

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ  
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСТЕТИ  
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ТОҢАЗЫТУ АКАДЕМИЯСЫ  
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА  
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



**IV ХАЛЫҚАРАЛЫҚ  
ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ КОНФЕРЕНЦИЯ  
«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2014»**

**IV МЕЖДУНАРОДНАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2014»**

**IV INTERNATIONAL  
SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE  
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2014»**

Конференция баяндамаларының жинағы  
27 ақпан, 2014 ж.

Сборник докладов конференции  
27 февраля 2014 г.

Proceedings of the Conference  
February 27, 2014

Алматы, 2014

УДК 621.56/59  
ББК 31.397  
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией доктора химических наук,  
академика **Кулажанова К.С.**

**Редакционная коллегия:**

Цой А.П., Кизатова М.Ж., Хмельнюк М.Г., Эглит А.Я.,  
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2014: Сборник докладов международной научно-  
технической конференции (27 февраля 2014 г.) – Алматы: АТУ, 2014. – 139с.

ISBN 978-601-263-274-3

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований ученых и специалистов Казахстана, Германии, России, США, Японии и Украины по направлениям: теплохладоснабжения, кондиционирования и экологии.

Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также гостиничном бизнесе и спортивных комплексах.

УДК 621.56/59  
ББК 31.397

ISBN 978-601-263-274-3

©АТУ, 2014

## IV МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2014»

27 февраля 2014 года состоялась IV Международная научно-техническая конференция «Казахстан-Холод 2014». Конференция проводилась Представительством Международной Академии Холода в Республике Казахстан.

Международная конференция «Казахстан – Холод 2014» является авторитетным казахстанским форумом специалистов в области промышленного тепло- и хладоснабжения. Проведение конференции создаёт надёжную основу для эффективного взаимодействия науки и бизнеса, органов власти и международных организаций.

*Место проведения конференции:* Республика Казахстан, 050040, г. Алматы, пр. аль-Фараби, 128/8, ГККП «Международный комплекс лыжных трамплинов «Сункар».

*Члены организационного комитета конференции:* Алматинский технологический университет, ТОО «Тениз» – Школа Холода Автоматики и Электроники, ГККП «Международный комплекс лыжных трамплинов «Сункар»», Научно-техническое общество «КАХАК».

Генеральные спонсоры конференции: «**HEVEKOengineering**» (Казахстан); «**МАУЕКАВАМУСОМСО., LTD**»(Япония – Россия); «**JOHNSONCONTROLS**» (США – Казахстан); ЗАО «**ЛИССАНТ**» (Россия).

В конференции приняло участие более 100 представителей из Казахстана, России, Украины, США, Германии, Японии.

### **Конференция проходила по следующим научным направлениям:**

1. Энергоэффективные технологии в тепло- и хладоснабжении.
2. Экологически безопасные и инновационные технологии потребителей холода.
3. Будущее гидрохлорфторуглеродных и гидрофторуглеродных холодильных агентов.
4. Перспективы применения природных холодильных агентов в современной технике низких температур.
5. Экология и охрана окружающей среды при производстве и использовании искусственного холода.

Конференция представляла большой интерес для международных компаний и специалистов в области холода и технологий, дальнейшего использования фреонов с учетом **Монреальского и Киотского протоколов**.

Одним из «ключевых» достоинств проведенной конференции является то, что участниками конференции также выступили **производственники** из казахстанских и зарубежных предприятий. Практики представили статьи, в которых были отражены достижения производственной деятельности, что свидетельствует о высоком профессиональном уровне сотрудников компаний, а также отражает положительную динамику развития **Науки и Бизнеса**.

### **Концепция конференции:**

Республика Казахстан удостоена чести провести **международную выставку «ЭКСПО 2017»**, концепция которой – «**Энергия будущего**». Этот вопрос является особенно актуальным, так как традиционные источники энергии - уголь, газ, нефть,

не бесконечны, в связи с их истощением, а также их влиянием на экологический баланс планеты, на **здоровье и безопасность человечества.**

Проект **«Энергия будущего»** ставит конкретные цели:

1. Исследовать стратегии, программы и технологии, направленные на развитие устойчивых источников энергии, эффективное использование энергетических ресурсов.
2. Стимулировать использование альтернативных источников энергии — в частности, возобновляемых источников энергии.
3. Проводить борьбу с изменением климата и снижению выбросов парниковых газов.

**К сожалению, Казахстан, занимает лидирующую позицию в мире по выбросу парниковых газов на единицу ВВП.** Поэтому наша республика активно включилась в решение этой проблемы и первая среди Азиатских стран и государств СНГ внедрила систему **торговли квотами на выбросы** углекислого газа.

Одним из способов решения данной проблемы является **модернизации производственного оборудования**, с целью уменьшения **экологического загрязнения.** Модернизация производственного оборудования – это большой рынок, требующий значительных средств, которые будут инвестироваться из государственного бюджета, а также иностранными инвесторами.

В соответствии с **«Концепцией»** представительства **Международной Академии холода в Республике Казахстан – «Образование – Наука – Производство»**, успех во многом зависит от **кадров.** Конференция **«Казахстан-Холод 2014»** объединила **научные, инженерные и производственные кадры из среды опытных ученых, практиков и молодых специалистов**, целью которой является полное взаимодействие образования науки и бизнеса.

Ниже публикуются доклады, представленные на конференции

**Председатель представительства Международной академии холода в Казахстане,  
канд. тех. наук, академик МАХ  
ЦОЙ А.П.**

**APPLICATION HEAT EXCHANGE EJECTOR FOR CONDENSATION OF VAPORS OF HYDROCARBONS**

*Kogut V., Associate prof., Butovskiy I., Post-graduate student, Khmelniuk M., PhD, DSc (Engineering)  
Odessa national academy of food technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, Ukraine  
E-mail: vek56@mail.ru; ariesoon@gmail.com; hmel\_m@ukr.net*

Inkjet machines are simple in design, as they work without direct costs of mechanical energy.

Ejectio and Injicio concepts of device for this kind are commonly use in the technical literature: an ejector (from Lat. Ejectio - delete), if it's is intended to remove the vapor (gas) or liquid out of the vessel and the working flow is supplied from the outside; and an injector (from Lat. injicio - Throws up) if the amount of vapor (gas) or liquid is injected into the vessel with help outlet working flow. Ejector heat exchanger (fig. 1) unit with a change in the aggregate state of flow is designed. Stream sucked air mixture with hydrocarbons accelerates ejector confusor to Mach 0.3. In the mixing chamber, workflow is injected (chilled hydrocarbons, carbon dioxide, inert nitrogen gas, a liquid). The instantaneous heat transfer occurs, and hydrocarbons condense at the outlet of the diffuser of the ejector. Heat extraction is conducted by contact heat exchange and evaporative cooling by injected into the gas stream of finely sprayed liquid cooled [4].

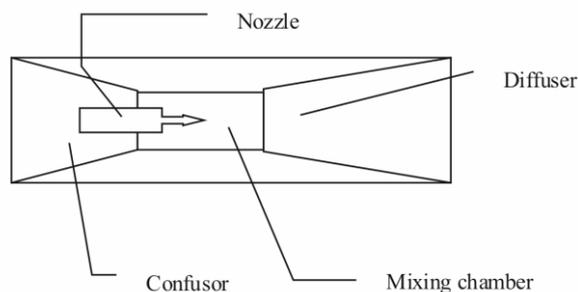


Figure1 - Heat exchanger ejector for hydrocarbons condensing.

The heat exchanger ejector is a channel with the intensive heat exchange and phase transition inside at the expense of the finely sprayed liquid ejection to a superheated air and hydrocarbons mixture at a high range. The main flow is cooled as the working fluid evaporates, then the hydrocarbons condensation takes place inside the mixing chamber.

The calculation is based on the heat exchanger ejector laid the heat balance equation (during evaporation and condensation of the working substance from the main flow of hydrocarbons), the equation of momentum (quantity of motion)

The heat exchanger ejector simulation process is based on the heat balance and momentum equation describing the evaporation of working fluid and condensation of hydrocarbons main stream [4].

Heat exchanger ejector analysis

At the present time it is possible to represent a phenomenological (physical) model and explain the behavior of the stream in the apparatus. The air and vapor of low-boiling hydrocarbons of mixture enters to the heat exchange ejector at the high range, and the sub-cooled liquid is injected at a low speed and temperature. The most important phenomena in the process - is the frontal resistance of droplets, evaporation, channel wall friction and hydrocarbons condensation from the main stream.

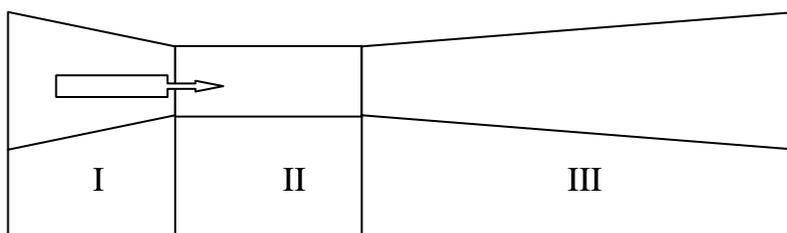


Figure 2 - Distribution zones along the length of the heat exchanger ejector.

Described these phenomena occur simultaneously (fig. 2).

Zone I. Air and vapors of low-boiling hydrocarbons gas stream acceleration, by narrowing of confusor(preparation for contact heat exchange).

Zone II. Active contact heat exchange between the main gas stream and the injected liquid (flash gas cooling).

Zone III. Stagnation of the flow and condensation of hydrocarbons from gas mixture (air is superheated and hydrocarbons are significantly subcooled)

Design and testing of heat exchanger ejector

A new method for condensation of hydrocarbon vapors in the stream represented in the work the heat exchanger ejector.

In order to establish dependencies condensation of hydrocarbons in the heat exchanger ejector from flow velocity and temperature of the working substance was an experimental study of the proposed unit on the designed stand by simulating real conditions of storage and overfilling of low-boiling fuels in Odessa at the company "Inzhmash Service Ltd".

Input parameters for the experiment are presented in Table 1 and Table 2.

Table 1 - Content of hydrocarbons in the air mixture depending on the temperature of environment during the overfilling from tank into the tank (theexperimental data)

Ambient temperature, °C	0 - 20	20 – 30	30 - 45
Gasolines conventional brands	5- 7%	7 -12%	15 - 20%
Diesel fuel (summer)	3- 4 %	5 - 6 %	8 - 10%
Bioethanol fuel	4- 5%	6 -10%	12- 22%

Table 2 - Temperature of the working substance injected into the main streamof air and hydrocarbons mixture

working substance	refrigerated hydrocarbons	carbon dioxide	the inert gas is nitrogen, as a liquid
injection temperature	(5-10) <sup>0</sup> C	(-80--75) <sup>0</sup> C	(-195--180) <sup>0</sup> C

The main objective of the experiment is to confirmthefull condensation of hydrocarbons. The experimental stand consists of three tanks, connecting 100mm pipelines, heat exchanger ejector, two strain-gauge balances, liquid hydrocarbons pump (various grades of gasoline, bioethanol and diesel fuel) and an explosion-proof fan [1; 3] (fig. 3).

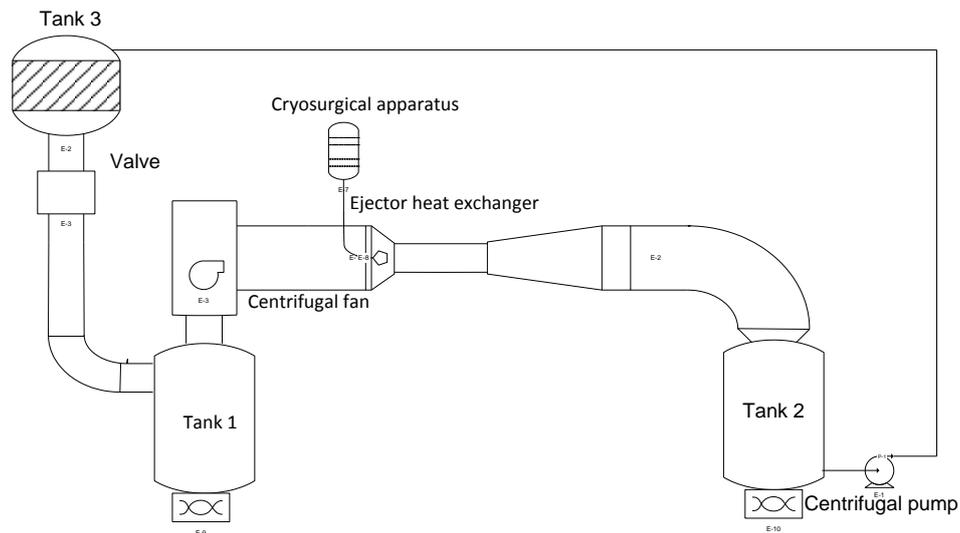


Figure 3 - Experimental setup refrigeration system in the stream of hydrocarbon condensation.

Two main tanksare installed and balanced. The third tank is placed above the whole system. Hydrocarbons are ducted from it to the Tank 1. It is possible to duct the liquid hydrocarbons to Tank 2 through the heat exchanger ejector with the help of centrifugal pump. To increase the motion speed of hydrocarbons there is a high torque fan installed before the heat exchanger. There is also a flow stabilization

zone. Tank 1 is equipped with the electric heater. Liquid nitrogen is injected to the heat exchanger ejector by the capillary-type nozzle. Hydrocarbons flow velocity is control by the change of a rotational speed of the electric motor of high torque fan. TESTO-400 is involved in the work of experimental stand, allows carrying out measurements of temperature, flow rate, flow charge and weight changes. Volume of Tank 1 and Tank 2 is 200 liters, Tank 3 – 30 liters. Capacity of the centrifugal pump is 10 liters per minute. Fan flow rate is 30 meters per seconds. Liquid nitrogen to 1 liter and working fluid of liquid hydrocarbons (various brands of gasoline, bioethanol and diesel propellant) to 30 liters were used in the experiment. Hydrocarbons were not preheated over 45°C. The fuel station conditions were simulated during the experiment.

The hypothesis of the heat exchanger ejector application for hydrocarbon condensation is checked out using the following methods:

1. Liquid nitrogen is ejected into the accelerated stream of vapor of hydrocarbons with the temperature -193°C;
2. The vapor nitrogen with temperature - 70°C ejected a vapor hydrocarbons flow with speed of 25m/s before the heat exchanger ejector;
3. Except nitrogen, the carbon dioxide is used as a working fluid in the open-cycle mode.

