Код МРНТИ 55.39.39

Д. Д. Басканбаева[1], К. К. Елемесов[1], *Е. Е. Сарыбаев[1], С. М. Аппазова[2]
[1]Satbayev University (Алматы қ., Қазақстан),
[2]Қорқыт Ата атындағы Қызылорда университеті (Қызылорда қ., Қазақстан)

МАЙМЕН ТОЛТЫРЫЛҒАН БҰРАНДАЛЫ КОМПРЕССОРДАҒЫ ЖЫЛУ-МАССА АЛМАСУ ЖӘНЕ КОНДЕНСАЦИЯНЫ МОДЕЛЬДЕУ

Аңдатпа. Жұмыста маймен толтырылған бұрандалы компрессорда ылғалды газды сығу кезіндегі жылу-масса алмасу процестері қарастырылады. Зерттеудің өзектілігі тау-кен саласында компрессорлардың кең қолданылуымен және су буы бар газдар үшін энергетикалық есептердің дәлдігін арттыру қажеттілігімен байланысты. Мақсат – конденсацияның жылулық режимге және сығу тиімділігіне әсерін ескеретін математикалық модель құру. Модель айнымалы көлемдегі процестің термогазодинамикалық сипаттамасына негізделген, масса мен энергия теңдеулерін, маймен жылу алмасуды және жасырын жылу бөлінуін қамтиды. 30–80% ылғалдылықта жүргізілген есептеулер сығу температурасы мен меншікті жұмыстың төмендейтінін көрсетті. 70% ылғалдылықта меншікті жұмыс шамамен 5%-ға азаяды.
Түйінді сөздер: *бұрандалы компрессор, ылғалды газ, су буының конденсациясы, жылу-масса алмасу, математикалық модельдеу, энергия тиімділігі.*

Modeling of heat and mass transfer and condensation in an oil-injected screw compressor

Abstract. The paper examines heat and mass transfer processes during the compression of humid gas in an oil-injected screw compressor. The study is relevant due to the widespread use of compressors in the oil and gas industry and the need to improve the accuracy of energy performance calculations for gases containing water vapor. The aim is to develop a mathematical model that accounts for moisture condensation effects on the thermal regime and compression efficiency. The model is based on a thermogasdynamic description of a variable-volume process and includes mass and energy balance equations, considering heat transfer with injected oil and latent heat release. Numerical simulations at 30–80% humidity showed a decrease in discharge temperature and specific work. At about 70% humidity, the specific work decreases by approximately 5%.
Key words: *screw compressor, humid gas, water vapor condensation, heat and mass transfer, mathematical modeling, energy efficiency.*

Моделирование тепломассообмена и конденсации в маслозаполненном винтовом компрессоре

Аннотация. В работе рассматриваются тепло-массообменные процессы при сжатии влажного газа в маслозаполненном винтовом компрессоре. Актуальность исследования связана с широким применением компрессоров в горной промышленности и необходимостью повышения точности расчета их энергетических характеристик при работе с газами, содержащими водяной пар. Целью является разработка математической модели, учитывающей влияние конденсации на тепловой режим и эффективность сжатия. Модель основана на термогазодинамическом описании процесса в переменном объеме и включает уравнения сохранения массы и энергии с учетом теплообмена с впрыскиваемым маслом и выделения скрытой теплоты. Расчеты, проведенные при влажности 30–80%, показали снижение температуры сжатия и удельной работы. При влажности 70% удельная работа уменьшается примерно на 5%.
Ключевые слова: *винтовой компрессор, влажный газ, конденсация водяного пара, тепломассообмен, математическое моделирование, энергоэффективность.*

Кіріспе

Өнеркәсіптік жабдықтардың энергия тиімділігіне қойылатын талаптардың артуы компрессорлық қондырғылардың жұмысын жетілдіру мәселесін өзекті етеді. Компрессорлар мұнай-газ, энергетика және тау-кен өнеркәсібінде кеңінен қолданылады, ал олардың энергия тұтынуы өндірістік шығындардың елеулі бөлігін құрайды [1–2].

Бұрандалы компрессорлар жоғары сенімділігімен және тұрақты жұмысымен ерекшеленеді. Маймен толтырылған компрессорларда май бүрку саңылауларды тығыздауды, салқындатуды және тозуды азайтуды қамтамасыз етеді [3–5]. Алайда нақты пайдалану жағдайларында компрессорлар құрамында ылғалы бар газдармен жұмыс істейді. Газды сығу кезінде температура мен қысымның өзгеруі су буының конденсациясына әкелуі мүмкін, бұл компрессордың температуралық режимі мен энергетикалық көрсеткіштеріне әсер етеді [6–7].

Қазіргі математикалық модельдердің көпшілігі газ бен май арасындағы жылу алмасуды және фазалық ауысуларды толық ескермейді [8–11]. Сонымен қатар, тау-кен және байыту кәсіпорындарында компрессорлық жабдық пневматикалық тасымалдау, желдету және технологиялық газдарды беру жүйелерінде кеңінен қолданылады. Сондықтан ылғалды газды сығу кезінде жүретін жылу-масса алмасу мен конденсация үдерістерін ескеретін модельдерді әзірлеу компрессорлық жүйелердің энергия тиімділігін арттыру үшін маңызды болып табылады [12].

Жұмыстың мақсаты – конденсацияның жылулық режимге және сығу тиімділігіне әсерін ескеретін математикалық модель құру.

