

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ ЖӘНЕ
ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
Л.Н. ГУМИЛЕВ АТЫНДАҒЫ ЕУРАЗИЯ ҰЛТТЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ

КӨЛІК – ЭНЕРГЕТИКА ФАКУЛЬТЕТІ



*«КӨЛІК ЖӘНЕ ЭНЕРГЕТИКАНЫҢ ӨЗЕКТІ МӘСЕЛЕЛЕРІ:
ИННОВАЦИЯЛЫҚ ШЕШУ ТӘСІЛДЕРІ» ІХ ХАЛЫҚАРАЛЫҚ
ҒЫЛЫМИ-ТӘЖІРИБЕЛІК КОНФЕРЕНЦИЯСЫНЫҢ БАЯНДАМАЛАР
ЖИНАҒЫ*

**СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ
ІХ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО – ПРАКТИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ: «АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТРАНСПОРТА И
ЭНЕРГЕТИКИ: ПУТИ ИХ ИННОВАЦИОННОГО РЕШЕНИЯ»**

**PROCEEDINGS OF THE IX INTERNATIONAL SCIENTIFIC-PRACTICE
CONFERENCE «ACTUAL PROBLEMS OF TRANSPORT AND ENERGY:
THE WAYS OF ITS INNOVATIVE SOLUTIONS»**



Нұр-Сұлтан, 2021

УДК 656
ББК 39.1
А 43

Редакционная коллегия:

Председатель – Мерзадинова Г.Т., проректор по науке и инновациям ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, д.т.н., профессор; Заместитель председателя – Султанов Т.Т., заместитель декана по научной работе, к.т.н., доцент; Сулейменов Т.Б. – декан транспортно-энергетического факультета ЕНУ им. Л.Н.Гумилева, д.т.н., профессор; Председатель «Әдеп» – Ахмедьянов А.У., к.т.н., доцент; Арпабеков М.И. – заведующий кафедрой «Организация перевозок, движения и эксплуатация транспорта», д.т.н. профессор; Тогизбаева Б.Б. – заведующий кафедрой «Транспорт, транспортная техника и технологии», д.т.н. профессор; Байхожаева Б.У. – заведующий кафедрой «Стандартизация, сертификация и метрология», д.т.н. профессор; Глазырин С.А. – заведующий кафедрой «Теплоэнергетика», к.т.н., доцент.

А 43 Актуальные проблемы транспорта и энергетики: пути их инновационного решения: IX Международная научно – практическая конференция, Нур-Султан, 19 марта 2021 /Подгот. Г.Т. Мерзадинова, Т.Б. Сулейменов, Т.Т. Султанов – Нур-Султан, 2021. – 600с.

ISBN 978-601-337-515-1

В сборник включены материалы IX Международной научно – практической конференции на тему: «Актуальные проблемы транспорта и энергетики: пути их инновационного решения», проходившей в г. Нур-Султан 19 марта 2021 года.

Тематика статей и докладов участников конференции посвящена актуальным вопросам организации перевозок, движения и эксплуатации транспорта, стандартизации, метрологии и сертификации, транспорту, транспортной техники и технологии, теплоэнергетики и электроэнергетики.

Материалы конференции дают отражение научной деятельности ведущих ученых дальнего, ближнего зарубежья, Республики Казахстан и могут быть полезными для докторантов, магистрантов и студентов.

УДК 656
ББК 39.1

ISBN 978-601-337-515-1

потери по сравнению со сценарием 1, что можно объяснить через более холодную температуру наружного воздуха (-13,5 °С) и наличие интенсивного ветра, который существенно повышает теплопотери через ограждающие конструкции и снижает тепловое сопротивление теплоотдаче с наружной стороны здания. В первом сценарии погода была тихая. При наличии ветра в расчетные значения необходимо будет добавить дополнительные потери на инфильтрацию и прочее [1].

5 Выводы

Существующая лаборатория комплекса возобновляемых источников энергии BGYURT имеет высокий класс энергоэффективности и уровень автоматизации оборудования, что позволяет эффективно проводить исследования влияния различных погодных факторов на работу возобновляемых источников тепловой и электрической энергии, а также изучать совместную работу различных «зеленых» источников энергии. Юрта является отличным примером пассивного дома (passive house) или дома с нулевым потреблением энергии (zero-energy house).