The experiment is carried out at the carbon dioxide cycle parameters. During the experiment the hydrocarbons are fully condensated and the amount of working fluid what is necessary for full condensation is determined. The rate of flow in a heat exchanger ejector is experimentally selected and matched to a Mach number  $M=0,3$ . Initial fuel temperature matched to 25-45°C.

Figure 2 shows the quantity change of working substance curves depending on the temperature in the camera of condensation of a heat exchanger ejector in which the full fuel condensation is made.

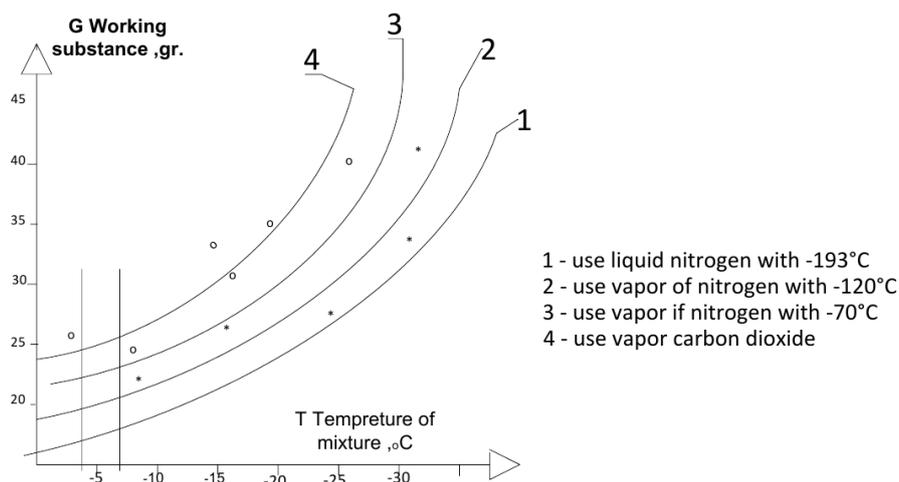


Figure 4 - Dependence of amount change of the working substance against the temperature in a heat exchanger ejector.

Results of experiment demonstrated that for spread brands of gasoline the condensing temperature is in the range (-7... -4°C), in dependence of seasons and brands of gasoline.

According thermophysical characteristics, condensing temperature of low-boiling hydrocarbon fractions is in the range (15-25 C). It is experimentally determined that the rapid fuel condensate fall from air occurs when the liquid sub cooling is in the range of (15-20°C) and the air is extremely superheated. Application of the heat exchanger ejector accelerates and improves the heat exchange between the working substance and a mixture of air and hydrocarbons.

Table 3 - Experimental data of the fuel temperature conditions

	Gasoline conventional brands	Diesel fuel (summer)	Bioethanol fuel
Ambient temperature which is more affective to the fuel vaporization	30-40°C	40-45°C	25-35°C
Ambient temperature which is not affective to the fuel vaporization	15-20°C	25-30°C	10-20°C

Evaporation of low-boiling fractions of fuel in semi-open storage system is increased up to 1.5-1.7 times when achieving the upper range of temperature and is decreased when achieving the lower range of temperature.

The R&D work included the problem analysis in operation practice and design of liquid hydrocarbons conservation systems during the transportation and transferring it from tank to tank. The application of liquid nitrogen for condensation hydrocarbons from the air is profitable at flow rate of 20 - 40 grams per 100 grams of condensed fuel. The experimental results confirmed the relevance of nitrogen and carbon dioxide application for cooling the mixture of air and hydrocarbons of various brands of gasoline, bioethanol and diesel fuel for the hydrocarbons separation.

Essential advantages of the contact heat exchangers in comparison with the surface heat exchangers are the time of heat exchange and decreasing the overall dimensions, capital and running costs, increasing the reliability of equipment as well. Application of heat exchanger ejector provides ecological and fire-safety from hydrocarbons emission into the atmosphere. The relevant factor is the decreasing of bioethanol fuel components evaporation to ensure the safety of hydrocarbons and fuel qualitative indexes.

#### REFERENCES

1. Kogut V., Butovskyi I., Ohlazhdashchaya Sistema dlya condensacii uglevodorodov v potoke // "Holodilnatechnika I tehnologiya" – Odessa., №5, 2013
2. Avtorskoesvidetelstvo № 1374005 «Holodilnayamashina» // Opisanie izobreteniya k svidetelstvu, VNIPI, Bul. №7, 1988, z.27
3. Kogut V., Khmelniuk M. "Experimental study on condensation heat exchanger ejector hydrocarbon stream" - Abstracts of papers 7th international exchange of scientific and technical conference "Modern problems of refrigeration engineering technology i", Odessa, September of 14-16, 2011, pp. 103-106
4. Kogut V., Khmelniuk M. "Questions of safety in transportation and storage of petroleum products" - Abstracts of papers "Innovations in shipbuilding and ocean engineering." - Second International Scientific Conference, Nikolaev, October of 5-7, 2011, pp. 263-266

УДК 621.564

### ҚАЗІРГІ ТОҢАЗЫТҚЫШ АГЕНТТЕРДІ ТАҢДАУ

*Асамбаев А.Ж.*

*Павлодар мемлекеттік педагогикалық институты, Павлодар қ., Қазақстан Республикасы  
E-mail: asen134@mail.ru*

Тоңазытқыш машинада термодинамикалық циклды жүзеге асыру үшін қажетті жұмыстық затты тоңазытқыш агент деп атайды. Сонымен қатар оны кейде «фреон» немесе «хладон» деп жиі атайды.

Қазіргі уақытта тәжірибеде жүздеген тоңазытқыш агент пайдаланады. Ең қол жетімді агенттер су мен ауа. Бірақ су буының төмен қысымы ( $t=2^{\circ}\text{C}$  кезінде  $0,796\text{ кПа}$ ) және төмен температурада өте үлкен меншікті көлемі ( $0^{\circ}\text{C}$  кезінде  $226\text{ м}^3/\text{кг}$ ) болғандықтан, оның қолдануы шектелген. Және де судың пайдалануы тек  $0^{\circ}\text{C}$ -ден жоғары температуралармен шектелген. Сондықтан, су буэжекторлы және абсорбциялық тоңазытқыш машиналарда ғана пайдаланылады.

Ауаның қолдануы оның аз жылу сыйымдылығымен (мөлшері  $1\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ) шектелген, сол себептен тоңазытқыш машинада ауаның өте үлкен көлемі айналып жүру қажетті. Ауа орташа өнімділігі бар газдық (ауалы) тоңазытқыш машиналарда пайдаланылады.

Тоңазытқыш агент ретінде кең тараған аммиак ( $\text{NH}_3$ ). Оны көбінесе салқындатудың орта температураларын алу үшін орта және ірі өнімділігі бар тоңазытқыш машиналарда пайдаланады. Аммиактың термодинамикалық қасиеттері өте жақсы: жоғары көлемдік суыкөнімділігі, салыстырмалы үлкен емес конденсация қысымы, атмосфералық қысымға жықын қайнау қысымы. Сонымен бірге аммиак өте қауіпті: уытты, тұтанғыш және жарылғыш, түсті металдармен реакцияланады.

XX ғасырдың 30-ші жылдары тоңазытқыш агент ретінде фреондарды пайдалана бастады. Фреон дегеніміз – бұл метан, этан, пропан және бутан көмірсутектердің фторхлорбром туындылары. Фреон американдық «Дюпон» фирмасының сауда маркасы, ол 1928 жылы «Кинетик Кемикалз» фирмамен бірге фреон 12 алғашқы жасап шығарған болатын. Фреонның жалпыланған химиялық формуласы:



мұндағы  $m, n, p, q, r$  – фреонның құрамына кіретін химиялық элементтердің атомдар саны.

Метанның галоген туындыларының 15 типі болу мүмкін, этанның – 55 типі, пропанның – 332 типі және бутанның – мыңнан астам түрлері болады.

Стандарттау бойынша халықаралық ұйым хладондарды белгілейтін жүйеге халықаралық стандартты МС ИСО 817-74 енгізген болатын. Бұл жүйе атауынан және саннан тұрады: R әрпі немесе refrigerant (тоңазытқыш агент) сөзі атауын береді, сандар тоңазытқыш агенттің молекуласы құрылымымен байланысты.

Анорганикалық тоңазытқыш агенттерде сандар 700-ге үлкейтілген олардың молекулалық массасына сәйкес. Мысалы: су ( $H_2O$ ) – R718, аммиак ( $NH_3$ ) – R717, көміртегі тотығы ( $CO_2$ ) – R744.

Хладондар үшін (метан туындылары) – сутегі атомдарсыз қоспаларды 1 цифрмен белгілейді, және оған фтор атомдар санын анықтайтын цифрды қосады. Мысалы:  $CF_2Cl_2$  – R12,  $CF_4$  – R14. Этан, пропан және бутан туындылары үшін фтор атомдарын анықтайтын цифрдың алдында 11, 21, 31 сандар сәйкес қойылады. Мысалы:  $C_2F_2C_{14}$  – R112,  $C_4F_7Cl$  – R317. Сутегі атомдары болғанда метан туындыларының бірінші цифрысына, ал этан, пропан және бутан үшін екінші цифрысына орнын баспаған сутек атомдар санына тең сан қосады. Мысалы:  $CHFCl_2$  – R21,  $C_2H_3F_3$  – R143. Егер хладон молекуласында бром атомдары бар болса, онда сандық белгілеуіне B әріпті және бром атомдар санына сәйкес цифрды қосады. Мысалы:  $CF_2Br_2$  – R12B2.

Этанның галоген туындыларынан бастап изомерлер пайда болады. Олардың сандық белгілеуі бірдей және соңында кіші әріп жазылады. Симметриялық изомер тек цифрлармен белгіленеді. Ал егер кіші әріптері a, b, c және т.б. бар болса, онда бұл ассиметриялықты көрсетеді. Мысалы:  $CHF_2-CHF_2$  – R134,  $CF_3CH_2F$  – R134a.

Тоңазытқыш агенттердің азеотропиялық емес қоспаларының белгілеуінде қоспаға кіретін агенттер және олардың қоспадағы пайыздық құрамы беріледі. Мысалы: R22/R12 (90/10) дегеніміз бұл 90% R22 және 10% R12-ден тұратын қоспа. Белгілеуінде тоңазытқыш агенттер олардың қалыпты қайнау температурасының өсуіне сәйкес орналасады. Азеотропиялық қоспалар шартты түрде 500, 501 және т.б. цифрлармен белгіленеді. Егер хладон молекуласында фтор атомдар саны оннан артық болса, онда соңғы екі цифр сызық арқылы ажыратылады, мысалы:  $C_4F_{10}$  – R31-10.

Хладондар Жер атмосферасының озон қабатын бұзу мүмкін. Кейбір тоңазытқыш агенттер атмосфераға шыққанда парникті әсерді тудырады.

1987 жылы хлорфторкөмірсутектер (ХФКС) халықаралық конференцияның Монреаль Хаттамасына сәйкес озон қабатын бұзатын заттарға хлор және бром атомдары бар 11, 12, 113, 114, 115 және басқа фреондар жатқан болатын. Осындай тоңазытқыш агенттер қазір шығарылмайды. Фреон R22 пайдалануына 2030 жылға дейін рұқсат берілген. Тоңазытқыш агенттердің жаңа буыны – фреондар R134a, R125, R152a, R32, R23, қоспалар R404A, R407C, R410A, R507, R508 озон қабатын бұзбайды.

Қазір озон қабатының бұзулуы ғаламдық жылыну проблемамен бірге қарастырылады. Сондықтан, 1997 жылы Киото қаласында парникті әсерін тударатын газдарға озон қауіпсіз фреондар да тіркелді.

Монреаль Хаттамасына кейінгі түзетулер бойынша ХФКС өндіруін 2030 жылдан бастап тоқтатуға жоспар қойылған болатын. Бірақ, 2007 жылдың қыркүйегінде Хаттамаға тағы бір түзету енгізілді. Оған сәйкес 2020 жылдан бастап ХФКС пайдалануына тыйым салынды, бұған жатады фреондар R22, R141b, R21, R142b және R123.

Қазақстан Монреаль Хаттамасына 1989 жылы қосылды. 2008 жылы Қазақстан Республикасының үкіметі «Озон бұзатын заттарды тұтыну ережелерін» бекіткен болатын. Онда үш топқа бөлінген озон қабатын бұзатын заттар тізімі келтірілген.

Қазақстанда 2011 жылы Монреаль Хаттамасында келтірілген гидрохлорфторкөміртектердің жылдық тұтынуы 90,75 тонна болатын. Бұл мөлшер мүмкін болатын максимал шамадан тоғыз есе артық. Сондықтан, аз уақытта бұл келісімді бұзбауға және қайтадан рұқсат етілген тәртіпке Қазақстан кіру қажет.

Энергетикалық және экологиялық факторларды толық бағалау үшін тоңазытқыш агенттерді таңдаған кезде TEWI (Total Equivalent Global Warming Impact) деген шама ұсынылады [2]. Оны баламалы жылынуудың жалпы коэффициенті деп атайды. Бір тоңазытқыш қондырғы үшін:

$$TEWI = GWP_{R_{LR}}N + GWP_{R_{mR}}(1-\alpha) + \beta EN,$$

мұндағы  $GWP_{R}$  - тоңазытқыш агенттің ғаламдық жылыну потенциалы ( $CO_2$  потенциалы бір деп алынған);  $LR$  - тоңазытқыш агенттің кемуі, кг/жыл;  $N$  – қондырғыны пайдалану уақыты, жыл;  $mR$

- қондырғыдағы тоңазытқыш агент массасы, кг;  $\alpha$  - пайдалануы аяқталғаннан кейін кәдеге жаратылған тоңазытқыш агенттің үлесі;  $\beta$ - электрэнергияны өндіру кезіндегі CO<sub>2</sub> эмиссиясы, кг/(кВт·сағ); E - қондырғының жұмыс барысындағы жылдық энергия шығыны, кВт·сағ/жыл.

Синтетикалық альтернативті тоңазытқыш агенттердің ғаламдық жылыну потенциалы (GWP) өте жоғары. Мысалы, R134a-ның 100-жылдық уақыттеңгей жиегі үшін көміртек тотығының GWP-сынан 1300 есе артық. Одан да жоғары GWP R404A, R125 және R143a фреондарда: 3750, 3200 және 4400 сәйкес (1-ші кестені қараңыз) [1].