Әдістер мен материалдар

Жұмыста маймен толтырылған бұрандалы компрессорда ылғалды газды сығу кезіндегі жылу-масса алмасу үдерістерін зерттеуге арналған математикалық модель әзірленді. Модельде газ, май және конденсацияланатын ылғал арасындағы өзара әсер ескерілді. Зерттеудің негізгі мақсаты – су буының конденсациясының компрессордың температуралық режимі мен энергетикалық көрсеткіштеріне әсерін бағалау.

Зерттеу нысаны ретінде өнеркәсіптік компрессорлық жүйелерде қолданылатын маймен толтырылған бұрандалы компрессор қарастырылды. Жұмыс ортасы ретінде құрамында су буы бар газ қоспасы қабылданды. Май салқындату, тығыздау және жылу алмасу функцияларын атқарды.

Математикалық модель басқарылатын көлем үшін масса және энергия сақталу теңдеулеріне негізделді.

Ұсынылған математикалық модель жұмыс камерасындағы газ қоспасының массасының, температурасының және қысымының уақыт бойынша өзгеруін сипаттайтын өзара байланысқан теңдеулер жүйесінен тұрады. Модель масса сақталу теңдеуін (1), энергия теңдеуін (6), конденсация шартын (4–5), күй теңдеуін (9) және жұмыс камерасы көлемінің өзгеру заңын (10) қамтиды.

Газ фазасы үшін масса балансы 1-ші формула түрінде жазылады:

$$\frac{dm_g}{dt} = m_{in} - m_{out} - m_{cond}, \qquad (1)$$

мұндағы m_g – жұмыс камерасындағы газ қоспасының массасы;

m_{in} және m_{out} – басқарылатын көлемге кіретін және шығатын газдың массалық шығындары;

m_{cond} – су буының конденсациялану жылдамдығы.

Соңғы мүше қанығу шарттарына жеткен кезде су буының бір бөлігінің газ фазасынан сұйық фазаға ауысуын сипаттайды.

Газ құрамындағы су буының массалық үлесі 2-ші қатынас арқылы анықталды:

$$Y_V = \frac{m_V}{m_g}, \qquad (2)$$

мұндағы m_v – газ қоспасындағы су буының массасы.

Газдағы су буының қысымы 3-ші формуламен анықталды:

$$p_V = Y_V \cdot p, \qquad (3)$$

мұндағы p – жұмыс камерасындағы газ қоспасының ағымдағы қысымы. Конденсацияның басталу шарты 4-ші теңдікпен қабылданды:

$$p_V \geq p_{sat}(T), \qquad (4)$$

мұндағы $p_{sat}(T) - T$ температурадағы қаныққан су буының қысымы. Бұл шарт орындалған кезде су буының бір бөлігі сұйық фазаға өтеді.

Модельде конденсация жылдамдығы жуықталған тәуелділік бойынша бағаланды (5-ші формула):

$$m_{cond} = k_c(p_V - p_{sat}(T)), \qquad (5)$$

мұндағы k_c – конденсация қарқындылығының эмпирикалық коэффициенті, ол эксперименттік деректер мен компрессордың жұмыс камерасындағы жылу және масса алмасудың тән жағдайлары негізінде анықталады.

Жүйенің энергетикалық балансы газ бен май арасындағы жылу алмасумен байланысты жылулық әсерлерді, сондай-ақ конденсация кезінде бөлінетін жасырын жылуды ескере отырып жазылды. Энергетикалық баланс 6-шы теңдеу түрінде көрсетуге болады:

$$\frac{d}{dt}(m_g c_{pg} T) = Q_{gm} + Q_{cond} - p\frac{dV}{dt}, \qquad (6)$$

мұндағы c_{pg} – тұрақты қысым кезіндегі газ қоспасының меншікті жылу сыйымдылығы;

T – газ температурасы;

V – жұмыс камерасының ағымдағы көлемі;

$p\frac{dV}{dt}$ – мүшесі роторлардың айналуы барысында газды сығу жұмысын сипаттайды.

Газ бен май арасындағы жылу алмасу 7-ші өрнекпен сипатталды:

$$Q_{gm} = \alpha_{gm} \cdot A_{gm}(T_m - T), \qquad (7)$$

мұндағы α_{gm} – газ бен май арасындағы жылу беру коэффициенті;

A_{gm} – жылу алмасудың тиімді ауданы;

T_m – май температурасы.

Бұл мүше бүркілген майдың қарқынды салқындату әсерін сипаттайды, ол сығу үдерісінің температуралық режиміне елеулі ықпал етеді.

Су буының конденсациясымен байланысты жылулық әсер жасырын жылудың бөлінуі арқылы ескерілді, 8-ші формуламен:

$$Q_{cond} = r \cdot m_{cond}, \qquad (8)$$

мұндағы r – су буының конденсациясының меншікті жасырын жылуы.

Бұл мүше жүйенің жылулық құрамын арттырады және сығу үдерісінің соңындағы газдың соңғы температурасына әсер етеді.

Жұмыс камерасындағы қысымның өзгеруі газ қоспасының күй теңдеуі арқылы 9-шы формуламен анықталды:

$$pV = m_g \cdot R \cdot T, \qquad (9)$$

мұндағы R – газ қоспасының газ тұрақтысы.

Осы жұмыста газ ауа мен су буының идеал қоспасы ретінде қарастырылды, бұл қарастырылып отырған қысым мен температура диапазондары үшін рұқсат етілген жуықтау болып табылады.

