,469}{RT_e}}, \quad (27)$$

мұндағы: μ_{ne} – пневматикалық цилиндрдің қуысын босатуға арналған келтірілген шығын коэффициенті; T_e – шығатын ауаның абсолютті температурасы; f_e – шығу тесігінен өтетін қиманың ауданы.

Егер атмосфералық қысымның оны босату кезіндегі пневматикалық цилиндрдің қуысындағы қысымға қатынасын Z деп белгілесек, яғни

$$Z = \frac{p_a}{p_e} \quad (28)$$

онда қысымның критикалық қатынасы $Z_* = 0,528$ тең. Олай болса, (27) теңдік орындалады. Егер қысымның бастапқы мәні $p_e = p_k$ және соңғы мәні $p_e = p_k$ болса, онда олардың мәні $\frac{p_a}{0,528}$ қатынасынан үлкен болады.

Егер $p_e = p_k$ және $p_e = p_k$ қысымдарының мәндері $\frac{p_a}{0,528}$ қатынасынан кіші болса, онда ағын режимі критикалық шамадан төмен болады, ол G_e шығыны төмендегі формуламен анықталады.

$$G_e = \mu_{ne} f_e p_e \sqrt{\frac{7}{RT_e} \varphi \left(\frac{p_a}{p_e} \right)} \quad (29)$$

немесе жуықтау формуласы төмендегідей

$$G_6 = \mu_{нс} f_6 \rho_6 \sqrt{\frac{2}{RT_6} \frac{p_a}{p_6} \left(1 - \frac{p_a}{p_6}\right)} \quad (30)$$

Қорыта айтсақ, егер $p_k > \frac{p_a}{0,528}$ болса, ал $p_n < \frac{p_a}{0,528}$ болса, онда алдымен критикалық режимнің төменгі жағы орындалады, ал одан кейін критикалық режим үсті жағында болады.

Толтыру процесінен айырмашылығы, босату кезінде ауа ағынының жылдамдығы G_6 суперкритикалық режимдегі қысымның өзгермелілігіне байланысты айнымалы болып шығатынын ескеру керек.

Қорытынды. Газ бен сұйық заттар адамның күнделікті қолданысында жүрген құралдарда, бізді қоршап тұрған механизмдерде болады: жанармай өндіру, коммуналдық техникалар және т.б. Өкінішке орай бұл табиғи заттардың қоры шексіз емес. Біз олардан толық бас тарта алмаймыз, тек қана оның шығынын азайту жолдарын қарастыруымыз керек. Оған қарастырылып отырған жүйедегі кейбір параметрлерді оңтайлы жобалау үшін математикалық модельдеу арқылы қол жеткізе аламыз.

Жұмыста бір жақты пневможетектердің қозғалысы қарастырылған. Пневможетектерде осы гидрожетектер сияқты газдардың құбырлармен қозғалысы қамтамасыз етіледі. Пневможетекті механизмдер динамикасы есептерін шешу үшін, газдың жалпы шығынының шамасын анықтай алатын теңдеулерді білуіміз қажет. Ол үшін келесі екі шарт орындалуы қажет. Біріншіден, газ сақталатын ыдыстардан шығатын тұрақты қысым керек, екіншіден ортаның кедергілерін ескере отырып, құбырдағы қозғалысты қарастыру қажет. Газдың шығынын есептеу сұйықтардың шығынын есептеуден өзгеше келеді. Бұл жерде газдың көлемі қысым мен температураға тәуелді. Сонымен қатар, ортаның кедергісін (крандар, таратушылар) ескеретін шығынды есептеу үшін қажетті теңдеулерді қарастырдық.

G_M, G_B шығындарының мәндері мен T_B абсолюттік температураның (16) теңдеуге қойсақ, екі дифференциалдық теңдеулерді аламыз. Олардан

$$x = x(t), p = p(t) \text{ белгісіздерін анықтай аламыз.}$$

Әдебиеттер тізімі

1. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин [Текст] / Н.И.Левитский. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
2. Яблонский, А.А. Курс теоритической механики, часть 2 [Текст] / А.А. Яблонский. – М.: Высшая школа, 1977. – 530 с.
3. Герц, Е.Б. Динамика пневматических приводов машин-автоматов [Текст] / Е.Б. Герц, Г.В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1964. – 328 с.
4. Матвеев, Н.М. Методы интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений [Текст] / Н.М. Матвеев. – М.: Высшая школа, 1974. – 768 с.

Материал редакцияға 08.12.23 түсті.

А.Т. Жакаш¹, Р.А. Бештаева¹, Б.Д. Серик¹

¹Таразский региональный университет имени М.Х. Дулати, г.Тараз, Казахстан

ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ НА ПНЕВМОПРИВОДЕ

Аннотация. В последнее время в мире ощущается нехватка воды. Запасы газа также не безграничны. Поэтому приходится экономить и воду, и газ. Есть много

способов это сделать. Одним из них является снижение расхода жидких веществ и газа. Можно сказать, что процесс этих сокращений имеет две пути. Первое – экспериментальное исчисление, второе – математическое. В этой связи рассматриваемый вопрос является важным.

Ключевые слова: пневмопривод, гидрозатвор, удельный объем газа, абсолютная температура, среднее давление газа, уравнение Лагранжа, давление в рабочей силе, атмосферное давление, адиабатический показатель, газостабильность.

A.T. Zhakash¹, R.A. Beshtaeva¹, B.D. Serik¹

¹*M.Kh. Dulaty Taraz Regional University, Taraz, Kazakhstan*

DYNAMICS OF MECHANISMS ON PNEUMATIC DRIVE

Abstract. Recently, there has been a shortage of water in the world. Gas reserves are not unlimited. Therefore, you have to save both water and gas. There are many ways to save them. One of them is to reduce the consumption of liquid substances and gas. We can say that the process of these reductions has two ways. The first is experimental calculus, the second is mathematical. In this case, the issue in question is important.

Keywords: pneumatic actuator, hydraulic lock, specific volume of gas, absolute temperature, average gas pressure, Lagrange equation, pressure in working force, atmospheric pressure, adiabatic index, gas stability.

References

1. Levitsky, N.I. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. – Moscow: Science, 1979. – 576 p. [in Russian].
2. Yablonsky, A.A. Kurs teoreticheskoy mekhaniki, chast' 2 [Course in theoretical mechanics, part 2]. – Moscow: Higher School, 1977. – 530 p. [in Russian].
3. Hertz, E.B., Kreinin, G.V. Dinamika pnevmaticheskikh privodov mashin-avtomatov [Dynamics of pneumatic drives of automatic machines]. – Moscow: Mechanical engineering, 1964. – 328 p. [in Russian].
4. Matveev, N.M. Metody integratsii obyknovennykh differentsial'nykh uravneniy [Methods of integration of ordinary differential equations]. – Moscow: Higher School, 1974. – 768 p. [in Russian].