1-Кесте– Кейбір тоңазытқыш агенттердің параметрлері

Тоңазытқыш агент	Химиялық формуласы	Ғаламдық жылыну потенциалы GWP (100 жыл)	Озонбұзатын потенциалы ODP
R32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	580	0
R410A	R132/R125 (50/50)	1890	0
R125	C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	3200	0
R1270	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	3	0
R143a	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	4400	0
R404A	R125/R142b/R134a	3750	0
R502	R22/R115	5590	0,283
R407C	R32/R125/R134a	1610	0
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3	0
R22	CHClF <sub>2</sub>	1700	0,055
R218	C <sub>3</sub> F <sub>8</sub>	7000	0
R717	NH <sub>3</sub>	0	0
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	8500	0,9
R134a	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	1300	0
R152a	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	140	0
R124	C <sub>2</sub> HClF <sub>4</sub>	480	0,023
R600a	CH <sub>3</sub> CHCH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>	3	0
R142b	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> ClF <sub>2</sub>	2000	0,065
RC318	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	5279	0

Қазір дамушы елдер арасында R22-ң үлесі жылына 20-35% өседі. Бұрынғы қондырғылардан озон қабатын бұзатын газдардың эмиссиясы әлі тоқталмаған. 2015 жылда хлорфторкөмірсутектердің эмиссиясы CO<sub>2</sub> баламасында 18 Гигатонна болады. Сонымен қатар жасырын сауда орын алып отыр, жылына 7000-14000 тонна тоңазытқыш агент жасырын сатылады. Әлі де бромдалған фреондар өрт сөндіргіш жүйелерде пайдаланылады.

Ұсынылады: тоңазыту мұқтаждықтарына электрэнергияның тұтынуы 30-50% азайту, тоңазытқыш агенттердің кеміп қалуын екі есе азайту, тоңазытқыш агенттерді жүйеге 30-50% құйып дайындау. Сонымен қатар, тригенерацияны пайдалану, яғни электрэнергияны, жылуды және суықты бірлесіп өндіру. Және де когенерацияны пайдалану, яғни термотрансформаторларды қолдану [3].

Автокөліктерде GWP>150 тоңазытқыш агенттердің пайдалануына тыйым салынады.

Қазір ең тараған тоңазытқыш агенттердің біреуі R134a. Тұрмыстық тоңазытқыштарда оған бәсекелес изобутан (R600a) болып табылады.

R22 орнына R417a ұсынылады, себебі майды ауыстырудың қажеті жоқ, және де құйып дайындауды «in drop» үлгі ретінде жүзеге асыруға болады.

Озонқауіпсіз тоңазытқыш агенттердің қоспалары R404A, R407C, R410A, азеотроптар R507 және R508 ауаны қалыпқа келтіру жүйелерде пайдаланады. Аталған хладондардың ерекшеліктері әртүрлі. Мысалы, R507 артықшылығы R404A мен салыстырғанда – оның құрамында R134a жоқ. Себебі төмен температурада (-30°C төмен) R134a көлемдік суықкөнімділігін азайтады.

Өте маңызды және қажетті фактор – бұл табиғи тоңазытқыш агенттерді пайдалану: ауа, су, көмірсутектері, көміртегі тотығы және аммиак. Мысалы, көміртегі тотығы (R744) жылудық сорғыштарда қолданыла басталды.

R404A пен R407C пропанмен ауыстыруға болады. Пропанның термодинамикалық қасиеттері өте жақсы, ол арзан және минералды майдармен үйлесімді. Көмірсутектері жылудық сорғыштарда және тұрмыстық тоңазытқыштарда пайдаланады. Өрт және жарылу қауіпсіздігі көмірсутектердің аз құйылуымен (1 кг дейін) қамтамасыз етіледі.

Аммиак ең тиімді агент, бірақ ол өте қауіпті. Оның қауіптілігі оның мөлшеріне байланысты. Өнеркәсіптік тоңазытқыштарда қазір 3000 тоннадан астам аммиак пайдаланылады. 1 кВт суық

өнімділігін алу үшін 100 кг аммиак қолданылады. Егер осы шаманы азайтсақ (80-100 г/кВт дейін) онда тұрмыстық тоңазытқыштарда да оны пайдалану тиімді және қолайлы болу мүмкін.

Қазіргі заманда есеп жүргізгенде экологиялы-энергетикалық әсерді еске алу керек, оған кіреді: баламалы жылынудың жалпы коэффициенті (TEWI) және төмен температуралы жүйенің барлық өміршендік кезеңдегі климаттық ықпал коэффициенті (LCCP). LCCP көрсеткіші TEWI шаманы кеңейтеді, себебі тоңазытқыш агенттердің атмосфераға тура эмиссиясынан басқа тоңазытқыш қондырғының пайдалану уақытында CO<sub>2</sub> баламасында жанама эмиссиясын еске алады, және де қондырғы мен агентті жасап шығару үшін жұмсалған энергияны ескеріп отырады.

Сонымен, тоңазытқыш агенттерді пайдалану проблемасы бұл ғаламдық экологиялық проблема болып шығады. Осының қатарында Қазақстан Республикасы барлық халықаралық келісімдерге сәйкес іс-шаралар жүргізу қажет.

#### ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Асамбаев А.Ж. Рабочие вещества и циклы холодильных машин. – Семипалатинск, СГУ им. Шакарима, 2001.
2. Fisher S.K., Fairchild P.P, Hughes P.S. Global warming implications of replacing CFC // ASHRAE J. - April 1992.
3. Цветков О.Б. Современные холодильные агенты и хладоносители. //www.holodilshik.ru, Интернет-выпуск. - № 66.- июнь 2010.

УДК 621.59.04

### РЕГУЛИРУЕМАЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ГАММА - ДЕТЕКТОРА

*Болоздыня А.И.,<sup>1</sup> Дмитренко В.В.,<sup>1</sup> Сосновцев В.В.,<sup>1</sup> Хромов А.В.<sup>1</sup>, Ананьев В.В.<sup>2</sup>  
(НИЯУМИФИ<sup>1</sup>, ООО НПП «Медгаз»<sup>2</sup>), г. Москва, Россия  
E-mail: vvanord@yandex.ru*

В данном докладе мы описываем результаты предварительных экспериментальных исследований двухфазного трубчатого термосифона для термостатирования массивных детекторов на жидком ксеноне, которые работают при температурах 170-185 К [1,2]. Охлаждение достигается за счет свободно-кипящего жидкого азота при нормальном атмосферном давлении.

Устройство термосифона

Термосифон или гравитационно-управляемая тепловая труба состоит из трех основных частей (рис.1): 1) верхней охлаждаемой в ванне жидкого азота секцией-конденсатором L<sub>с</sub>, 2) нижней секцией-испарителем, встроенной в теплоприемник или тепловой экран охлаждаемого устройства (жидкоксенонового детектора), L<sub>н</sub> и 3) пассивной достаточно длинной адиабатической секцией L<sub>а</sub>, соединяющей две указанные выше активные секции. Термосифон начинает эффективно передавать тепловую энергию от секции-испарителя к секции-конденсатору, как только давление газообразного азота в трубе превышает атмосферное давление и, таким образом, в верхней охлаждаемой части трубы начинается конденсация жидкой фазы, которая под действием гравитации начинает стекать вниз. При испарении жидкого азота в нижней секции термосифона оттуда отбирается тепло, которое уносится вверх по трубе вместе с паром азота. Газообразный азот, достигнув верхней секции-конденсатора, отдает тепло кипящему в ванне снаружи трубы жидкому азоту, конденсируется внутри трубы и опять стекает вниз виде жидкости. Цикл охлаждения повторяется многократно. Поскольку процесс поддерживается за счет гравитации и разности в плотности жидкой и газообразной фаз азота, секция-испаритель находится в его нижней части, а секция-конденсатор – в его верхней части. Диапазон температур, в котором возможно использование термосифона, лежит между тройной и критической точками газа, которым заполняют тепловую трубу. В случае азота – это 63,15К минимальная и 126К максимальная температуры. Отметим, что для охлаждения детекторов, заполняемых жидким ксеноном, можно также использовать метан в температурном диапазоне 90,65-190,7К. Отметим, что метан обладает в 2,5 раза более высокой удельной теплотой испарения и поэтому является более эффективным наполнителем термосифона. В настоящее время для подобных целей часто используются машинные криогенераторы [3]. Однако азот оказывается вне конкуренции, благодаря дешевому и безопасному хладагенту для секции-конденсатора – жидкому азоту (температура свободно-кипящего жидкого азота 78К), производимому в промышленных масштабах.

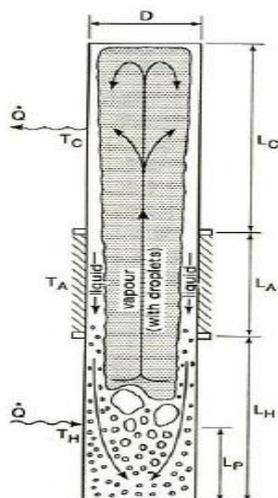


Рисунок 1 - Принцип работы криогенного термосифона [1].

В предварительных экспериментах с помощью термосифона охлаждался медный теплоприемник массой около 15 кг, на котором был установлен электрический нагреватель мощностью 1 кВт и термопара для измерения его температуры. Секция-испаритель представляла собой колодец диаметром 3 см и длиной  $L_H=18$  см в теплоприемнике. Адиабатическая секция термосифона представляла собой трубу из нержавеющей стали диаметром 3,8 см длиной  $L_A=140$  см. Секция-конденсатор представляла собой нержавеющую трубу диаметром 3,8 см и длиной  $L_C=25$  см, вставленную вертикально в днище жидко-азотного дьюара. Адиабатическая и испарительная секции и теплоприемник находились в вакуумном криостате и были упакованы в вакуумную суперизоляцию.

Термосифон начинает эффективно работать, как только давление газообразного азота в нем превышает атмосферное. После стабилизации в течение примерно получаса, температура секции-испарителя определяется давлением газа внутри термосифона. Тепловую нагрузку в этом опыте имитировали с помощью электрического нагревателя, установленного на массивном теплоприемнике. Рисунок 2 показывает режим устойчивой работы описанного выше термосифона в зависимости от тепловой нагрузки на теплоприемнике. Например, при тепловой нагрузке 880 Вт температура теплоприемника стабилизировалась при 100К, при этом давление внутри термосифона устанавливалось на уровне 8,1 атм абсолютного давления. Давление внутри термосифона хорошо (с точностью 15%) коррелирует с давлением насыщенного пара азота при соответствующей температуре.

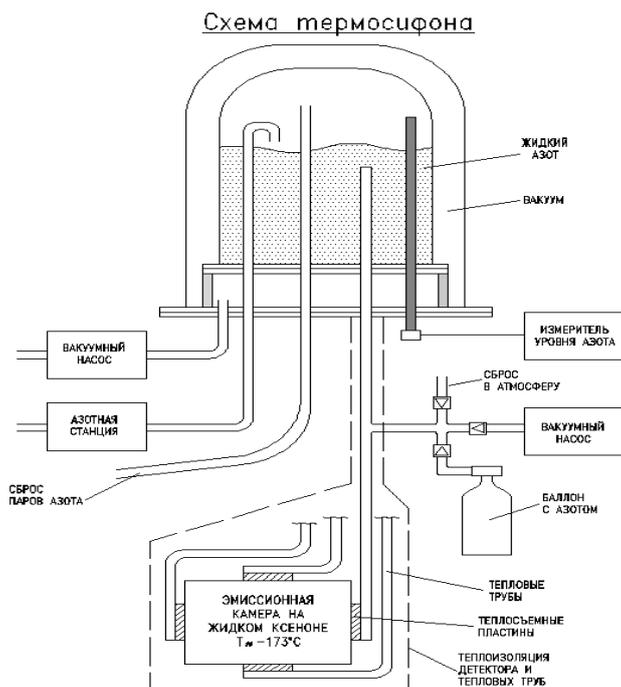


Рисунок 1 (а) - Упрощенная схема экспериментальной установки охлаждения гамма-детектора.

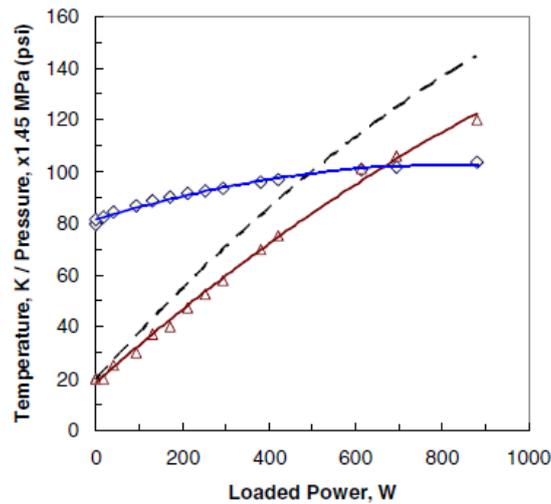


Рисунок 2. Температура теплоприемника (ромбики) и давление азота в термосифоне (треугольники) в зависимости от подаваемой на теплоприемника тепловой нагрузки с помощью встроенного электрического нагревателя [2]. Пунктиром показана зависимость давления насыщенного пара азота при соответствующей температуре (тепловой мощности).

Термосифон работает как очень эффективный теплопроводник. По определению, тепловой поток (мощность охлаждения)  $W$  пропорциональна поперечному сечению проводника  $A$  и градиенту температуры  $\Delta T$  вдоль проводника длиной  $L$

$$W = \Delta Q / \Delta t = kA (\Delta T / L),$$

где коэффициент пропорциональности  $k$  есть теплопроводность термосифона, или

$$k = (W + W_0)L / (A\Delta T).$$

Из рис.2 можно определить  $W_0 = 100$  Вт, тогда, эффективная теплопроводность данного термосифона  $k = 55$  кВт/К·м. Это очень значительная величина, которая более, чем на три порядка превышает теплопроводность меди, в 20 раз превышает теплопроводность синтетического алмаза и в 1,5 превышает теплопроводность графитовых нанотрубок вдоль их длины [4].

Таким образом, тепловые трубы или гравитационно-управляемые термосифоны отлично подходят для охлаждения и охлаждения массивных жидкокислородных гамма-детекторов. В настоящее время в НИЯУ МИФИ идет сборка такой системы для охлаждения детектора РЭД-100 для исследования эффекта когерентного рассеяния нейтрино [5].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lock, G.S.H. The Tubular Thermosyphon, Oxford: Oxford Univ. Press, 1992.
2. Bolozdynya A., Bradley A., Bryan S., Dahl C.E., Kwong J., Mock J., Usowicz M., Shutt T. Cryogenics for the LUX detector, IEEE Trans. Nucl.Sci., vol.56, no.4 (2009) 2309-2312.
3. Микулин Е.И., Ананьев В.В., Первак С.Д. и др. Результаты исследования криогенного пульсационного рефрижератора-ожижителя в диапазоне температур 40 ...110К. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1993. - № 3. (12). С. 77 – 80.
4. S.Berber et al. Unusually high thermal conductivity of carbon nanotubes, Phys.Rev.Lett. v.84 (2000) 4613-4616.
5. RED collaboration. Perspectives to measure neutrino-nuclear neutral current coherent scattering with two-phase emission detector, e-print arXiv:1212.1938v1, 9 Dec 2012.

## РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПАРОВОДЯНОГО ТРАКТА КОТЛА ТГМ-96Б

Атамуратова К.Р., Хан С.Г.

Алматинский университет энергетики и связи, г. Алматы, Республика Казахстан

E-mail: kimbatik@bk.ru, khansvetlana@rambler.ru

В настоящее время АСУ находит все большее применение в промышленности с использованием свободно-программируемых логических контроллеров. На рынке Казахстана существуют множество фирм-производителей контроллеров, среди которых наиболее популярным и надежным является немецкая фирма Siemens. В разрабатываемой АСУ применяется контроллер S7-300 и интегрированная среда разработки программного обеспечения TIA Portal V11 (Totally Integrated Automation Portal) для создания SCADA системы. Totally Integrated Automation Portal представляет собой единую программную платформу для разработки проектов PLC и HMI в составе SIMATIC STEP 7 V11 и SIMATIC WinCC V11 и является последней разработкой фирмы Siemens в настоящее время.

Объектом автоматизации является котельный агрегат ТГМ - 96Б с естественной циркуляцией, который предназначен для получения пара высокого давления при сжигании в виде факела жидкого топлива (мазута) или природного газа. Котельный агрегат установлен на ТЭЦ2 города Актау.

Контуром автоматизации является пароводяной тракт котла ТГМ-96Б, который является составной и особо важной частью котлоагрегата. Состоит из экономайзера, барабана, конденсатора и пароперегревателей.

Каналами регулирования являются уровень воды в барабане котла и температура воды в пароперегревателе.

В АСУ питания котла водой реализован принцип комбинированного регулирования по возмущению – при изменении расхода пара или питательной воды и отклонению – при изменении уровня воды в барабане котла. Регулятор питания должен обеспечить постоянство среднего уровня воды независимо от нагрузки котла и возмущающих воздействий (рис. 1).

В АСУ питания используют для этих целей трех импульсный регулятор питания. Сигналы по возмущению: расход свежего пара  $D_n$ , расход питательной воды  $D_{пв}$ . Сигнал по отклонению: уровень в барабане котельного агрегата  $H_b$ . Сигнал по расходу питательной воды используется как выключающий для снятия в статике сигнала по расходу пара. Регулятор питания перемещает регулировочный орган на линии питательной воды при появлении сигнала небаланса между расходами питательной воды и перегретого пара. Помимо этого он воздействует на положение клапана при отклонении уровня воды в барабане котельного агрегата от заданного значения. Использование сигналов  $D_n$  и  $D_{пв}$  в обеспечивают быстрое действие АСУ питания, сигнал  $H_b$  – заданную точность поддержания уровня в барабане. В схеме измерительного блока регулятора питания датчики  $D_n$ ,  $D_{пв}$  и  $H_b$  включены таким образом, что при понижении уровня воды в барабане котлоагрегата, увеличении расхода пара, уменьшении расхода питательной воды, они действуют в одном направлении – в сторону открытия питательного клапана, а при повышении уровня, уменьшении расхода пара и увеличении расхода питательной воды - в сторону закрытия питательного клапана (рис.1) [1].

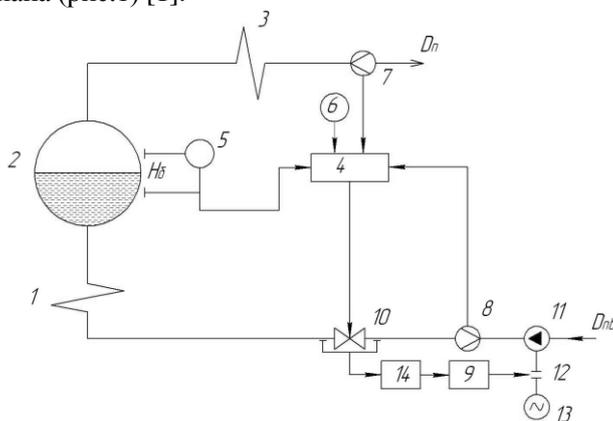


Рисунок 1 - Принципиальная схема регулирования питания барабана котла:

1 - экономайзер, 2 - барабан котла, 3 - пароперегреватель, 4 - регулятор питания, 5 - датчик уровня, 6 - задатчик, 7 - датчик расхода пара, 8 - датчик расхода питательной воды, 9 - регулятор производительности,

10 - питательный клапан, 11 - питательный насос, 12 - гидромуфта, 13 - электродвигатель, 14 – дифференциальный манометр.

Автоматическая система регулирования температуры перегрева (рис.3) пара предназначена для поддержания заданного температурного режима в паровом тракте котла. С этой целью весь паровой тракт котельного агрегата разбивается на ряд участков. На выходе каждого из них должно поддерживаться заданное значение температуры.

При регулировании температуры перегрева пара смешиванием в пар впрыскивается конденсат либо вводится пар с меньшей энтальпией. Принцип действия впрыскивающего пароохладителя основан на изменении энтальпии частично перегретого пара за счет теплоты, отбираемой от него на испарение охладителя, впрыскиваемого в паровой тракт пароперегревателя. Регулирование температуры пара при выходе из пароперегревателя осуществляется изменением количества впрыскиваемого охладителя. За счет этого изменяется температура пара при выходе из пароперегревателя. Впрыскивающие пароохладители устанавливаются в одном из промежуточных сечений пароперегревателя. Для получения хорошего качества регулирования температуры пара и обеспечения надежности металла поверхностей нагрева пароперегревателя используют три впрыска (рис.2) [1].

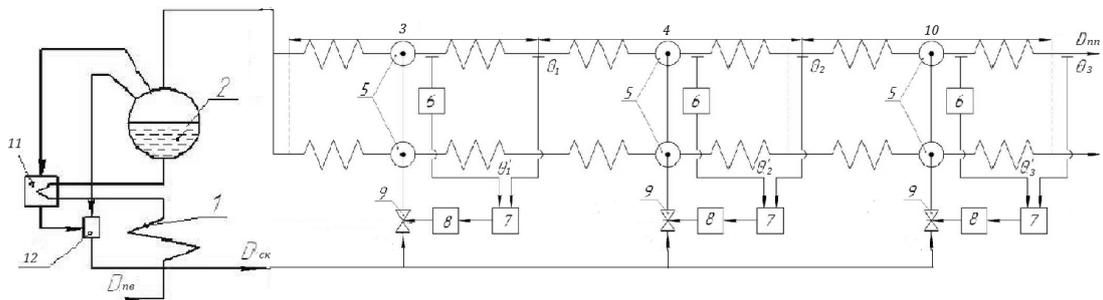


Рисунок 2- Принципиальная схема автоматического регулирования температуры перегрева пара:

1 – экономайзер, 2 – барабан котла, 3 – первая (радиационная) ступень пароперегревателя, 4 – вторая (потолочная) ступень пароперегревателя, 10 – третья (конвективная) ступень пароперегревателя 5 – впрыскивающий пароохладитель, 6 – дифференциаторы, 7 – регуляторы, 8 – исполнительные механизмы, 9 – клапаны впрыска, 11 – конденсатор, 12 – конденсатосборник.

$D_{нв}$  – расход питательной воды,  $D_{ск}$  – расход собственного конденсата,  $D_{пп}$  – расход перегретого пара,  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  – температуры пара за первой, второй и третьей ступенью пароперегревателя,  $\theta_1', \theta_2', \theta_3'$  – скорость изменения температуры пара после первого, второго и третьего впрыска.

Функция САУ пароводяного тракта котла заключается в непосредственном измерении входных сигналов, полученных от первичных преобразователей, и принятия решения об управлении параметрами технологического процесса.

АСУ ТП котла имеет трехуровневую иерархическую архитектуру (рис. 4):

- Нижний уровень представлен датчиками и исполнительными механизмами
- Средний уровень – программируемыми логическими контроллерами
- Верхний уровень системы – резервируемыми АРМ (автоматизированное рабочее место) операторов.

Вся автоматизированная система управления технологическими процессами котла агрегата включает в себя:

- дублированный контроллер «S7-300», обеспечивающий функции информационно-вычислительной системы (ИВС);
- Коммуникационные процессоры для подключения SIMATIC S7-300 к IndustrialEthernet;
- Аналоговые модули ввода SM 331 AI 8×TC, SM 331 AI 8×RTD, обеспечивающие связь с объектом, а также подготовку информации для решения задач контроля, реализуемых на верхнем уровне АСУ ТП;
- Дискретный модуль вывода SM322 DO 32 x DC 24v. Модуль предназначен для преобразования внутренних логических сигналов контроллера в его выходные дискретные сигналы. Модуль имеет 32 выходных канала. Напряжение питания составляет 24в.
- Дискретный модуль ввода SM321 DI 32 x DC 24v. Модуль предназначен для преобразования входных дискретных сигналов контроллера в его внутренние логические сигналы. Модуль имеет 32

входных канала. Напряжение питания составляет 24в.

- основной и дублированный источники питания Блок питания PS 405 10A R, обеспечивающие непрерывным питанием;

- Сетевые средства связи сети Industrial Ethernet (коммутаторы Scalance X208). Для организации резервируемой сети обмена данными между контроллером и операторской станцией [3].

Связь операторских станций с контроллером осуществляется с помощью дублированной сети Industrial Ethernet. Коммутаторы Scalance X208 формируют дублированную сеть Industrial Ethernet между входящими в состав АСУ ТП станциями управления и двумя дублированными контроллерами S7-300 с помощью стандартного ИТР кабеля для Industrial Ethernet. Связь дублированных контроллеров S7-300 с полевыми устройствами осуществляется с помощью дублированной сети PROFIBUS-PA посредством модуля связи DP/PAlink.

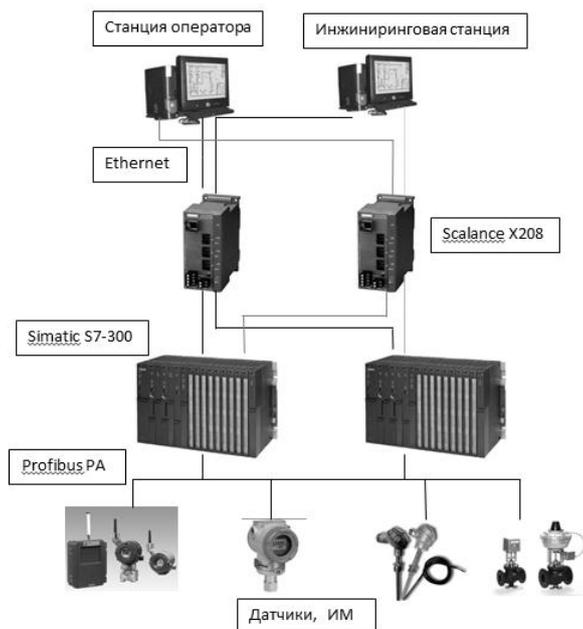


Рисунок 3 - Структурная схема АСУТП.

На рисунке 4 изображена SCADA система пароводяного тракта, выполненная в интегрированной среде программирования TIAPortalV11, изображенная в виде мнемосхемы. Scada содержит показания основных параметров пароводяного тракта, в виде аналогового сигнала, а также органы регулирования в виде клапанов, которые показывают процентное соотношение открытия клапана.

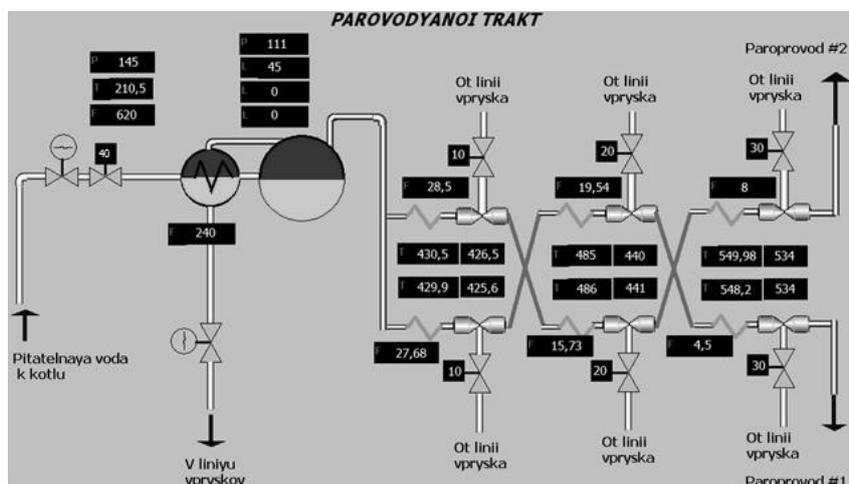


Рисунок 4 - SCADA система пароводяного тракта.

Таким образом, в данной работе разработана SCADA-система в интегрированной среде разработки программного обеспечения TIA Portal с применением контроллеров фирмы Siemens SIMATIC S7-300. На диспетчерский пункт выведены основные технические параметры пароводяного тракта, а также органы регулирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Липатников Г.А., Гузев М.С. Автоматическое регулирование объектов Теплоэнергетики. Учебное пособие: Владивосток, 2007.
2. И Н С Т Р У К Ц И Я ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ котлоагрегатов типа ТГМ-96 Б ст. № 9÷13 ТИ 03-035-13.
3. Интернет-ресурс: официальный сайт фирмы Siemens <http://www.siemens.com>

УДК 6 81.11.031.12:519.673

### МЕТОДЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ НЕНЬЮТОНОВСКИХ ЖИДКОСТЕЙ

*Белецкий Э.В.\*; Петренко Е.В.\*\*; Семенюк Д.П.\*\**

*\*Харьковский торгово-экономический институт Киевского национального торгово-экономического университета, \*\*Харьковский государственный университет питания и торговли, г. Харьков, Украина  
E-mail: bileckyj@meta.ua; elena\_lion\_71@mail.ru; dmitriy.semeniuk@gmail.com*

В основе организации большинства процессов химической и пищевой технологий лежат знания гидродинамики течений жидкостей. Движущиеся жидкости переносят различную энергию (кинетическую, тепловую). Как правило, жидкости, которые перемещаются в технологических аппаратах, являются гетерогенными системами, представляющие собой различные растворы и смеси.