Литература

1. Жумагулов М.Г. Лабораторный практикум по «SHELL YURT»: методические указания для выполнения лабораторных работ по дисциплине: Теплоснабжение и ВИЭ. ISBN 978-601-332-720-4. – Нур-Султан: Назарбаев университет, 2020. – 57 с.

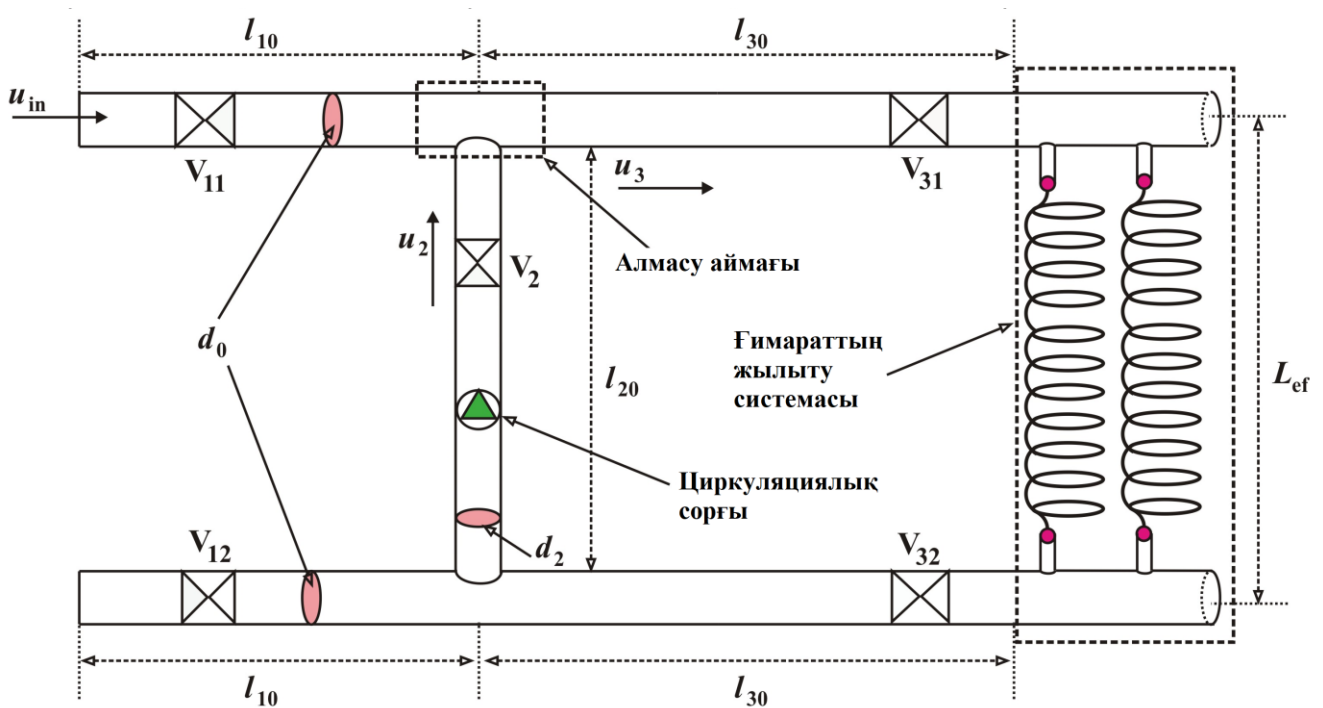
УДК 621.1

ЦИРКУЛЯЦИЯЛЫҚ СОРҒЫСЫ БАР КЛАССИКАЛЫҚ АВТОМАТТЫ ЖЫЛУ ПУНКТИН (АЖП) МОДЕЛЫ ЖӘНЕ ГИДРАВЛИКАЛЫҚ ПАРАМЕТРЛЕРІН АНЫҚТАУ ЖОЛЫ.

Жақыпбек Ақерке Мұратқызы¹, Ерзада Майра²
jakipbekakerke@yandex.kz

Л.Н.Гумилев атындағы ЕҰУ Көлік-энергетика факультеті,¹ «Жылуэнергетика» мамандығының 2-курс магистранты, ²PhD, доцент м.а., Нұр-Сұлтан, Қазақстан

Жылу энергетикада ТЭЦ-терде өндірілетін жылуды тұтынушыларға эффективті үлестіру үшін автоматты жылу пункттері қолданылады, циркуляциялық сорғымен кеңінен қолданылатын АЖП классикалық схемасы 1-суретте көрсетілген. АЖП бірқатар конструкцияларында циркуляциялық сорғы 3-бөлімге қосылған. Бірақ біз үшін бұл қазір маңызды емес.