Жұмыс камерасының көлемі бұрандалы роторлардың айналу кинематикасына сәйкес уақыт бойынша өзгеріп отырды. Есептеулерді жеңілдету үшін көлемнің өзгеруі аналитикалық тәуелділікпен сипатталды (10 формула):

$$V(t) = V_{max} - (V_{max} - V_{min}) \cdot \frac{t}{t_c}, \qquad (10)$$

мұндағы V_{max} және V_{min} – жұмыс камерасының максималды және минималды көлемдері;

t_c – бір сығу циклының уақыты.

Мұндай жуықтау роторлардың геометриясын егжей-тегжейлі модельдеусіз-ақ сығу үдерісінде көлемнің азаюының негізгі тенденциясын дұрыс сипаттауға мүмкіндік береді.

Компрессордың энергетикалық тиімділігін бағалау үшін сығудың меншікті жұмысы көрсеткіші қолданылды, ол 11-шы формуламен анықталады:

$$L = \int P dV. \qquad (11)$$

Берілген өрнекті цикл уақыты бойынша сандық интегралдау арқылы қарастырылып отырған жағдайларда газды сығуға жұмсалатын жұмысты анықтауға болады. Үдерістің тиімділігі алынған сығу жұмысын теориялық изотермиялық жұмысымен салыстыру арқылы бағаланды (12-ші формула).

$$L_{iso} = m_g RT \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \qquad (12)$$

мұндағы p_1 және p_2 – газдың бастапқы және соңғы қысымы.

Осылайша, әзірленген математикалық модель масса және энергия сақталу теңдеулерін, газ қоспасының күй теңдеуін, конденсация шартын және газ бен май арасындағы жылу алмасуды қамтиды. Модель жұмыс камера-

сындағы қысымның, температураның және ылғал мөлшерінің өзгеруін уақыт бойынша анықтауға мүмкіндік береді.

Есептік теңдеулер жүйесі уақыт бойынша қадамдық интегралдау әдісін қолдану арқылы сандық түрде шешілді. Интегралдау қадамы газ параметрлерінің өзгерісін және конденсацияның басталу сәтін дұрыс сипаттай алатындай етіп таңдалды. Әрбір уақыт қадамында қысым, температура, су буының массалық үлесі және түзілетін сұйық фазаның мөлшері анықталды.

Модельді тексеру үшін зертханалық бұрандалы компрессор қондырғысында алынған эксперименттік деректер пайдаланылды. Қондырғы компрессор кірісі мен шығысындағы қысым мен температураны, газ шығынын және май температурасын өлшеуге мүмкіндік берді. Газдың салыстырмалы ылғалдылығы 30–80 % аралығында өзгертілді. Эксперимент нәтижелері модель параметрлерін калибрлеу және есептеу нәтижелерін салыстыру үшін қолданылды.

Ұсынылған әдістеме күрделі үшөлшемді CFD-модельдерді қолданбай-ақ ылғалды газды сығу кезінде жүретін негізгі жылу-масса алмасу және конденсация үдерістерін бағалауға мүмкіндік береді.

Нәтижелер және талқылау

Жүргізілген есептеулер мен математикалық модельдеу нәтижелерін эксперименттік өлшеулермен салыстыру ылғалды газды сығу кезінде маймен толтырылған бұрандалы компрессордың жылулық режимі мен энергетикалық сипаттамаларына су буының конденсациясының әсерін сандық тұрғыда бағалауға мүмкіндік берді. Зерттеу бастапқы қысымдар диапазонында $p_1 = 0{,}1–0{,}12$ МПа, соңғы қысым $p_2 = 0{,}7–0{,}8$ МПа және газдың бастапқы температурасы $T_1 = 293–298$ К болған жағдайда жүргізілді, бұл кен өндіру және байыту процестерінде қолданылатын технологиялық газдарды дайындау жүйелеріндегі компрессорлық қондырғылардың типтік пайдалану шарттарына сәйкес келеді. Кірістегі салыстырмалы ылғалдылық 30–80% аралығында өзгертілді, бұл ылғал мөлшерінің сығу үдерісіне әсерін бағалауға мүмкіндік берді.

Талдаудың бірінші кезеңінде компрессордың жұмыс камерасындағы газ қысымы мен температурасының сығу үдерісі кезіндегі өзгеру динамикасы анықталды. Есептеулер газ қоспасының күй теңдеуін, масса сақталу теңдеуін және энергетикалық балансты қамтитын жылу-масса алмасу теңдеулер жүйесін сандық интегралдау арқылы жүргізілді (6, 7 теңдеулер).

Модельдеу нәтижелері газ құрамында ылғал болмаған жағдайда сығу үдерісіндегі температураның өсуі іс жүзінде монотонды сипатқа ие болатынын көрсетті. Бастапқы температура $T_1 = 295$ К және қысымның арту дәрежесі $\pi = p_2/p_1 = 7$ болған кезде үдеріс соңында газ температурасы $T_2 \approx 392$ К-ге жетті (1-кесте). Бұл ретте цикл бойындағы жұмыс камерасындағы газдың орташа температурасы шамамен 346 К болды.

Аталған мәндер зертханалық қондырғыда алынған эксперименттік деректермен жақсы сәйкес келеді, онда компрессордың ұқсас жұмыс жағдайларында өлшенген соңғы температура 388–395 К аралығында болды.