Все многообразие внутри аппаратных течений можно разделить на два больших класса: течения при числах Рейнольдса, больше единицы, и течения при которых число Рейнольдса меньше единицы. Течения первого класса на практике реализуются для жидкостей с малой вязкостью. В таких течениях легко осуществлять обмен теплотой и массой, т.е. перераспределять целевое вещество [1].

Объектом исследования являются процессы реодинамики неньютоновских жидкостей в плоском и прямоугольном каналах технологического оборудования пищевых и химических производств.

Предложен метод суперпозиции для построения полей течения большей размерности из полей течения меньшей размерности с различными граничными условиями, с изменением параметров реологического состояния от давления.

Принимаем, что границы каналов подвижны, движение границ может происходить как вдоль, так и поперек канала. Канал прямоугольного поперечного сечения считается стандартным. Течения в каналах характеризуются величинами скорости и давления в каждой точке области течения. Информация о течении может быть сокращенной (только давление и расход) и полной или локальной (давление и скорость) в каждой точке. Перемещение жидкости в канале может быть прямым и криволинейным. Последнее никак не сказывается на результатах потому, что для течений с числом Рейнольдса меньше единицы инерция не имеет никакого значения [4].

Уравнения стоксовых течений в напряжениях имеют следующий общий вид:

$$\begin{aligned} -\nabla P + \nabla \hat{\tau} &= 0, & \vec{v} &= (v_x, v_y, v_z), \\ \nabla \rho \vec{v} &= 0, & \hat{\tau} &= \tau_{ik}, i, k = x, y, z, \\ \hat{\tau} &= \hat{\tau}(\hat{\epsilon}, P, T), & \hat{\epsilon} &= \dot{\epsilon}_{ik}, & \rho &= \rho(P), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $P$  - давление в жидкости, Па;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\hat{\tau}$  - тензор напряжений, Па;  $\vec{v}$  - вектор скорости течения, м/с;  $T$  - температура, К;  $\hat{\epsilon}$  - тензор скорости деформаций, 1/с;  $x, y, z$  - координаты точки в области течения, м.

Все течения, подчиняющиеся уравнениям (1) можно разделить на две группы. К первой группе относятся течения, в которых вектор скорости имеет только одну составляющую (компоненту). Сама эта компонента может зависеть от одной или двух координат, но эти координаты должны быть

поперечными. Если в качестве продольной координаты (вдоль оси  $oz$ ) выбрать координату  $z$ , то поперечными координатами будут  $x$  и  $y$ . Продольные течения имеют компоненту скорости  $v_z$ , которая может зависеть как от  $x$  или  $y$  по отдельности, так и от обеих этих координат. Продольные течения, единственная компонента скорости, которая зависит только от поперечных координат, не может содержать в уравнениях течения никаких величин, зависящих от давления и температуры, кроме градиента давления. В таких продольных течениях картина распределения скорости одинакова во всех поперечных сечениях. Ко второй группе относятся течения в каналах, у которых вектор скорости имеет две или три компоненты, каждая из которых зависит от двух или трех координат.

Течения второй группы можно упорядочить таким образом: продольные течения двухмерные; поперечные течения двухмерные с нулевой продольной скоростью; трехмерные продольно-поперечные течения, имеющие все три компоненты вектора скорости, каждая из которых зависит от всех трех координат.

Причины, которые вызывают тот или иной вид течения – граничные условия и зависимость (независимость) реологических характеристик от давления и температуры. Такую зависимость легче проследить на примере ньютоновской или неклассической неньютоновской жидкостей, у которых их свойства не зависят от тензора скорости деформаций. Если в канале течение зависит только от продольной координаты и имеет только продольную составляющую, то это течение в плоском канале, который имеет только одну пару границ, причем скорости этих границ – также только продольные. При этом вдоль канала меняется только давление. Если параметры реологии зависят от давления, то от давления будет зависеть и компонента тензора напряжений в уравнении равновесия (1). В этом случае возникает зависимость продольной скорости от продольной координаты. В силу уравнения сохранения количества вещества (1) появляется и вторая – поперечная компонента скорости, хотя граничные условия имеют чисто продольный характер. Для ньютоновской жидкости возможны продольные течения с одной компонентой скорости, зависящие от двух поперечных координат. Для таких течения необходимо наличие еще одной пары границ с продольными граничными условиями. Усложнение такой задачи и добавление зависимости реологических характеристик от давления выводит ее решение за пределы двухкомпонентного течения, так, что течение приобретает еще одну компоненту и еще одну координату как аргумент. Таким образом, добавление пары границ к уже существующим добавляет новую координату, а добавление зависимости от давления добавляет и компоненту и координату. Это наглядно иллюстрирует рис. 1.

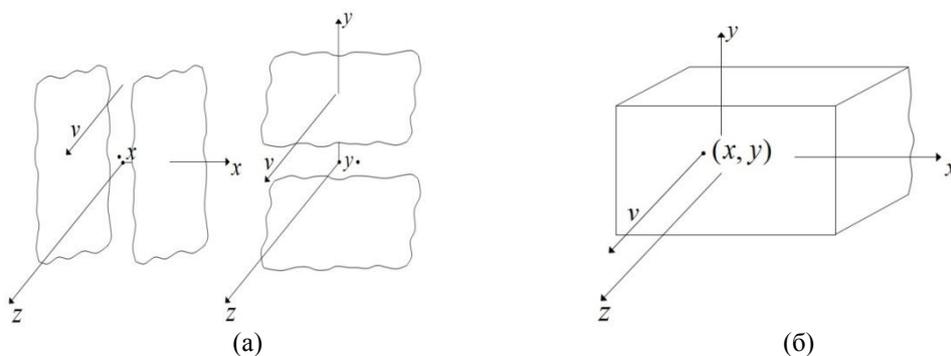


Рисунок 1 – Продольное течение жидкости: (а) – в каналах со взаимно перпендикулярными границами; (б) – в прямоугольном канале.

Существуют и чисто поперечные течения для ньютоновской жидкости. Если канал плоский, и скорости его границ чисто поперечные, течение будет чисто поперечным и зависящим только от одной поперечной координаты. В практическом аспекте такие течения представляют интерес для мелких каналов большой ширины, их приближенно можно рассматривать в виде плоского канала. В широком замкнутом канале расход течения должен быть равен нулю. Следовательно, для того, чтобы поперечное течение в плоском канале адекватно представляло поперечное течение в прямоугольном канале, следует рассматривать чисто продольное течение с расходом равным нулю. Если реологические характеристики жидкости зависят от давления, то поперечное течение в плоском канале приобретает дополнительную компоненту скорости и дополнительную координату в качестве переменной (рис. 2).

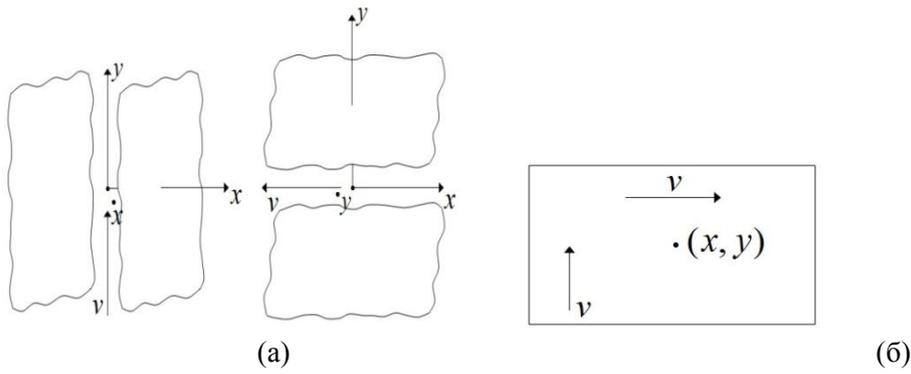


Рисунок 2 – Поперечные течения жидкости: (а) – в плоских каналах; (б) – в прямоугольном канале.

Течение, в прямоугольном канале границы которого движутся и продольно и поперечно, имеет три компоненты скорости. Если жидкость ньютоновская, то все эти компоненты зависят только от двух поперечных координат. Если же в уравнении реологического состояния присутствует давление, то к двум координатам добавляется третья – продольная; а само течение имеет наибольший уровень сложности. Установив связь между количеством границ, характером граничных скоростей и реологией можно предложить способ построения поля скорости двух- и трехмерного течений по полю скорости течения меньшей размерности. Способ заключается в том, чтобы представить поперечное течение в прямоугольном канале в качестве суперпозиции двух поперечных течений в плоских взаимно перпендикулярных каналах с нулевым расходом. Этот способ применим как к ньютоновским, так и к неньютоновским жидкостям. Такая суперпозиция представлена на рис. 3.

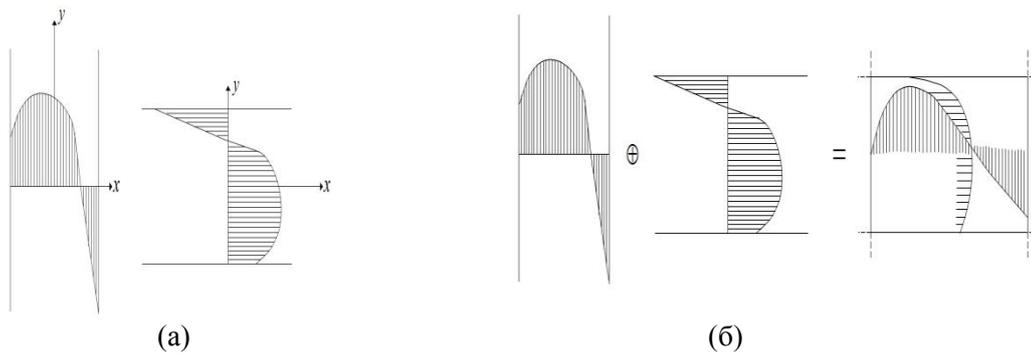


Рисунок 3 - Течение жидкости в плоских каналах: (а) – профили скорости в поперечных течениях; (б) – суперпозиция поперечных течений.

Факт суперпозиции заключается в том, что для каждого из плоских каналов с взаимно перпендикулярными границами рассматривается продольное течение, уравнения которого содержат слагаемые, относящиеся к другому каналу. Проще всего это увидеть на примере поперечного течения ньютоновской жидкости. Пусть имеется поперечное течение в направлении оси  $ou$ , зависящее от координаты  $x$  (см. рис.4).

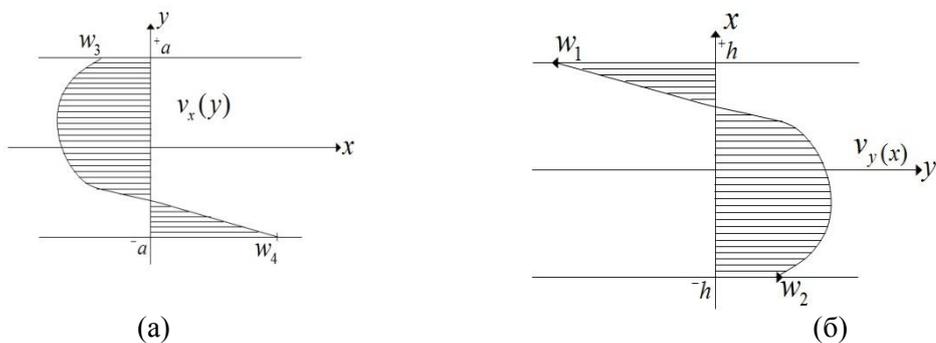


Рисунок 4 – Профиль скорости и граничные скорости: (а) – в продольном течении, зависящем от координаты  $x$ ; (б) – в продольном течении, зависящем от координаты  $y$ .

В этом случае уравнения равновесия в напряжениях имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial y} &= \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y}, & v_{y(+h)} &= W_1, \\ v_y &= v_y(x), & v_{y(-h)} &= W_2, \end{aligned} \quad (2)$$

где:  $h$  – половина ширины плоского канала,  $W_1, W_2$  – скорости границ канала.

Для решения задачи (1) следует указать связь между  $\tau_{yx}$  и  $\tau_{yy}$ . Это можно сделать различными способами, но при условии, что известна связь между напряжениями и скоростями деформаций в виде  $\tau_{ik} = \mu \dot{\epsilon}_{ik}$  для ньютоновской жидкости. Поэтому, зная граничные условия, всегда можно производные по координате  $x$  выразить через производные по координате  $y$ . Производные по координате  $x$  относятся к течению в канале со сторонами, перпендикулярными каналу задачи (2).

Это можно сделать так:  $\frac{\partial v_y}{\partial x} \sim (W_1 - W_2)/2h$ ;  $\frac{\partial v_x}{\partial y} \sim (W_3 - W_4)/2a$  в том случае, если

$W_1 - W_2 \neq 0$ ,  $W_3 - W_4 \neq 0$ . В противном случае следует использовать оценки такого вида:

$$\frac{\partial v_y}{\partial x} \sim (v_m - W_1)/\Delta_x^+; \quad (v_m - W_2)/\Delta_x^-; \quad \frac{\partial v_x}{\partial y} \sim (v_m - W_3)/\Delta_y^+; \quad (v_m - W_4)/\Delta_y^-, \quad \text{в которых } \Delta_x^\pm, \Delta_y^\pm$$

характеризуют положение экстремума скорости соответствующего продольного течения:  $\Delta_y^+ + \Delta_y^- = 2h$ ;

$\Delta_x^+ + \Delta_x^- = 2a$ . В первом случае оценки приводят к тому, что  $\frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y}$  выражается через  $\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x}$ .

Во втором случае величины  $v_m$  и  $\Delta_x^\pm, \Delta_y^\pm$  выступают как неизвестные параметры, которые определяются после решения задачи. И в том, и в другом случае задача (2) сводится к продольной задаче от одной поперечной координаты. Затем рассматривается такая же задача, но для плоского канала, перпендикулярного первому. Эта задача записывается в таком виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}, & v_x(+a) &= W_3, \\ v_x &= v_x(y), & v_x(-a) &= W_4. \end{aligned} \quad (3)$$

Решение этой задачи формально имеет такой же вид, как и задачи (2). Оценки производных скоростей позволяют выразить слагаемое  $\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}$  через  $\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}$ . Решение (2) и (3) следует подчинить

условию нулевого расхода. Это условие приводит к уравнениям для  $\frac{\partial P}{\partial y}$  и  $\frac{\partial P}{\partial x}$  так, что величины этих давлений становятся зависимыми от разностей  $W_1 - W_2$  и  $W_3 - W_4$ .

Распространение изложенного способа решения на неньютоновскую жидкость не приводит к каким-то принципиальным изменениям, но делает решение задач (2) и (3) несколько более сложным. Здесь возможны такие случаи: вязкость жидкости зависит от второго инварианта тензора скорости деформаций; вязкость жидкости зависит от давления.