1 сурет - Циркуляциялық сорғысы бар АЖП диаграммасы

Сыртқы электр энергиясының көздерінсіз АЖП құру тұрғысынан циркуляциялық сорғының болуы әдейі алынып тасталса да, оны математикалық модельдеу қызығушылық тудырады. Міне, сондықтан айналым сорғысының қуат көзі гидравликалық кедергісімен анықталады, оны кейіннен ғимараттың жылыту жүйесінің тікелей және кері құбырларынан салқындатқыштың қажетті араластыруын сақтау қажет. Бірақ бұл гидравликалық кедергі қыздырылған ғимараттың құбыр жүйесімен ғана емес, сонымен қатар АЖП-дағы клапандар мен клапандардың орналасуымен де анықталады. Шындығында, соңғысы ғимаратқа жылу беруді реттеуде шешуші рөл атқарады. Бұл дегеніміз, біріншіден, қақпалар мен клапандардың гидравликалық кедергісі ғимаратты жылыту жүйесімен қамтамасыз етілген қарсылықпен салыстырылады. Екіншіден, ғимаратта тұрақты орнатылған жылу режимімен сорғының тұтынылатын энергиясы минималды болған кезде клапандар мен клапандардың реттегіштерінің (мысалы, олардың ашылу-жабылу дәрежесі) осындай жағдайы болуы мүмкін. Біз тәуелсіз практикалық маңызы бар оңтайлы басқару мәселесін шешу туралы айтып отырмыз.

Сонымен, айналым сорғысы жылу жүйесінен шығатын салқындатқышты орталық жылыту жүйесінен келетін жоғары температуралы бөлікпен араластыруға мүмкіндік береді. Содан кейін температурасы төмен салқындатқыш жылу жүйесінің кірісіне кіреді. Бұл АЖП кіреберісіндегі және жылу жүйесінің шығуындағы температура айырмашылығына, сондай-ақ 2-бөлімдегі сұйықтық жылдамдығына байланысты.

Сорғыны АЖП-де қолданудың артықшылығы, сонымен қатар, жылыту жүйесіндегі салқындатқыш сұйықтықтың жеткілікті жоғары қозғалыс жылдамдығын ұстап тұрудан тұрады. Бұл тез бітелудің алдын алады.

Айналым сорғының болуын ескере отырып, жобалық формулаларды алу үшін h_1 , h_2 , h_3 келтірілген қысымдар үшін өрнектер қарсылық күштерінің әсерінен бас тамшыларының қосындысы екенін ескереміз. Келтірілген қысымдар метрмен өлшенеді, олар әдеттегі қысымдарды ρg -ға бөлу арқылы анықталған. Мұнда ρ – судың тығыздығы; g – еркін құлау үдеуі.

Сорғының рөлі қарсылық күштерінің басына қарама-қарсы белгіде H_n келтірілген қысымды құру болып табылады. Қолданудың кең спектрі бар формулаларды алу үшін біз

екінші (келтірілген қысым H_{n2}) және үшінші (келтірілген қысым H_{n1}) секцияларға екі сорғы қосылған деп есептейміз. Үшінші бөлімдегі қысымның төмендеуінің өрнегі h_3 формасына ие

$$h_3 = \beta \lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 - H_{n1} \quad (1.1)$$

Араластырғыш құбырдағы бастың жоғалуынан жалпы бастың өрнегін құрамыз h_2 :

$$h_2 = \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2} \quad (1.2)$$

және бірінші бөлімдегі келтірілген қысымды жоғалту:

$$H = \beta \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_{in}^2 + \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2} \quad (1.3)$$

«Биіктіктерді» h_2 және h_3 -ті теңестіріп аламыз

$$\beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2} = \beta \lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 - H_{n1}$$

Осыдан біз Q_3 -ті білдіреміз:

$$Q_3 = \sqrt{\frac{\lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 + \frac{H_{n1} - H_{n2}}{\beta}}{\lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} + \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5}}} \quad (1.4)$$