Кесте 1

Әртүрлі салыстырмалы ылғалдылық мәндерінде бұрандалы компрессорда ылғалды газды сығу процесінің есептік параметрлері

Table 1

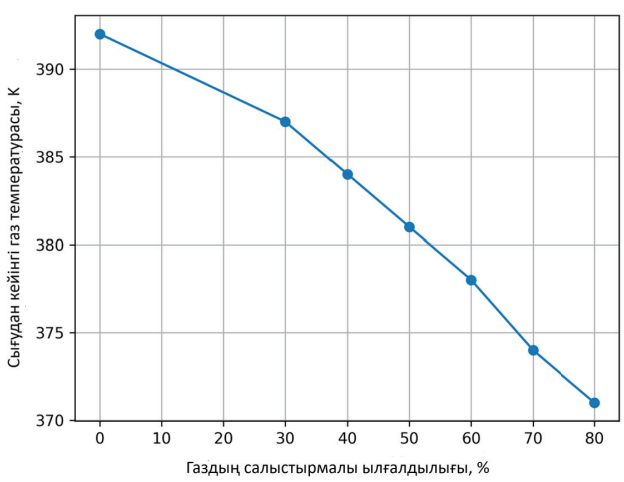
Calculated parameters of the wet gas compression process in a screw compressor at different relative humidity levels

Таблица 1

Расчетные параметры процесса сжатия влажного газа в винтовом компрессоре при различных значениях относительной влажности

Салыстырмалы ылғалдылық φ, %	Бастапқы температура T_1, К	Соңғы температура T_2, К	Конденсацияның басталу қысымы, МПа	Конденсацияның басталу температурасы, К
0	295	392	–	–
30	295	387	–	–
40	295	384	0.39	347
50	295	381	0.34	341
60	295	378	0.31	339
70	295	374	0.29	336
80	295	371	0.27	333

Газ құрамында ылғал болған жағдайда температураның өзгеру сипаты айтарлықтай өзгереді. Кірістегі салыстырмалы ылғалдылық 50% болғанның өзінде температуралық қисықтың құрғақ газ үшін алынған есептеулерден ауытқуы байқалды (1-сурет).



Сурет 1. Компрессор кірісіндегі газдың салыстырмалы ылғалдылығына байланысты сығудан кейінгі газ температурасының тәуелділігі.
Figure 1. Dependence of the final gas temperature after compression on the relative humidity of the gas at the compressor inlet.
Рис. 1. Зависимость конечной температуры газа после сжатия от относительной влажности газа на входе компрессора.

Модельге сәйкес, қысым мен температураның белгілі бір мәндеріне жеткенде қанығу шарты орындалды (4 формула). Бұл су буының конденсациясының басталуына әкелді. Есептеулер көрсеткендей, қарастырылған эксперимент жағдайында конденсацияның басталуы шамамен $p \approx 0{,}32–0{,}36$ МПа қысымда және $T \approx 338–342$ К температурада орын алды. Осы сәтте қаныққан бу қысымы шамамен $p_{sat} \approx 0{,}033$ МПа болды.

Конденсация басталғаннан кейін жүйенің энергетикалық балансында фазалық ауысу кезінде бөлінетін жасырын жылуға байланысты қосымша жылу ағыны пайда болды. Бұл ағын 8-ші өрнекпен сипатталды. Мұнда су үшін конденсацияның жасырын жылуы $r = 2.26\times10^{6}$ Дж/кг деп қабылданды. Конденсация жылдамдығы салыстырмалы түрде аз болғанның өзінде бұл жылулық әсер үдерістің температуралық режиміне елеулі ықпал етті.

Сандық есептеулер барысында газдың салыстырмалы ылғалдылығы 50% болған кезде конденсацияның массалық жылдамдығының максималды мәні бір жұмыс камерасының есептік көлемі үшін шамамен

$$m_{cond,max} \approx (1{,}1–1{,}4)\cdot10^{-4} \text{ кг/с}$$

деңгейіне жететіні анықталды.

Бір сығу циклы барысында конденсацияланған судың жалпы массасы шамамен $m_{cond} = 2.8\times10^{-5}$ кг (2-кесте) болды.

Кесте 2

Компрессордың жұмыс камерасындағы ылғалдың конденсациялану процесінің есептік сипаттамалары

Table 2

Calculated characteristics of the moisture condensation process in the compressor working chamber

Таблица 2

Расчетные характеристики процесса конденсации влаги в рабочей камере компрессора

Салыстырмалы ылғалдылық φ, %	Конденсацияның максималды жылдамдығы $m_{cond,\,max}$, кг/с	Циклдегі конденсат массасы, кг	Бөлінген жылу Q_{cond}, Дж	Жылу балансындағы жылулық әсердің үлесі, %
40	5,2×10−5	1,5×10−5	34	3,8
50	1,2×10−4	2,8×10−5	63	6,1
60	1,4×10−4	3,7×10−5	84	7,8
70	1,8×10−4	4,6×10−5	104	9,4
80	2,1×10−4	6,2×10−5	140	10,7

Абсолюттік мәні аз болғанына қарамастан, осы кезде бөлінетін жылу мөлшері бір сығу циклына

$$Q_{cond} \approx 63 \text{ Дж}$$

мәніне жетті.

Алынған нәтижелер конденсация кезінде бөлінетін жылу бүркілген майдың салқындату әсерін ішінара өтейтінін көрсетті. Соның нәтижесінде конденсация басталғаннан кейін температуралық қисық біршама жайпақ сипатқа ие болады. Қарастырылған жағдайларда 50% ылғалдылық кезінде газдың соңғы температурасы $T_2 \approx 381$ К болды, бұл құрғақ газды сығу кезіндегі температурадан 11 К-ге төмен.