В первом случае следует все слагаемые второго инварианта выразить через соответствующую производную продольной скорости: для задачи (2) – это  $\frac{\partial v_y}{\partial x}$ ; для задачи (3) – это  $\frac{\partial v_x}{\partial y}$ . Во втором случае продольные течения  $v_y(x)$  и  $v_x(y)$  приобретают по дополнительной компоненте  $v_x(x)$  – для задачи (2), и  $v_y(y)$  – для задачи (3). Следовательно, в этом случае надо рассмотреть задачу

продольного течения с одной поперечной компонентой. Рассмотрение такой задачи основано на следующих уравнениях:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}, \\ v_z &= v_z(y, z), & v_z(+h, z) &= W_5, \\ v_x &= v_x(y, z), & v_z(-h, z) &= W_6, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $W_5, W_6$  – значения продольных скоростей границ (рис. 5).

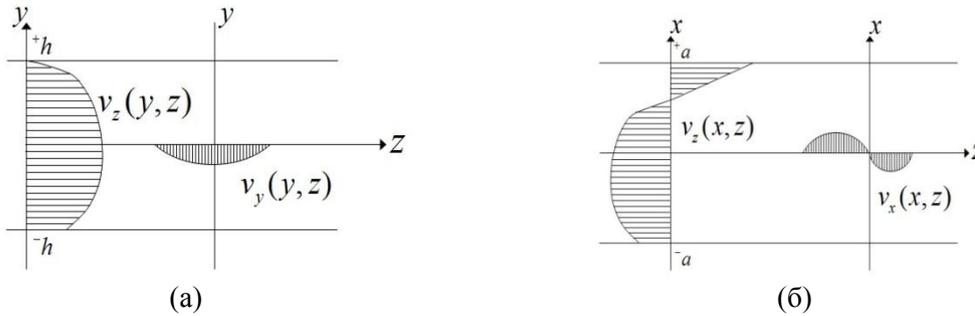


Рисунок 5 - Продольное течение с поперечной компонентой для жидкости, свойства которой зависят от давления: (а) – поперечная компонента направлена вдоль оси  $ox$ ; (б) – поперечная компонента направлена вдоль оси  $oy$ .

Решение этой задачи построено на сведении слагаемого  $\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}$  к слагаемому  $\frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y}$  с помощью уже описанных оценок. Решение задачи (4) описывает продольное течение вдоль оси канала вида с граничными условиями такого вида:

$$P(z=L) = P_L, \quad P(z=0) = P_0, \quad (5)$$

где  $L$  – длина канала, м;  $P_0$  и  $P_L$  – граничные значения давления на торцах канала, Па.

Решение этой же задачи, но с условием равенства расхода нулю, описывает поперечные течения во взаимно перпендикулярных каналах с двумя плоскими границами.

Задача продольного течения для другой пары границ выглядит подобно задаче (4), а именно:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} = 0, \\ v_z &= v_z(x, z), & v_z(+a, z) &= W_7, \\ v_y &= v_x(x, z), & v_z(-a, z) &= W_8, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $W_7$  и  $W_8$  – продольные скорости, м (рис. 5).

Задачи (2), (3), (4), (5) приводят к полям скоростей, которые в области пересечения плоских каналов состоят из двух полей скоростей, в связи с чем возникает вопрос о выборе того или иного поля. Это можно сделать двумя способами. Первый способ: поля скорости, полученные как решение разных задач, относят к границам, для которых они получены. При этом для продольной скорости получаются четыре области: по две – на каждую пару границ. Условие непрерывности величин продольных скоростей, вычисляемых по двум разным выражениям, приводит к четырем уравнениям для четырех линий, которые разделяют прямоугольник поперечного сечения канала на подобласти, в каждой из которых справедливо свое выражение для продольной скорости [рис. 6 (а)].

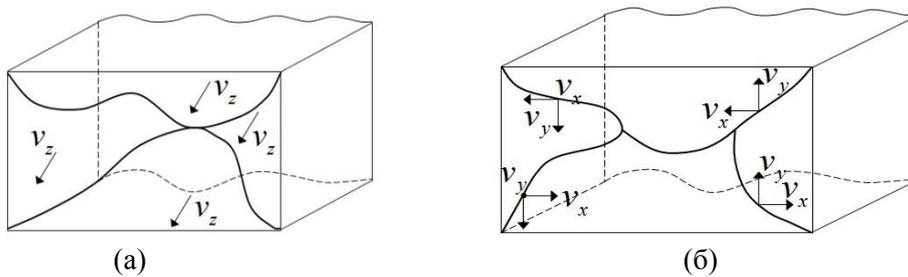


Рисунок 6 - Разбиение поперечного сечения прямоугольного канала на подобласти: (а) – для продольного течения; (б) – для поперечного течения.

Такая же процедура проводится для поперечного течения, в этом случае также возникают четыре подобласти. Однако условием их фиксации являются не условия непрерывности скорости, а условия непрерывности абсолютной скорости. Векторы скорости испытывают на линиях, отделяющих области друг от друга поворот на угол равный  $\frac{\pi}{2}$  [рис. 6 (б)]. Сущность этого способа

состоит в том, что для прямоугольного канала с разными сторонами  $a$  и  $h$  в качестве основного выбирается поле скорости, отвечающее более длинным границам, и корректируется множителями для удовлетворения граничным условиям второй пары границ. При этом используется проверенное экспериментальными данными положение о том, что влияние пары границ распространяется внутри области течения на расстояние приблизительно, равное длине границ. Таким образом, при большом значении этой длины влияние более короткой пары границ ослабевает. В качестве иллюстрации можно рассмотреть канал, в котором  $a \gg h$ . Тогда в его сечении имеются две подобласти, примыкающие к сторонам с длиной  $h$  и простирающиеся в глубину на расстояние  $h$ , в которых выражение для скорости течения в плоском канале шириной  $2h$  должны быть скорректированы. Вне этих двух областей течение такое же, как и без этих двух границ. Применение этого метода к поперечному течению приводит к тому, что эти два поля скорости, полученные каждое для своей пары границ, отнесены ко всей области прямоугольного поперечного сечения, но с корректирующими множителями, учитывающими недостающую пару границ. Приведенный метод – более точный, но и более сложный. Сложность его применения состоит в том, что влияние границ простирается внутрь области течения на длину участка границы и подтверждается только для ньютоновской жидкости. Для неньютоновской жидкости это правило тоже верно, но длину границы следует умножать на множитель, зависящий от параметров уравнения реологического состояния.

Подводя итоги, можно сказать, что представленный в настоящей статье способ сведения задач течения большей размерности к задачам меньшей размерности может применяться к широкому множеству нелинейных жидкостей с разными граничными условиями, основанными не только на прилипании. Этот способ может быть распространен на течения со скольжением и на неизотермические течения. При этом требуется принять во внимание тот факт, что течение высоковязких жидкостей сопровождается значительным диссипативным выделением тепла, которое описывается распределенным источником [3]. Наличие скольжения помимо упомянутого объемного источника указывает на необходимость учета поверхностного источника, локализованного на границе области течения. Скользящий контакт на границе подобен контакту двух твердых поверхностей. Тепловыделение в таком контакте зависит как от давления по нормали к контакту, так и от величины скольжения. В первом случае тепловыделение происходит по Кулоновскому типу, а во втором – по гидродинамическому. Задачей на будущее является распространение способа решения трехмерных задач на задачи с поверхностными тепловыми источниками.

Наличие возможности скольжения неньютоновской жидкости на границах области течения позволяет все течения разделить на две группы. К одной из них можно отнести течения, на всем протяжении которых выполняются первые условия скольжения. К другой группе можно отнести такие течения, у которых часть течения сформирована условиями прилипания, а часть – условиями скольжения. Для течений последней группы число компонентов вектора скорости и число координат изменяется в сечении канала, которое имеет продольную координату, совпадающую с координатой вдоль которой может произойти смена вида граничного условия. Для таких течений необходимо решать задачу “склеивания” течений двух видов. Такое “склеивание” следует подчинить условиям непрерывности всех компонентов скорости и давления. При этом первые производные скорости по координатам будут

испытывать скачок. В силу связи между компонентами тензоров напряжений и скоростей деформаций скачок производных скорости означает скачок компонентов тензора напряжений. Таким образом, накладывание условий непрерывности компонентов скорости не вполне последовательно, поскольку приводит к скачку компонентов напряжений и непрерывности давления (рис. 7).

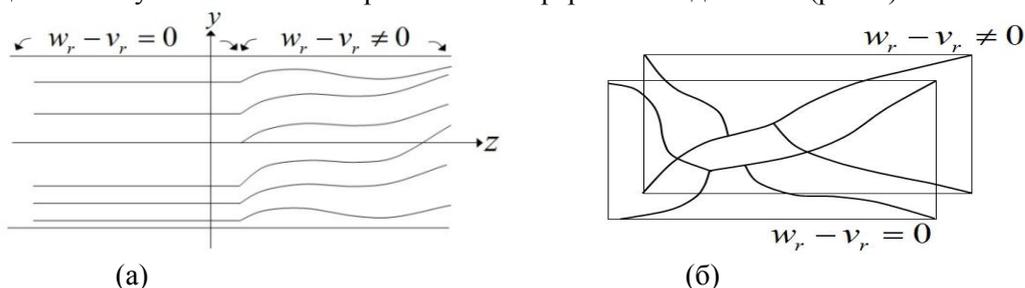


Рисунок 7 - Течения жидкости с комбинированными границами: (а) – “склеивание” линий тока для течения с условиями скольжения и прилипания на части границ; (б) – разбиение поперечного сечения канала на подобласти, когда одно из сечений принадлежит участку со скольжением, а другое сечение – участку с прилипанием.

Более последовательным является распространение условий непрерывности и на частные производные вектора скорости в сечении, в котором сопрягаются разноразмерные течения. Все сказанное относится к продольной компоненте поля скорости и к поперечным компонентам при условии, что разбиение прямоугольника сечения канала на подобласти с разных сторон сечения перехода от одних граничных условий к другим – одинаково. На самом деле это не так, поэтому возникает проблема “склеивания” по непрерывности и разбиений. Эта проблема требует дополнительного изучения. Следовательно, предлагаемый в настоящей статье способ построения трехмерных полей скорости и давления имеет определенный потенциал развития и расширения на течения, которые возникают при описании большого числа практических ситуаций в пищевых и химических технологических процессах. Обсуждаемый в настоящей статье способ был применен для изотермических течений без скольжения к трехмерным задачам течения ньютоновской, степенной, обобщенной степенной и бингамовской жидкостей в прямоугольном канале с произвольным кусочно-постоянным распределением скоростей границ [4]. При этом в некоторых случаях удалось учесть сжимаемость жидкостей и зависимость параметров уравнения реологического состояния от давления.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ульев Л. М. Ламинарные течения в соосных конических каналах: монография в 2-х т. Т. 1. / Л. М. Ульев. – Х. : НТУ «ХПИ», 2006. – 660 с.
2. Бурдо О. Г. Прикладное моделирование процессов переноса технологических системах / О. Г. Бурдо, Л. Г. Калинин. – Одесса: Друк, 2008. – 348 с.
3. Кутателадзе С. С. Исследования по гидродинамике и теплообмену / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск : Ин-т теплофизики, 1980. – 164 с.
4. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л. Л. Моделювання течій неньютонівських рідин у каналах базової геометрії : монографія / Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, Е. В. Білецький, Ю. А. Толчинський. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – 319 с.

УДК 621.575.9:620.197

### ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ БРОМИСТОЛИТИЕВЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ТЕПЛОТЫ

<sup>1</sup>Волкова О.В., д.т.н., профессор, <sup>2</sup>Степанов К.И., младший научный сотрудник

<sup>1</sup>НИУ ИТМО, Институт холода и биотехнологий, г. Санкт-Петербург

<sup>2</sup>Институт теплофизики СО РАН им С.С. Кутателадзе, г.Новосибирск, Россия

E-mail: v-olga.v@mail.ru; stepanov\_ki@mail.ru

Значительный вклад в экономию энергии и топлива может внести использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Одним из путей использования ВЭР является получение холода или тепла с помощью абсорбционных бромистолитиевых преобразователей теплоты (АБПТ).

С 2002 г. В России выпускают АБПТ конструкции ООО ОКБ «Теплосибмаш» (г. Новосибирск),

созданные при научной поддержке Института теплофизики СО РАН и СПбГУНиПТ.

Применение медно-никелевых теплообменных труб в основных аппаратах, эффективных ингибиторов коррозии, поверхностно-активных веществ (ПАВ), позволило создать различные модели АБПТ, отличающиеся по показателям энерго- и материалоемкости [1].

Однако, значительное увеличение стоимости медно-никелевых сплавов и повышенные требования к экологической безопасности современного оборудования делают актуальным использование более дешевых коррозионно-устойчивых конструкционных материалов и менее токсичных ингибиторов коррозии.

Наибольшие коррозионные разрушения в АБПТ происходят в генераторе и абсорбере. Это обусловлено влиянием таких факторов, как высокие температура (140 - 160 °С) и концентрация (62 – 64 %) раствора бромида лития в генераторе, наличие границы раздела фаз жидкость – пар на теплообменных трубах в абсорбере, наличие тепломассопереноса, скорости движения сред и др. В результате этого теплообменные поверхности генератора и абсорбера подвергаются различным видам локальной коррозии, в том числе питтинговой и язвенной [2].

В АБПТ с двухступенчатой регенерацией раствора, разработанных в ООО «ОКБ Теплосибмаш», в генераторе второй ступени применяют медно-никелевые теплообменные трубы марки МНЖ Мц 30-1-1.

На основании анализа особенностей всех возможных видов коррозионного разрушения металлов в АБПТ и результатов экспериментальных исследований коррозионной стойкости различных конструкционных материалов в условиях работы АБПТ [2], в качестве объекта исследования были выбраны нержавеющие стали ферритного класса, в частности сталь марки AISI 439. Эта сталь является коррозионно-устойчивой в агрессивных средах, имеет повышенную прочность и незначительную склонность к хрупкому разрушению. Использование различных конструкционных материалов при изготовлении генератора приводит к возникновению контактной и щелевой коррозии. Так при контакте углеродистой стали с медно-никелевыми сплавами скорость коррозии углеродистой стали увеличивается в несколько раз в паровой фазе и на границе раздела фаз при равномерном характере коррозионных разрушений. Скорость коррозии медно-никелевых сплавов при этом значительно уменьшается во всех фазах рабочего раствора [1].