Участкілердегі шығындар Q_{in} , Q_3 , Q_2 сол жердегі судың жылдамдықтарымен байланысты: $Q_{in} = \pi d_0^2 u_{in}/4$, $Q_2 = \pi d_2^2 u_2/4$, $Q_3 = \pi d_3^2 u_3/4$. Масса сақталу заңы бойынша орындалатын $Q_{in} = Q_3 + Q_2$ өрнегін қолдана отырып (3-суреттегі салқындатқыш ағынының тандалған бағыттарына сәйкес) біз H келтірілген қысымның өрнегін қайта жазамыз:

$$A \cdot Q_2^2 + B \cdot Q_2 + C = 0 \quad (1.5)$$

$$A = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} + \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5}, \quad B = -2 \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_3, \quad C = \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_3^2 - \frac{H + H_{n2}}{\beta}$$

Сонда Q_2 ағынының жылдамдығы үшін бізде келесі өрнек болады

$$Q_2 = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (1.6)$$

Мұнда теріс белгі квадрат түбірден бұрын алынуы керек. Жылыту жүйесінің үлкен гидравликалық кедергісі жағдайындағы оң белгі физикалық мағынадан айырылған нәтижелерге әкеледі.

Циркуляциялық сорғысы бар АЖП-ны есептеу тәртібі және есептеу нәтижелері. Жоғарыда айтылғандай, мұнда гидродинамиканың теңдеулері итерациялық әдіспен шешіледі. $Q_2^{(k)}$, $Q_3^{(k)}$, $Q_{in}^{(k)}$ -ші қайталау кезіндегі шығындар мәні болсын, ал $Q_2^{(k+1)}$, $Q_3^{(k+1)}$, $Q_{in}^{(k+1)}$ - келесідегі шығындар мәні $k + 1$ -ші қайталау.

Сізге келесі әрекеттерді орындау қажет:

1. Біріншіден, келтірілген қысым H , циркуляциялық сорғылардың бастары $H_{n1} \neq 0$, $H_{n2} \neq 0$, салқындатқыш сұйықтықтың тұтқырлық коэффициенті ν м²/с, диаметрлер d_0 , d_2 және кималардың физикалық ұзындықтары l_{10} , l_{20} , l_{30} , ғимараттың жылу жүйесінің эксперименттік тиімді параметрлерін анықтады L_{ef} , D_{ef} , кедергі коэффициенттері x_2 , x_{11} , x_{12} , x_{31} , x_{32} , кедір-бұдырдың орташа биіктігі D_{in} , D_2 , D_3 , D_0 , сондай-ақ ерікті кіші $e = 0,001$.

2. $u_{in}^{(k)}$, $u_2^{(k)}$, $u_3^{(k)}$ жылдамдықтарының мәндері көрсетілген (нөлдік итерация, $k = 0$), мысалы, $u_{in}^{(k)} = 1$; $u_2^{(k)} = 1$; $u_3^{(k)} = 1$. Бұл жылдамдықтар шығындарды есептеу үшін қолданылады

$$Q_2^{(k)} = \pi d_2^2 u_2/4, \quad Q_3^{(k)} = \pi d_0^2 u_3/4, \quad Q_{in}^{(k)} = \pi d_0^2 u_{in}/4.$$

3. Формулалар бойынша

$$\lambda_{in} = 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{A_{in}}{d_0} + \frac{100}{Re_{in}} \right)^{0,25}, \quad Re_{in} = \frac{d_0 u_{in}}{v};$$

$$\lambda_2 = 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{A_2}{d_2} + \frac{100}{Re_2} \right)^{0,25}, \quad Re_2 = \frac{d_2 u_2}{v};$$

$$\lambda_3 = 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{A_3}{d_3} + \frac{100}{Re_3} \right)^{0,25}, \quad Re_3 = \frac{d_3 u_3}{v};$$

$$\lambda_0 = 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{A_0}{D_{ef}} + \frac{100}{Re_0} \right)^{0,25}, \quad Re_0 = \frac{D_{ef} u_3}{v}.$$

l_2, l_3, l_{in}, l_0 -нің кедергі коэффициенттері есептеледі.