Салыстырмалы ылғалдылық 70%-ға дейін артқанда бұл әсер айқынырақ байқалды. Конденсацияның басталуы сәл ертерек, шамамен 0,29 МПа қысымда орын алды. Конденсацияланған судың массасы келесі мәнге дейін артты:

$$m_{cond} \approx 4{,}6\times10^{-5} \text{ кг}$$

Ал бөлінетін жылу мөлшері бір циклге шамамен 104 Дж-ға жетті. Бұл жағдайларда газдың соңғы температурасы $T_2 \approx 374$ К-ге дейін төмендеді.

Есептік және эксперименттік деректерді салыстыру нәтижелердің жақсы сәйкестігін көрсетті. Зертханалық сынақтарда 70% салыстырмалы ылғалдылық кезінде компрессор шығысындағы өлшенген температура 372–377 К аралығында болды, бұл есептік мәндерден 2,5%-дан аспайтын айырмашылықты құрайды. Мұндай ауытқу осы деңгейдегі инженерлік модель үшін рұқсат етілген деп есептеуге болады.

Алынған нәтижелер жүйедегі жылу ағындарының таралуын неғұрлым егжей-тегжейлі қарастыруға мүмкіндік береді. Есептеулер барысында газды салқындатуда негізгі үлесті маймен жылу алмасу беретіні анықталды. Газ бен май арасындағы жылу ағыны 7-ші өрнекпен анықталды. Мұнда жылу беру коэффициенті $\alpha_{gm} = 350–420$ Вт/(м^{2}К) деп қабылданды. Қарастырылған жағдайлар үшін жұмыс камерасының бір есептік көлеміне шаққанда жылу ағынының орташа мәні шамамен 0,85–1,15 кВт болды.

Бұл ретте конденсацияның жылулық әсерінің үлесі үдерістің жалпы жылулық балансынан шамамен 6–10% құрады. Салыстырмалы түрде аз үлесіне қарамастан, бұл әсер үдерістің соңғы параметрлеріне елеулі ықпал етеді, өйткені ол тікелей қарқынды сығу аймағында жүзеге асады.

Қосымша талдау конденсацияның компрессордың меншікті жұмысына әсерін бағалауға мүмкіндік берді. Сығу жұмысы 11-ші өрнекпен анықталды. Цикл уақыты бойынша сандық түрде интегралданатын өрнек арқылы. Құрғақ газ үшін меншікті жұмыс шамасы құрады

$$L_{dry} \approx 94{,}5 \text{ кДж/кг}$$

бұл политроптық тәуелділік бойынша жүргізілген есептеулермен жақсы сәйкес келеді (3-кесте).

Газдың салыстырмалы ылғалдылығы 50% болған кезде меншікті жұмыс келесі мәнге дейін төмендеді

$$L_{50} \approx 91{,}8 \text{ кДж/кг}$$

бұл шамамен 2,9%-ға төмендеуге сәйкес келеді. 70% ылғалдылық кезінде меншікті жұмыс шамасы құрады

$$L_{70} \approx 89{,}6 \text{ кДж/кг}$$

бұл құрғақ газ жағдайымен салыстырғанда шамамен 5,2%-ға төмендеуге сәйкес келеді (2-сурет).

Кесте 3

Газдың ылғалдылығының бұрандалы компрессордың энергетикалық көрсеткіштеріне әсері

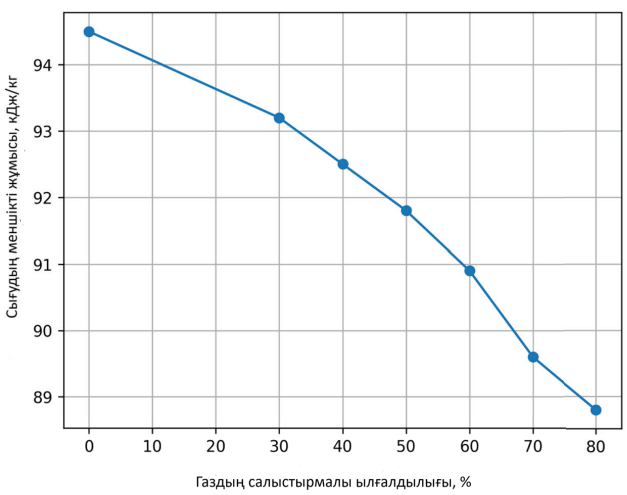
Table 3

Effect of gas humidity on the energy performance of a screw compressor

Таблица 3

Влияние влажности газа на энергетические показатели винтового компрессора

Салыстырмалы ылғалдылық φ, %	Сығудың меншікті жұмысы L, кДж/кг	Жұмыстың төмендеуі, %	Изотермиялық жұмыс L_{iso}, кДж/кг	Изотермиялық КПД η_{iso}
0	94,5	0	81,4	0,86
30	93,2	1,4	81,4	0,87
40	92,5	2,1	81,4	0,88
50	91,8	2,9	81,4	0,89
60	90,9	3,8	81,4	0,90
70	89,6	5,2	81,4	0,91
80	88,8	6,0	81,4	0,92



Сурет 2. Маймен толтырылған бұрандалы компрессорда газдың салыстырмалы ылғалдылығының сығудың меншікті жұмысына әсері.

Figure 2. Effect of relative gas humidity on the specific compression work in an oil-injected screw compressor.

Рис. 2. Влияние относительной влажности газа на удельную работу сжатия в маслозаполненном винтовом компрессоре.