Опасным видом для конструкционных материалов является щелевая коррозия, которая может возникнуть в случае некачественной развальцовки теплообменных труб. В этом случае увеличивается скорость коррозии как углеродистой стали, так и медно-никелевого сплава [2].

Наиболее распространенным ингибитором, применяемым до настоящего времени в отечественных и зарубежных АБПТ является хромат лития в сочетании с гидроксидом лития [3].

Хромат лития эффективно защищает от коррозии почти все металлы, тормозя скорость как анодного, так и катодного процессов. Однако при высоких температурах защитное действие хромата снижается. В последние годы многие производители используют менее токсичный ингибитор коррозии – молибдат лития. Эффективность молибдата лития несколько ниже, чем хромата лития. Кроме того, он имеет ограниченную растворимость в водном растворе бромида лития. Для повышения эффективности действия молибдат лития используют в сочетании с другими ингибиторами, а для увеличения растворимости применяют модификаторы. Механизм действия молибдата лития в сочетании с гидроксидом лития состоит в образовании на поверхности металла защитной пленки, состоящей из окислов металла и молибдена [4-6].

Для проведения коррозионных испытаний в Институте Теплофизики СО РАН был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд, моделирующий генератор и конденсатор АБПТ. Принципиальная схема стенда и методика проведения испытаний приведена в работе [7].

Рабочие растворы готовили из солей марки «ХЧ» и «Ч». Концентрация определялась прямым титрованием ионов Вг<sup>-</sup>.

Перед началом и по окончании испытаний измеряли значения pH раствора.

Время коррозионных испытаний составляло 1000 часов и отсчитывалось с момента выхода установки на заданный температурный режим.

Образцы для испытаний изготавливали из нержавеющей стали в виде пластин размером 50x15x3 мм, пластин, изогнутых в виде петель, трубок 40x16x1. Для исследования контактной коррозии на трубки из нержавеющей стали надевали кольца из углеродистой стали марки Ст. 20, используемой в АБПТ для изготовления трубной решетки. Исследуемые образцы помещали в стенд через смотровые окна. Перед испытанием образцы обезжиривали этиловым спиртом, взвешивали на аналитических весах точностью ±0,0002 г, измерялась площадь их рабочей поверхности. По окончании испытаний производился визуальный осмотр поверхности образцов и контроль их веса.

Остатки продуктов коррозии с поверхности образцов удаляли в 10 %-ном растворе лимоннокислого аммония при температуре 70°C в течение 2...3 минут. Скорость коррозии определяли гравиметрическим методом. Температуру раствора в стенде поддерживали в интервале температур 152 – 157°C, измеряли лабораторными термометрами с ценой деления 0,1°C и контролировали хромель-копелевыми термопарами, откалиброванными по образцовому термометру.

Удельный тепловой поток составлял 17 кВт/м<sup>2</sup>, воздух и неконденсирующиеся газы в стенде отсутствовали. Давление в стенде измеряли мановакууметром МВПЗ-У (класс точности 1,5).

Образцы для испытаний изготавливали из нержавеющей стали марки AISI 439 в виде пластин размером 50x15x3 мм; пластин, изогнутых в виде петель; трубок размером 40x16x1мм. Для исследования контактной коррозии на трубки из нержавеющей стали надевали кольца из углеродистой стали марки Ст. 20 и Ст. 3сп, применяемой в АБХМ для изготовления трубной решетки.

Для исследования щелевой коррозии трубки из нержавеющей стали были развальцованы во фтулки из углеродистой стали марки Ст.20.

Скорость коррозии определяли гравиметрическим методом.

Результаты коррозионных испытаний, представленные в таблице, показали, что в условиях работы генератора второй ступени плоские образцы из стали марки AISI в растворе, ингибированном хроматом лития, в сочетании с гидроксидом лития подвержены незначительной равномерной коррозии (до 0,013 мм/год). На внутренней поверхности петлевидных образцов, в местах сжатых слоев металла, имеются язвенные коррозионные разрушения. Коррозионное растрескивание металла отсутствует.

На трубках из нержавеющей стали имеются язвы на фоне незначительной равномерной коррозии. Глубина язв в жидкой фазе рабочего раствора менее 0,25 мм, а на границе раздела фаз – менее 0,5 мм.

При контакте стали марки AISI с углеродистой сталью марки Ст. 20, скорость общей коррозии нержавеющей стали незначительно увеличивается (до 0,1 мм/год), однако уменьшается местная коррозия. На поверхности теплообменных трубок имеются только пятна.

Хромат лития не защищает исследуемые конструкционные материалы от щелевой коррозии. В щели на поверхности теплообменных трубок имеются язвенные коррозионные разрушения. Фтулки из углеродистой стали подвержены значительной местной коррозии.

При ингибировании рабочего раствора молибдатом лития в сочетании с гидроксидом лития, теплообменные трубки из нержавеющей стали подвержены незначительной равномерной коррозии (до 0,025 мм/год). Следов местной коррозии не обнаружено.

Результаты испытаний подтвердили устойчивость стали марки AISI 439 к коррозионному растрескиванию.

При контакте нержавеющей стали марки AISI 439 и углеродистой стали марки Ст. 3сп, на трубках из нержавеющей стали следов местной коррозии не обнаружено. При этом углеродистая сталь подвержена незначительной равномерной коррозии (0,36 мм/год).

Таким образом, проведенные коррозионные испытания нержавеющей стали марки AISI в 60% - ном водном растворе бромид лития, ингибированном хроматом лития (0,17 %), молибдатом лития (0,02 %) в сочетании с гидроксидом лития (0,25 %) при температуре 152-157 0C показали, что нержавеющая сталь подвержена незначительной равномерной коррозии при контакте с углеродистыми сталями марки Ст. 20 и Ст. 3сп и устойчива к коррозионному растрескиванию. Однако, хромат лития не защищает теплообменные трубки из нержавеющей стали от местной и щелевой коррозии. Это обусловлено снижением защитного действия хромата лития при высоких температурах и уменьшением его концентрации во время работы машины.

Молибдат лития обеспечивает эффективную защиту от местной коррозии исследуемые конструкционные материалы. Поэтому теплообменные трубки из стали марки AISI 439 могут применяться в генераторах промышленных АБХМ при ингибировании рабочего молибдатом лития в сочетании с гидроксидом лития. Для изготовления трубной решетки при этом предпочтительно использовать углеродистую сталь марки Ст.20.

Таблица 1 - Коррозионная стойкость конструкционных материалов в водном растворе бромида лития с ингибиторами коррозии

Ингибитор коррозии	Материал образца	Скорость коррозии, мм/год	
		жидкая фаза	граница раздела фаз
Хромат лития, (0,17%) Гидроксид лития (0,25 %)	AISI 439 (плоский образец)	0,031	-
	AISI 439 (гребущая трубка)	язвы глубиной < 0,25 мм	язвы глубиной < 0,5 мм
	AISI 439 (полукруглый образец)	0,0065	0,008
	Контакт AISI 439 трубка	0,010	0,011
	Ст.20 кольцо	0,25	0,58
	Щелевая коррозия AISI 439 трубка	0,01 я	
	Ст.20 кольцо	0,26 я	
Молибдат лития, (0,02 %) Гидроксид лития (0,25%)	AISI 439 (гребущая трубка)	0,025	-
	AISI 439 (полукруглый образец)	0,026	-
	Контакт AISI 439 трубка	0,011	-
	Ст.3сп кольцо	0,360	

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цимбалист А.О., Бараненко А.В., Волкова О.В. Защита от коррозии – необходимое условие надежности абсорбционных бромистолитиевых преобразователей теплоты // Холодильная техника. -2007.- №7.
2. Волкова О.В. Основные направления создания абсорбционных бромистолитиевых преобразователей теплоты нового поколения: Дис. д-ра техн. наук. 05.04.03. СПб., 2005.
3. Волкова О.В. Повышение надежности абсорбционных бромисто-литиевых преобразователей теплоты путем применения ингибиторов коррозии // Холодильная техника. - 2001. -№8.
4. NauangNai-bao, LiangCheng-yaо, TongDa-wei Влияние ингибиторов на коррозию сплава Cu-Ni в концентрированном растворе бромида лития при высокой температуре //Trans.NonferrousMetalsSoc. China. 2002. -12.- №3.
5. Pat. 6038882 USA Appl. № 177113. 2000. F25B.
6. Pat. 20030007888 USA Appl. № 113049. 2003. F23B.
7. Степанов К.И., Волкова О.В., Цимбалист А.О. Исследование коррозионной стойкости нержавеющей сталей в ингибированном водном растворе бромида лития // Вестник МАХ.- 2012.- №2.

УДК 621.564.3

#### РЕАЛИЗАЦИЯ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ И ПРОГНОЗА ПРОЦЕССОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ И БЕЗОПАСНОСТЬ СИСТЕМ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ

*Галкин М.Л., к.т.н., академик МАХ, почетный химик, тех. директор  
ООО «Снектропласт» г.Москва, Россия, E-mail: info@splast.ru*

Анализ влияния хладоносителей, конструкционных материалов ВКСХ и производных продуктов их взаимодействия на изменение энергоэффективности СХ в процессе эксплуатации удобно производить посредством учета удельных затрат на отведение СХ с ВК теплоты (S) с учетом изменения эффективности теплопереноса в СХ с ВК:

$$S(t) = \frac{\sum_{t=1}^i S(P_k, P_n, M_r, M_c, M_p)}{\sum_{t=1}^i P_{\text{квт}}}, \quad (1)$$

где  $t$  – период времени эксплуатации СХ с ВК,  $P_k$  – затраты на потребленную компрессорами СХ электроэнергию;  $P_n$  – затраты на потребленную циркуляционными насосами ВК электроэнергию;  $M_r$  – затраты на восстановление свойств хладоносителя, СХ и ВК (например, в ООО «Спектропласт» норма естественной убыли для пропиленгликоля в закрытом ВК установлена 1 % в год, для ингибиторов коррозии норма естественной убыли установлена 0,5 ... 1 % в год в зависимости от ассортимента сталей и вида ингибиторов);  $M_c$  – непредвиденные затраты, связанные с работой СХ с ВК (затраты на устранение аварийных ситуаций из-за негерметичности ВК, задвижек, клапанов, определяются по статистическим данным с учетом проектных решений, длительности и интенсивности эксплуатации ВК);  $M_p$  – расходы на обслуживающий персонал: стоимость содержания рабочего места, заработная плата, орудия труда и другие (определяются по фактическим затратам).

Уравнение (1) позволяет определить энергоэффективность хладоносителя для проектных и реальных условий как функцию изменения фактических затрат на перенос теплоты относительно проектных. При этом уравнение хладоносителя, имеющего свойства близкие к идеальным, имеет вид:

$$\int_{t=0}^{\infty} S(t) \cdot dt = \lim_{t_i \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n S_t(P, M) \cdot \Delta t_k, \quad (2)$$

где  $\Delta t_k = \Delta t_i - \Delta t_{i-1}$ .

Как показали исследования, это уравнение справедливо для хладоносителей только в краткосрочном периоде (до трех лет) при температуре эксплуатации до минус 20°C, имеющих значения вязкости до 200 мПа·с.

В ряде экспериментов также наблюдалось существенное ухудшение теплофизических и токсикологических свойств хладоносителей, содержащих микроорганизмы.

В ходе проведенных исследований выявлен целый ряд микроорганизмов, снижающих эффективность теплопередачи. Микроорганизмы разлагают сложные органические соединения, нанося биоповреждения конструкционным и прокладочным материалам холодильного оборудования.

Проведены исследования влияния ряда микроорганизмов и продуктов их жизнедеятельности (метаболитов) на биокоррозию металлических (Al, Cu, Fe и др.) элементов ВКСХ и биохимическое разрушение целевых компонентов хладоносителя. Например, немалый вклад в развитие коррозии металлов вносят микроскопические грибы (микросицеты), которые в процессе своей жизнедеятельности выделяют целый ряд метаболитов, способствующих поляризации поверхности металлов. Метаболиты (прежде всего кислоты) способствуют анодной деполяризации, растворяя защитные пленки на поверхности металла. Сульфатредуцирующие бактерии (*Desulfovibrio*, *Desulfotomaculum*), образующие метаболиты ( $\text{NH}_3$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ , органические кислоты), способны ускорить коррозию за счет деполяризации коррозионных пар на поверхности металла.

Экспериментально установлено, что активное участие в коррозии металлов принимают грибы, главным образом представители родов *Penicillium*, *Aspergillus*, *Paecilomyces*, *Trichoderma* и *Candida*.

В результате многолетних исследований нами получено представление о влиянии метаболитов микроорганизмов на коррозионные и другие деструктивные процессы в ВКСХ. В качестве примера на рис. 1 приведены результаты исследования влияния метаболитов на коррозионную активность воды.

Систематизация видов микроорганизмов, размножающихся в хладоносителях, условий их размножения и их влияние на коррозионные процессы позволила сформулировать рекомендации по контролю обсемененности хладоносителей и снижению рисков микробиологической опасности СХ с ВК:

- для контроля микробиологической обсемененности хладоносителя нами адаптирована методика и разработан алгоритм биомониторинга хладоносителей, позволяющий отслеживать наличие и концентрацию микроорганизмов, а также продуктов их жизнедеятельности [1,2];

- для снижения рисков, связанных с микробиологическими процессами в СХ, предложено создать неблагоприятные для роста микрофлоры внешние факторы, в том числе применять антимикробные добавки в хладоносителях, средства для борьбы с развитием микроорганизмов в конденсате на поверхности холодильного оборудования, а также применять хладоносители, по своей природе не поддерживающие рост микроорганизмов.

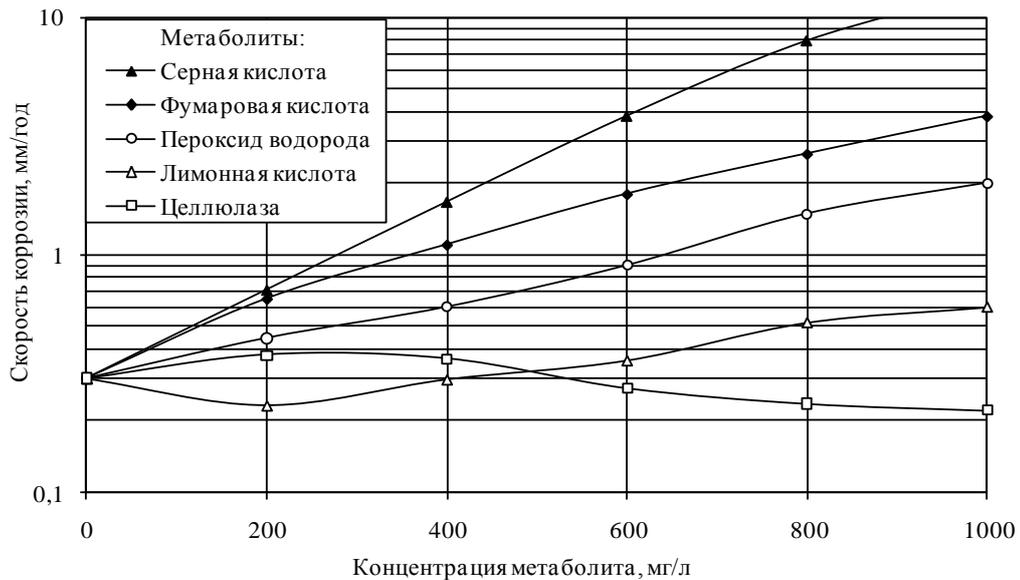


Рисунок 1 - Изменение скорости коррозии стали Ст.20 при 20°C в воде в зависимости от содержания в ней некоторых продуктов жизнедеятельности микроорганизмов.