4. Формулалар бойынша

$$l_2 = l_{20} + \frac{\xi_2}{\lambda_2} d_2,$$

$$l_{11} = l_{10} + \frac{\xi_{11}}{\lambda_{in}} d_0, \quad l_{12} = l_{10} + \frac{\xi_{12}}{\lambda_{in}} d_0,$$

$$l_{31} = l_{30} + \frac{\xi_{31}}{\lambda_3} d_0, \quad l_{32} = l_{30} + \frac{\xi_{32}}{\lambda_3} d_0,$$

$$l_1 = l_{11} + l_{12}, \quad l_3 = l_{31} + l_{32}.$$

$l_2, l_{11}, l_{12}, l_{31}, l_{32}, l_1^*, l_3^*$ құбыр учаскелерінің тиімді ұзындығы есептеледі.

5. Формулалар бойынша (1.4)-(1.6):

$$A = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} + \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5}, \quad B = 2 \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_3^{(k)}, \quad C = \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_3^{(k)2} - \frac{H + H_{n2}}{\beta}.$$

$$Q_3^{(k+1)} = \sqrt{\frac{\lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^{(k)2} + \frac{H_{n1} - H_{n2}}{\beta}}{\lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} + \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5}}}, \quad Q_2^{(k+1)} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A},$$

$k+1$ қайталау кезіндегі $Q_2^{(k+1)}, Q_3^{(k+1)}$ ағындарының жаңа мәндері, сондай-ақ $Q_{in}^{(k+1)} = Q_2^{(k+1)} + Q_3^{(k+1)}$ кіріс ағынының жылдамдығы есептеледі.

6. Бұл шығындар жылдамдықты анықтайды

$$u_{in}^{(k+1)} = 4Q_{in}^{(k+1)} / (pd_0^2),$$

$$u_2^{(k+1)} = 4Q_2^{(k+1)} / (pd_2^2),$$

$$u_3^{(k+1)} = 4Q_3^{(k+1)} / (pd_0^2).$$

7. Шарттар тексеріледі

$$|u_1^{(k)} - u_1^{(k-1)}| \ll e, \quad |u_2^{(k)} - u_2^{(k-1)}| \ll e.$$

Егер олар орындалмаса, онда барлығы 3-тармақтан бастап қайталанады. Егер олар орындалса, онда есептеу келесі тармақтарға сәйкес жасалады.

8. Формулалар бойынша

$$h_3 = \beta \lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 - H_{n1},$$

$$h_2 = \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2}$$

h_2, h_3 келтірілген қысымдар АЖП құбыр жүйесінің тармақталған учаскелерінде есептеледі.

9. Формулалар бойынша

$$H = \beta \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_{in}^2 + \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2} \quad (1.7)$$

жалпы H келтірілген қысымның теориялық мәні есептеледі, содан кейін есептеу тоқтайды.

Есептеулердің дұрыстығын бақылау өзгеріссіз қалады: h_2, h_3 келтірілген қысымдар тең болуы керек. Сондай-ақ, бастапқыда орнатылған H келтірілген қысымның және (1.7) формуламен есептелген мәндері сәйкес келуі керек.