Үдерістің тиімділігін бағалау үшін компрессордың изотермиялық пайдалы әсер коэффициенті де есептелді, 13-ші формуламен:

$$\eta_{iso} = \frac{L_{iso}}{L}, \qquad (13)$$

мұнда изотермиялық жұмыс 14-ші өрнек арқылы анықталды

$$L_{iso} = R \cdot T_1 In(\frac{p_2}{p_1}). \qquad (14)$$

Қарастырылып отырған жағдайлар үшін изотермиялық жұмыс шамамен 81,4 кДж/кг болды.

Есептеулер нәтижесінде құрғақ газ үшін компрессордың изотермиялық пайдалы әсер коэффициенті мынаған тең екені анықталды

$$\eta_{iso,dry} \approx 0,86$$

50% ылғалдылық кезінде бұл көрсеткіш келесі мәнге дейін артты

$$\eta_{iso,50} \approx 0,89$$

ал 70% ылғалдылық кезінде бұл көрсеткіш келесі мәнге дейін артты

$$\eta_{iso,70} \approx 0,91.$$

Осылайша, газ құрамындағы ылғалдың болуы және соған байланысты су буының конденсациясы сығу үдерісінің энергетикалық тиімділігінің белгілі бір дәрежеде артуына әкеледі. Мұның негізгі себебі – сығу барысында газ температурасының төмендеуі, бұл компрессордың меншікті жұмысын азайтады.

Қосымша талдау конденсацияның майдың температуралық режиміне әсерін анықтауға мүмкіндік берді. Есептеулерге сәйкес, жұмыс камерасындағы майдың орташа температурасы шамалы ғана артты. Ылғалдылық 30% болғанда майдың орташа температурасы шамамен $T_m = 332$ К болса, 70% ылғалдылықта ол 334 К-ге дейін көтерілді. Бұл конденсация кезінде бөлінетін жылудың бір бөлігі фазалар арасындағы жылу алмасу арқылы майға берілуімен түсіндіріледі.

Сондай-ақ газ фазасындағы су буының массалық үлесінің өзгерісі талданды. Сығу үдерісінің басында буының массалық үлесі шамамен құрады

$$Y_{v,1} \approx 0,014$$

70% салыстырмалы ылғалдылық кезінде. Сығу үдерісі аяқталып, ішінара конденсация жүргеннен кейін бұл шама келесі мәнге дейін төмендеді

$$Y_{v,2} \approx 0,008$$

бұл су буының мөлшерінің шамамен 40%-ға азаюына сәйкес келеді. Ылғалдың бір бөлігі сұйық фазаға өтіп, маймен араласты.

Талдау барысында сондай-ақ конденсацияның үдеріс параметрлеріне әсері тек белгілі бір ылғалдылық деңгейінен бастап айқын байқалатыны анықталды. Салыстырмалы ылғалдылық 35–40%-дан төмен болған жағдайда түзілетін сұйық фазаның мөлшері өте аз болады, сондықтан компрессордың энергетикалық параметрлерінің өзгеруі 1%-дан аспайды. Мұндай жағдайларда үдерісті іс жүзінде құрғақ газды сығу ретінде қарастыруға болады.

Жоғары ылғалдылық кезінде фазалық түрленулердің әсері едәуір айқын байқалады. Салыстырмалы ылғалдылық 75%-дан асқанда есептеулер конденсацияланатын судың массасының бір циклге $6{,}2 \times 10^{-5}$ кг-ға дейін артатынын көрсетті, алайда сығудың меншікті жұмысының одан әрі төмендеуі баяулап, базалық жағдаймен салыстырғанда 6–7%-дан аспайды.

Осылайша, жүргізілген зерттеу маймен толтырылған бұрандалы компрессордағы жылу-масса алмасу үдерістеріне су буының конденсациясының әсерін сандық тұрғыда бағалауға мүмкіндік берді. Алынған нәтижелер газ құрамындағы салыстырмалы түрде аз мөлшердегі ылғалдың өзі сығу үдерісінің жылулық режимін елеулі өзгертіп, компрессордың энергетикалық сипаттамаларына ықпал ете алатынын көрсетті.

Әзірленген математикалық модель масса және энергия сақталу теңдеулерінің, конденсация шарттарының, күй теңдеуінің және газ бен май арасындағы жылу алмасу теңдеулерінің өзара байланысқан жүйесіне негізделген. Бұл әсерлерді инженерлік есептеулерде ескеруге мүмкіндік береді және ылғалды газдарды сығу жағдайындағы компрессорлық қондырғылардың жұмысын талдау үшін қолданылуы мүмкін.

Қорытынды

Жұмыста маймен толтырылған бұрандалы компрессорда ылғалды газды сығу кезіндегі жылу-масса алмасу және су буының конденсация үдерістерін ескеретін математикалық модель әзірленді. Ұсынылған модель компрессордың температуралық режимін және энергетикалық сипаттамаларын бағалауға мүмкіндік береді.

Есептеу және эксперименттік нәтижелер газ құрамындағы ылғалдың сығу үдерісіне елеулі әсер ететінін көрсетті. Су буының конденсациясы газ температурасын төмендетіп, сығудың меншікті жұмысын азайтады және компрессордың энергетикалық тиімділігін арттыруға ықпал етеді.

Ұсынылған тәсіл тау-кен және тау-металлургия кәсіпорындарының компрессорлық жүйелерін инженерлік талдау және энергия тиімділігін бағалау кезінде қолданылуы мүмкін.