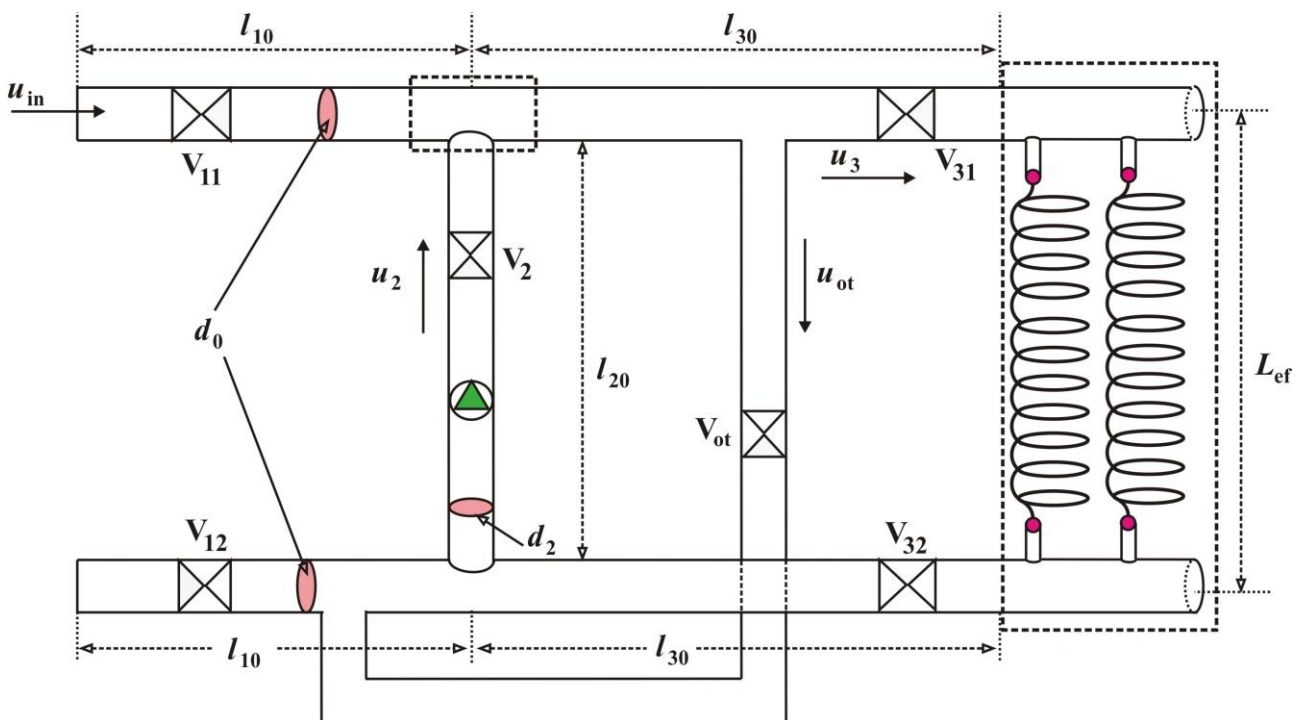
Жоғарыда келтірілген алгоритмге сәйкес, қайталанатын процесс тез тез жинақталады.

Егер H, H_{n1}, H_{n2} келтірілген қысымдар бекітілген болса, онда клапанның жабылу дәрежесінің белгілі бір тіркесімі кезінде ғана u_2 жылдамдығының оң мәні мүмкін болатындығын ескеру қажет.

Циркуляциялық сорғысы және шығару құбыры бар АЖП тізбегі. Енді жоғарыда қарастырылған АЖП-ді ағызу құбырымен толықтырайық (сурет 2). Осы бөлімнің барлық физикалық параметрлерін белгілеу кезінде біз «от» Шығатын құбырдағы қысымның төмендеуін h_{ot} ыстық күйінде жазайық

$$h_{ot} = \beta \lambda_{ot} \frac{l_{ot}}{d_{ot}^5} Q_{ot}^2 \quad (2.1)$$

мұндағы нүкте, d_{ot}, l_{ot} - шығару құбырының тиімді диаметрі және ұзындығы; Q_{ot} - осы құбыр арқылы өтетін судың шығыны.



Сурет 2 - Циркуляциялық сорғысы және шығару құбыры бар АЖП сызбасы

Ресми түрде қалған барлық бөлімдердегі қысымның төмендеуінің өрнектері өзгеріссіз қалады:

$$h_3 = \beta \lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 - H_{n1} \quad (2.2)$$

$$h_2 = \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2}$$

$$H = \beta \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_{in}^2 + \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2}$$

(2.1) және екіншісі (2.2) -тен аламыз

$$Q_{ot} = \sqrt{\frac{\lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - \frac{H_{n2}}{\beta}}{\lambda_{ot} \frac{l_{ot}}{d_{ot}^5}}} \quad (2.3)$$

Салқындатқыш массасының сақталу заңы, оның қозғалысының қабылданған бағыттарын ескере отырып, $Q_{in} + Q_2 = Q_3 + Q_{ot}$ түрін алады.

Тұтынуды осы жерден шығарайық

$$Q_{in} = Q_3 + Q_{ot} - Q_2, \quad (2.4)$$

және оны (2.2) жүйенің үшінші теңдеуінде қолданыңыз. Қарапайым түрлендіруден кейін біз квадрат теңдеуді аламыз

$$A_1 \cdot Q_2^2 + B_1 \cdot Q_2 + C_1 = 0, \quad (2.5)$$

$$A_1 = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} + \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} \quad B_1 = -2 \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} (Q_3 + Q_{ot})$$

$$C_1 = \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5}$$

Демек, Q_2 шығыны формула бойынша есептеледі

$$Q_2 = \frac{\sqrt{B_1^2 - 4 A_1 C_1} - B_1}{2 A_1} \quad (2.6)$$

Сонымен қатар, біз шығыс құбырының параметрлерін жазамыз: апару коэффициенті

$$\lambda_{ot} = 0,1 \cdot \left(1,46 \frac{A_{ot}}{d_{ot}} + \frac{100}{Re_{ot}} \right)^{0,25}, \quad Re_{ot} = \frac{d_{ot} u_{ot}}{\nu};$$

клапанның кедергі коэффициентін ескере отырып тиімді ұзындық

$$l_{ot} = l_{ot0} + \frac{\xi_{ot}}{\lambda_{ot}} d_{ot}$$

Есептеу процедурасы өзгеріссіз қалады.

Есептеулер жүргізген кезде $u_{in}^{(0)}$, $u_2^{(0)}$, $u_3^{(0)}$ бөлімдеріндегі сұйықтық жылдамдығының бастапқы мәндерін дұрыс таңдау маңызды. Әйтпесе, радикалдар астындағы өрнектер теріс сандар болып шығуы мүмкін. Келесі әдіс жылдамдықты табысты таңдауға ықпал етеді: біріншіден, біз жергілікті қарсылық коэффициенттерінің тұрақтылығын ескере отырып, бөлімдерде шығындардың өрнектерін табамыз. Гидравликалық теңдеулерді келесі формада алайық ($H_{n1} = 0$):

$$h_3 = \beta \lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} Q_3^2 + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} Q_3^2 \quad (2.7)$$

$$h_2 = \beta \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} Q_2^2 - H_{n2},$$

$$H = \beta \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5} Q_{in}^2 + \left(\beta \lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} + \beta \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5} \right) Q_3^2,$$

$$Q_3 = Q_2 + Q_{in}, \quad h_3 = h_2.$$

Үшінші теңдеуден Q_3 -ті өрнектейміз:

$$Q_3^2 = \frac{\frac{H}{\beta} - b Q_{in}^2}{a}, \quad a = \lambda_3 \frac{l_3}{d_0^5} + \lambda_0 \frac{L_{ef}}{D_{ef}^5}, \quad b = \lambda_{in} \frac{l_1}{d_0^5}. \quad (2.8)$$

$Q_2 = Q_3 - Q_{in}$ -ді екінші теңдеуге қойып, алынған нәтижені $h_3 = h_2$ теңдікке сәйкес бірінші теңдеуге теңдейміз. Нәтижесінде біз аламыз

$$a Q_3^2 = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} (Q_3 - Q_{in})^2 - \frac{H_{n2}}{\beta},$$

немесе,

$$\left(\frac{a}{c} - 1 \right) Q_3^2 + 2 Q_3 Q_{in} = Q_{in}^2 - \frac{H_{n2}}{c\beta}, \quad c = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5}.$$

Біз мұнда Q_3 өрнегін (2.8) -дан қолданамыз.

$$\left(\frac{1}{c} - \frac{1}{a} \right) \left(\frac{H}{\beta} - b Q_{in}^2 \right) + 2 Q_{in} \sqrt{\frac{H}{a\beta} - \frac{b}{a} Q_{in}^2} = Q_{in}^2 - \frac{H_{n2}}{c\beta}.$$

Қарапайым түрлендірулерден кейін биквадратты теңдеу аламыз

$$\left(g^2 + \frac{4b}{a} \right) Q_{in}^4 - \left(2fg + \frac{H}{a\beta} \right) Q_{in}^2 + f^2 = 0,$$

$$f = \frac{H}{\beta} \left(\frac{1}{c} - \frac{1}{a} \right) + \frac{H_{n2}}{c\beta}, \quad g = 1 + b \left(\frac{1}{c} - \frac{1}{a} \right).$$