Алғыс

Зерттеу Қазақстан Республикасы Ғылым және жоғары білім министрлігінің қаржылық қолдауымен № BR24992956-ОТ-24. «Газды сығымдау үшін инновациялық жабдықтар мен технологияларды әзірлеу және құру» тақырыбы аясында жүзеге асырылды.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. *Xiao G., Zhang Y., Liu H. Маймен толтырылған бұрандалы компрессордағы сұйық қабықша ағыны негізіндегі ішкі жылу алмасуды зерттеу // Applied Thermal Engineering. – 2025. – Т. 258. – 125089 (ағылшын тілінде)*
2. *Wang Y., Xing Z., Peng X. Маймен толтырылған бұрандалы компрессорлардағы май тамшыларының термодинамикалық қасиеттері // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. – 2023. – Т. 238. – № 1. – Б. 45–58 (ағылшын тілінде)*
3. *Basha N., Kovacevic A., Stosic N. Бұрандалы компрессорлардағы май бүрку процесін сандық зерттеу // International Journal of Refrigeration. – 2021. – Т. 126. – Б. 14–27 (ағылшын тілінде)*
4. *Екібұрандалы тоңазытқыш компрессорларының p–V диаграммаларын эксперименттік зерттеу / H. Wu [және т. б.] // Applied Thermal Engineering. – 2004. – Т. 24. – № 17–18. – Б. 2737–2747 (ағылшын тілінде)*
5. *De Paepe M., Bogaert G., Huisseune H. Маймен толтырылған бұрандалы компрессорларды май бүрку арқылы салқындату // Applied Thermal Engineering. – 2005. – Т. 25. – № 5–6. – Б. 829–841 (ағылшын тілінде)*
6. *Seshaiah N., Jagannadha Rao V. V., Reddy P. B. Маймен толтырылған екібұрандалы компрессордың жұмыс циклін математикалық модельдеу // Applied Thermal Engineering. – 2007. – Т. 27. – № 8–9. – Б. 1453–1461 (ағылшын тілінде)*
7. *Kovacevic A., Stosic N., Smith I. K. Бұрандалы компрессорларды үшөлшемді сандық талдау // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. – 2007. – Т. 221. – № 2. – Б. 95–108 (ағылшын тілінде)*
8. *Rane S., Kovacevic A., Stosic N. Айнымалы геометриялы бұрандалы компрессорлар үшін тор генерациясы және CFD талдауы // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Т. 36. – № 2. – Б. 553–563 (ағылшын тілінде)*
9. *Peng X., Xing Z., He Z. Маймен толтырылған бұрандалы компрессорлардың жылулық сипаттамаларын эксперименттік зерттеу // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Т. 50. – № 1. – Б. 123–130 (ағылшын тілінде)*
10. *Singh P. J., Singh O. Айнымалы ротор профилі бар екібұрандалы компрессордың CFD талдауы // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Т. 70. – № 1. – Б. 490–499 (ағылшын тілінде)*
11. *Li J., Wu H., Xing Z. Ағып кетулер мен жылу алмасуды ескере отырып, маймен толтырылған бұрандалы компрессорларды термодинамикалық модельдеу // Applied Energy. – 2017. – Т. 204. – Б. 1097–1108 (ағылшын тілінде)*
12. *Xu B., Peng X., Yan Y. Маймен толтырылған бұрандалы компрессорлардағы ағып кету ағындарын модельдеу // International Journal of Refrigeration. – 2019. – Т. 100. – Б. 1–12 (ағылшын тілінде)*

REFERENCES

1. *Xiao G., Zhang Y., Liu H. Internal heat transfer of oil-injected screw compressor from liquid film flow model // Applied Thermal Engineering. – 2025. – Vol. 258. – Article 125089 (in English)*
2. *Wang Y., Xing Z., Peng X. Thermodynamic properties of oil droplets in oil-injected screw compressors // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. – 2023. – Vol. 238. – No. 1. – P. 45–58 (in English)*
3. *Basha N., Kovacevic A., Stosic N. Numerical Investigation of Oil Injection in Screw Compressors // International Journal of Refrigeration. – 2021. – Vol. 126. – P. 14–27 (in English)*
4. *Experimental study on p–V indicator diagrams of twin-screw refrigeration compressors / Wu H. et al. // Applied Thermal Engineering. – 2004. – Vol. 24. – No. 17–18. – P. 2737–2747 (in English)*
5. *De Paepe M., Bogaert G., Huisseune H. Cooling of oil-injected screw compressors by oil atomisation // Applied Thermal Engineering. – 2005. – Vol. 25. – No. 5–6. – P. 829–841 (in English)*
6. *Seshaiah N., Jagannadha Rao V. V., Reddy P. B. Mathematical modeling of the working cycle of an oil-injected twin-screw compressor // Applied Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 27. – No. 8–9. – P. 1453–1461 (in English)*

7. *Kovacevic A., Stosic N., Smith I. K. Three-dimensional numerical analysis for screw compressors // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E. – 2007. – Vol. 221. – No. 2. – P. 95–108 (in English)*
8. *Rane S., Kovacevic A., Stosic N. Grid generation and CFD analysis of variable geometry screw compressors // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Vol. 36. – No. 2. – P. 553–563 (in English)*
9. *Peng X., Xing Z., He Z. Experimental investigation on thermal characteristics of oil-injected screw compressors // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 50. – No. 1. – P. 123–130 (in English)*
10. *Singh P. J., Singh O. CFD analysis of twin screw compressor with variable rotor profile // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 70. – No. 1. – P. 490–499 (in English)*
11. *Li J., Wu H., Xing Z. Thermodynamic modeling of oil-injected screw compressors including leakage and heat transfer // Applied Energy. – 2017. – Vol. 204. – P. 1097–1108 (in English)*
12. *Xu B., Peng X., Yan Y. Leakage flow modeling in oil-injected screw compressors // International Journal of Refrigeration. – 2019. – Vol. 100. – P. 1–12 (in English)*