Осы жерден біз табамыз

$$Q_{in}^2 = \frac{B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - 4 A_1 f^2}}{2 A_1}, \quad (2.9)$$

$$A_1 = \left(g^2 + \frac{4b}{a} \right), \quad B_1 = 2fg + \frac{4H}{a\beta}.$$

Енді Q_{in} ағынының жылдамдығы ғимараттың жылумен жабдықтауды басқару параметрлеріне тәуелді емес екенін білейік. Ол үшін (2.9) теңдеуге жүгінген дұрыс. Оның құрамында $H/b - b Q_{in}^2$ бар. Егер $H \gg \beta$ орнатсақ, онда $b \gg \beta$, Q_{in} шығыны шектеулі болып қалатындай етіп орнатылады. Сонда, шегіне көрсетілген өту арқылы түбір астындағы өрнек нөлге ұмтылады, ал $H_{n2}/cb - Q_{in}^2$ кешені қалған теңдеу шарттарымен салыстырғанда шексіз аз болады (2.9). Осылайша, Q_{in} ағынының жылдамдығы жағдайдағы жылу беруді басқару параметрлеріне тәуелді емес

$$H \gg \beta, \quad b \gg \beta,$$

$$Q_{in}^2 = H/bb.$$

Пайдаланылған әдебиетер тізімі

1. Пырков В. В. Современные тепловые пункты: Автоматика и регулирование. – К.: И ДП «Такі справи», 2007. – 252 с.: ил.

2. Апарцев М. М. Наладка водяных систем централизованного теплоснабжения: Справочно-методическое пособие. М.: Энергоатомиздат, 1983. – 204 с.
3. Невский В. В., Дудник Д. А., Семянников С. В., Сидоркин Д. А., Теняев А.Н. Стандартные автоматизированные блочные тепловые пункты «Danfoss»: Пособие. – М.: ООО Данфосс, 2011. – 50 с.
4. Пат. 2247422 РФ, МПК G 05 D23/19. Система автоматического регулирования отопления здания с учетом климатических факторов.
5. Пат. 2196274 РФ, МПК F 24 D19/10. Способ автоматического регулирования расхода тепла в системе центрального отопления здания.
6. Зингер Н. М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных сетей: 2-е издание, переработанное и дополненное. М.: Энергоатомиздат, 1986.
7. Унаспеков Б. А., Сабденов К. О., Кокарев М. Ж., Колобердин М. В., Игембаев Б. А. Энергосбережение в тепловых пунктах жилых и общественных зданий. Ч. 2. Модель обогрева здания // Известия ТПУ. Серия Энергетика. 2012. Т. 321. №4. С. 35-39.
8. Унаспеков Б. А., Сабденов К. О., Кокарев М. Ж., Колобердин М. В., Игембаев Б. А. Технология теплоснабжения жилых и общественных зданий. Моделирование системы отопления // Научное обеспечение жилищно-коммунального хозяйства. Астана: ТОО «КазНТЦР ЖКХ» 2012. С. 88-95.
9. Унаспеков Б. А., Кокарев М. Ж., Колобердин М. В., Игембаев Б. А. Энергосбережение в тепловых пунктах жилых и общественных зданий. Ч. 1. Общая модель теплового пункта // Известия ТПУ. Серия Энергетика. 2012. Т. 321. №4. С. 31-35.
10. Унаспеков Б. А., Сабденов К. О., Кокарев М. Ж., Колобердин М. В., Игембаев Б. А. Технология теплоснабжения жилых и общественных зданий. Выбор автоматизированного теплового пункта // Научное обеспечение жилищно-коммунального хозяйства. Астана: ТОО «КазНТЦР ЖКХ» 2012. С. 80-88.

УДК 621.1

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЧЕТВЕРТОГО ПОКОЛЕНИЯ

Жумагулов Михаил Григорьевич¹, Искакова Назерке Ергалиевна², Романенко Светлана Владимировна³

iskakova.nazerke.e@gmail.com

¹PhD, доцент, ²Магистрант 1 курса

кафедра «Теплоэнергетика» ЕНУ им. Л.Н.Гумилева, Нур-Султан, Казахстан

³к.т.н., старший преподаватель кафедры Аграрной техники и технологии КазАТУ им. С.Сейфулина, Нур-Султан, Казахстан

В Казахстане сложившаяся система отопления и горячего водоснабжения многоэтажных жилых домов организована как система централизованного теплоснабжения (СЦТ). С помощью систем такого типа обслуживается более 70% городских жителей, т.е. почти 40% населения страны. Общая протяженность тепловых сетей в двухтрубном исчислении по республике составляет почти двенадцать тысяч километров. Большинство из них были построены до 1990 года. По классификации систем теплоснабжения приведенного на рис.1, СЦТ нашей страны относятся ко второму и третьему поколению без возобновляемых источников энергии.