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Xiao G., Zhang Y., Liu H. Исследование внутреннего теплообмена в маслозаполненном винтовом компрессоре на основе модели течения жидкой пленки // Applied Thermal Engineering. – 2025. – Т. 258. – Ст. 125089 (на английском языке)*
2. *Wang Y., Xing Z., Peng X. Термодинамические свойства масляных капель в маслозаполненных винтовых компрессорах // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. – 2023. – Т. 238. – № 1. – С. 45–58 (на английском языке)*
3. *Basha N., Kovacevic A., Stosic N. Численное исследование впрыска масла в винтовых компрессорах // International Journal of Refrigeration. – 2021. – Т. 126. – С. 14–27 (на английском языке)*
4. *Экспериментальное исследование p–V диаграмм двухвинтовых холодильных компрессоров / H. Wu [и др.] // Applied Thermal Engineering. – 2004. – Т. 24. – № 17–18. – С. 2737–2747 (на английском языке)*
5. *De Paepe M., Bogaert G., Huisseune H. Охлаждение маслозаполненных винтовых компрессоров путем распыления масла // Applied Thermal Engineering. – 2005. – Т. 25. – № 5–6. – С. 829–841 (на английском языке)*
6. *Seshaiah N., Jagannadha Rao V. V., Reddy P. B. Математическое моделирование рабочего цикла маслозаполненного двухвинтового компрессора // Applied Thermal Engineering. – 2007. – Т. 27. – № 8–9. – С. 1453–1461 (на английском языке)*
7. *Kovacevic A., Stosic N., Smith I. K. Трехмерный численный анализ винтовых компрессоров // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. – 2007. – Т. 221. – № 2. – С. 95–108 (на английском языке)*
8. *Rane S., Kovacevic A., Stosic N. Генерация сетки и CFD-анализ винтовых компрессоров с изменяемой геометрией // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Т. 36. – № 2. – С. 553–563 (на английском языке)*
9. *Peng X., Xing Z., He Z. Экспериментальное исследование тепловых характеристик маслозаполненных винтовых компрессоров // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Т. 50. – № 1. – С. 123–130 (на английском языке)*
10. *Singh P. J., Singh O. CFD-анализ двухвинтового компрессора с переменным профилем ротора // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Т. 70. – № 1. – С. 490–499 (на английском языке)*
11. *Li J., Wu H., Xing Z. Термодинамическое моделирование маслозаполненных винтовых компрессоров с учетом утечек и теплообмена // Applied Energy. – 2017. – Т. 204. – С. 1097–1108 (на английском языке)*
12. *Xu B., Peng X., Yan Y. Моделирование утечек в маслозаполненных винтовых компрессорах // International Journal of Refrigeration. – 2019. – Т. 100. – С. 1–12 (на английском языке)*

Авторлар туралы мәліметтер:
Басканбаева Д. Д., Ph.D, «Технологиялық машиналар және газтурбиналық қондырғылар» кафедрасының қауымдастырылған профессоры, Satbayev University (Алматы қ., Қазақстан), *d.baskanbayeva@satbayev.university;* https://orcid.org/0000-0003-1688-0666
Елемесов К. К., т. ғ. к., профессор, Ә. Бүркітбаев атындағы Энергетика және машинажасау институтының директоры, Satbayev University (Алматы қ., Қазақстан), *k.yelemessov@satbayev.university;* https://orcid.org/0000-0001-6168-2787
Сарыбаев Е. Е., «Технологиялық машиналар және газтурбиналық қондырғылар» кафедрасының аға оқытушысы, Satbayev University (Алматы қ., Қазақстан), *y.sarybayev@satbayev.university;* https://orcid.org/0000-0001-6665-4558
Аппазова С. М., «Инженерингтік технологиялар» білім беру бағдарламасының аға оқытушысы Қорқыт Ата атындағы Қызылорда университеті (Қызылорда қ., Қазақстан), *saltanat1986.10@gmail.com;* https://orcid.org/0000-0002-3520-1502

Information about the authors:
Baskanbayeva D. Dzh., Ph.D, Associate Professor of the Department of Technological machines and gas turbine installations, Satbayev University (Almaty, Kazakhstan)
Yelemessov K. K., Candidate of Technical Sciences, Professor, Director of Institute of Energy and Mechanical Engineering named after A. Burkitbayev, Satbayev University (Almaty, Kazakhstan)
Sarybayev Ye. Ye., postdoctoral student of the EP «Digital Engineering of Machines and Equipment», Senior Lecturer of the Department of «Technological Machines and equipment», Satbayev University (Almaty, Kazakhstan)
Appazova S. M., Senior Lecturer of the Educational Program «Engineering Technologies», Korkyt Ata Kyzylorda University (Kyzylorda, Kazakhstan)

Сведения об авторах:
Басканбаева Д. Д., Ph.D, ассоцированный профессор кафедры «Технологические машины и газотурбинные установки», Satbayev University (г. Алматы, Казахстан)
Елемесов К. К., к. т. н., профессор, директор Института энергетики и машиностроения им. А. Буркитбаева, Satbayev University (г. Алматы, Казахстан)
Сарыбаев Е. Е., Ph.D, ст. преподаватель кафедры «Технологические машины и газотурбинные установки», Satbayev University (г. Алматы, Казахстан)
Аппазова С. М., ст. преподаватель образовательной программы «Инжиниринговые технологии», Кызылординский университет им. Коркыт Ата (г. Кызылорда, Казахстан)