По результатам исследований разных условий эксплуатации СХ с ВК установлены биоциды, нейтрализующие и подавляющие рост микроорганизмов, проявившие дополнительно высокую противокоррозионную эффективность в хладоносителях.

Из анализа (1) нетрудно увидеть, что изменение состава и свойств хладоносителя в процессе эксплуатации приводит к повышению риска эксплуатации СХ. Для управления рисками, связанными с эксплуатацией ВКСХ и хладоносителя, необходимо снизить вероятность реализации опасных факторов и степени тяжести их последствий. Безопасный срок эксплуатации хладоносителя в ВКс учетом  $K_{\text{риска}}$  является функцией локальных коэффициентов эффективности ( $K_{\text{эфф}}$ ), стабильности ( $K_{\text{стаб}}$ ) и опасности ( $K_{\text{оп}}$ ):

$$K_{\text{риска}}(t) = f(K_{\text{эфф}}(t), K_{\text{стаб}}(t), K_{\text{оп}}(t)). \quad (3)$$

Риски каждого коэффициента оцениваются по ключевым параметрам хладоносителя и их критическим значениям, оказывающим влияние на данное поле безопасности. Например, эффективность СХ с ВК оценивается по показателям теплофизических свойств хладоносителя:

$$K_{\text{эфф}}(t) = f(c, \mu, \lambda, \rho), \quad (4)$$

Где:  $c$  – теплоемкость,  $\mu$  – вязкость хладоносителя,  $\lambda$  – теплопроводность,  $\rho$  – плотность хладоносителя.

Стабильность системы «хладоноситель – материалы ВК» ( $K_{\text{стаб}}$ ) оценивали с учетом коррозионной активности (определяется контактной разностью потенциалов и энергией активации химических связей), химической активности (определяется химическим потенциалом) и склонностью к деструкции (определяется термостабильностью компонентов).

Физико-химическая опасность СХ с ВК ( $K_{\text{оп}}$ ) определяется с учетом взрывоопасности, микробиологической опасности и пожароопасности ( $\dot{Y}$ ), являющейся функцией независимых переменных:

$$\dot{Y} = f(T_q, T_0, T_A, T_{\dot{Y}}), \quad (5)$$

где  $T_q$  - температура воспламенения;  $T_A$  - температура горения;  $T_0$  - количество выделяемого

тепла;  $T_{\gamma}$  - участие кислорода.

Взрывоопасность СХ определяется по следующим свойствам хладоносителя: температура вспышки, температура самовоспламенения, температура взрыва, максимальное давление, давление во фронте ударной волны.

Микробиологическая опасность СХ определяется по следующим свойствам хладоносителя: рН, температура, питательность среды для микроорганизмов, активность воды, обсемененность.

Экспериментальными исследованиями установлено, что изменение состава хладоносителя во времени носит сложный характер. В начальный момент времени содержание компонентов в составе хладоносителя можно описать формулой:

$$X_0 = C_A V_m + C_B V_m + C_Z V_m + C_D V_m, \quad (6)$$

где  $X_0$  – исходный состав хладоносителя в начальный период, время эксплуатации  $t = 0$ ;  $V_m$  – масса хладоносителя;  $C$  – концентрация веществ: А – молекула основного вещества; В – ингибитор коррозии; Z – примеси; D – присадки (пеногасящие, снижающие вязкость, комплексоны, стабилизаторы).

Тогда, с учетом (3) и (6) вероятный состав хладоносителя в любой момент времени  $t$  определяется по формуле:

$$X_t = X_0 \cdot K_{\text{риска}}(t) \cdot \Delta P \cdot t, \quad (7)$$

где  $\Delta P$  – вероятность изменения химического состава хладоносителя, является реализациями случайной величины, полученной методом Монте-Карло,  $t$  – время эксплуатации СХ с учетом регламентного обслуживания:

$$t = k_t (1 - t_w / t_r), \quad (8)$$

где  $k_t$  – эмпирический коэффициент,  $t_w$  – время эксплуатации СХ с ВК,  $t_r$  – время эксплуатации СХ с момента последнего ремонта.

Полученные результаты впервые позволили количественно определить границы опасности эксплуатации хладоносителя в ВК:

Если  $K_{\text{риска}} < 0,3$ , эксплуатация ВКСХ безопасна,  $0,3 \leq K_{\text{риска}} \leq 0,8$  – свидетельствует о необходимости проведения ремонтных работ ВКСХ и регенерации хладоносителя, при  $K_{\text{риска}} > 0,8$  – эксплуатация СХ не рекомендуется в связи с вероятностью аварии СХ.

Для выполнения условия  $\Delta P \rightarrow 0$ , т.е. малой вероятности изменения химического состава хладоносителя, достаточно проведения профилактических мероприятий, обеспечивающих стабильность состава.



Рисунок 2 - Изменение концентрации продуктов коррозии в составе хладоносителя после введения ингибитора КПП-ПК.

Для снижения коррозионной активности хладоносителя рекомендуется применять комплекс ингибиторов коррозии и накипеобразования, выпускаемых по ТУ 2422-014-11490846-07 «Концентраты добавок для хладоносителей на основе водного раствора пропиленгликоля» марки КПП-ПК.

На рис.2 показано снижение концентрации продуктов коррозии в составе хладоносителя после введения ингибитора коррозии КПП-ПК, обусловленное замедлением коррозионных процессов, доокислением и высаживанием на фильтры системы ВКСХ продуктов коррозии. Применение концентрата КПП-ПК позволяет существенно (более чем в 8 раз) снизить коррозионную активность действующих хладоносителей и концентрацию в них продуктов коррозии.

Для заправки новых систем рекомен-

дуются применять энергосберегающих низко-вязкие хладоносители серии ХНТ-НВ (ТУ 2422-011-11490846-07 «Хладоносители на основе пропиленгликоля с низкой вязкостью» (патент №2296790)). Они официально зарегистрированы в Ростесте и разрешены Роспотребнадзором РФ к применению на территории СНГ в системах охлаждения, в том числе для пищевых производств.

Вязкость разработанных энергоэффективных хладоносителей ХНТ-НВ, как показали измерения, как минимум в два раза меньше, чем у базового хладоносителя (водного 54 %-го раствора пропиленгликоля) (таблица).

Таблица - Динамическая вязкость хладоносителей с температурой начала кристаллообразования минус 40 °С, мПа•с

Название хладоносителя	Динамическая вязкость при		
	-40°С	-20°С	0°С
Пропиленгликоль, 54%	950	110	23
ХНТ-НВ-40	190	43	10

На рис. 3 показана расчетная мощность насосной группы ВКСХ при напоре 20м ( $N_{\text{потр.}}$ ), температура хладоносителя после испарителя составляет минус 15°С, температура хладоносителя на входе в испаритель составляет минус 10°С. Расчет произведен для системы холодопроизводительностью 1000 кВт с аммиачной холодильной машиной, состоящей из винтового агрегата ( $N_{\text{потр.}} = 320$  кВт) с испарительным конденсатором при температуре окружающей среды плюс 32°С ( $N_{\text{потр.}} = 48$  кВт), теплообменника (испарителя) аммиак/хладоноситель, насосного агрегата обратного водоснабжения при напоре 20 метров ( $N_{\text{потр.}} = 18$  кВт), насосного агрегата контура хладоносителя при напоре 20 метров ( $N_{\text{потр.}}=14$ кВт). Максимальная суммарная потребляемая мощность при условии 100 % нагрузки при самой высокой температуре окружающей среды будет достигать  $N_{\text{потр.}} = 400$  кВт.

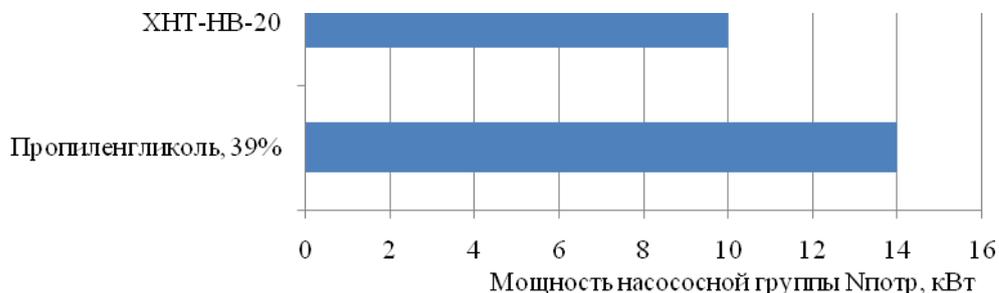


Рисунок 3 - Мощность насосной группы, затраченная на перекачивание низковязкого хладоносителя ХНТ-НВ и водного раствора пропиленгликоля, необходимая для выработки 1000 кВт холода.

Из рис. 3 видно, что разработанный хладоноситель ХНТ-НВ обеспечивает снижение энергозатрат на перекачивание до 30%.

Для прогнозирования стабильности, эффективности и безопасности разработанного хладоносителя при длительной эксплуатации и обеспечения  $K_{\text{риска}} \rightarrow 0$  (см. уравнение (3)) нами разработан алгоритм контроля состава и свойств хладоносителей (мониторинг) [3]. В ряде случаев мониторинг уже позволил на ранних стадиях выявить и устранить причину изменения состава и свойств хладоносителя.

Минимальная периодичность мониторинга хладоносителей определена опытным путем с учетом вероятности событий и составляет для систем объемом до 50 м<sup>3</sup> не реже одного раза в год и свыше 50 м<sup>3</sup> один раз в 6 месяцев. Мониторинг хладоносителя используют сегодня более 100 предприятий на территории РФ, в том числе ОАО «Московский комбинат шампанских вин» (г. Москва), ЗАО «МПБК «Очаково» (г. Москва, г. Краснодар, г. Пенза) и др.

Кроме того разработаны добавки, регулирующие pH, температуру начала кристаллизации, коррозионную активность и другие свойства хладоносителей, адаптирующие его к условиям эксплуатации.

На рис.4 приведен алгоритм восстановления эффективности и безопасности СХ с ВК, т.е. снижения  $K_{\text{риска}}$ .

Восстановление энергоэффективности действующего хладоносителя по методу кратковременной остановки системы холодоснабжения предполагает слив хладоносителя в резервные емкости и введение в хладоноситель коагулянтов для удаления продуктов коррозии и др. примесей. Затем в состав очищенного хладоносителя вводятся ингибиторы коррозии. Как правило, слив хладоносителя из системы производится в емкости объемом 40 ... 70 м<sup>3</sup> не оборудованные перемешивающим устройством. Однако, для очистки хладоносителя коагулянт необходимо равномерно распределить в объеме хладоносителя.

Установлено, что решающее значение в условиях, не обеспечивающих равномерного перемешивания, приобретает соотношение плотностей реагентов и их реакционная способность, оцениваемая по изменению энергии Гиббса ( $\Delta G$ ):

$$\Delta G = \Delta H - T\Delta S + m\Delta X, \quad (9)$$

где  $m$  - химический потенциал, равный энергии, затраченной на ввод в систему еще одной частицы;  $T\Delta S$  - энтропийный фактор;  $\Delta H$  - энтальпийный фактор. Вычисляется  $\Delta S$  по стехиометрической модели смешения.  $\Delta H$  вычисляется по изменению при смешении сил межмолекулярного взаимодействия. Для чистых веществ  $T\Delta S$  и  $\Delta H$  являются справочными величинами.

Важно отметить, что процесс химического взаимодействия может протекать в направлении уменьшения энергии Гиббса, т.е. при  $\Delta G < 0$ . При этом на момент начала регенерации хладоноситель, собранный в емкости, находится в равновесном состоянии при постоянной температуре и давлении.

Для иницирования коагуляции примесей в водном 30 %-м растворе пропиленгликоля необходимо вначале увеличить  $G$ , которая, в свою очередь, непосредственно связана с концентрацией ионов водорода  $H^+$ , а также с теплоемкостью и плотностью коагулянта.

Расчет изменения энергии Гиббса для рабочих веществ, состоящих из разных видов частиц  $i$  с числом  $X_i$ , производится по уравнению:

$$G(p, T, X \dots) = m_1X_1 + m_2X_2 + \dots, \quad (10)$$

Проведенные расчеты показали, что добиться искомым значений  $G$  можно введением в исходный хладоноситель фосфорной кислоты  $H_3PO_4$  в количестве 0,2%. Как следствие, рН хладоносителя снижен с 5,2 до 3,5 и плотность увеличена с 1,031 до 1,033 г/см<sup>3</sup>. На втором этапе на поверхность хладоносителя заливается щелочной комплексообразователь. Искусственно полученный градиент концентрации ионов водорода в поверхностных и придонных слоях хладоносителя создает для частиц комплексообразователя электрокинетический (дзета) потенциал, вовлекающий молекулы хладоносителя в тангенциальное движение относительно межфазной поверхности. Коагуляция начинается практически сразу после введения в регенерируемый хладоноситель растворенных в щелочной среде коагулянтов, имеющих рН=10. Из-за большей плотности реагентов (гравитационной составляющей) движение регенерирующего концентрата направлено вниз. Сдвиг кислотно – щелочного баланса в хладоносителе за счет введения ОН групп приводит к их взаимодействию с кислотными группами, как следствие, энтропия снижается и  $\Delta G < 0$ , поэтому химическое взаимодействие продуктов коррозии в кислой среде с щелочными комплексообразователями иницируется во всем регенерируемом объеме хладоносителя без механического перемешивания. Разработанная технология внедрена на ООО «ОПХ» филиал «Шихан» при регенерации 200 м<sup>3</sup> хладоносителя (рис. 5).



а б

Рис. 5. Фотография хладоносителя до регенерации (а) и после регенерации (б)

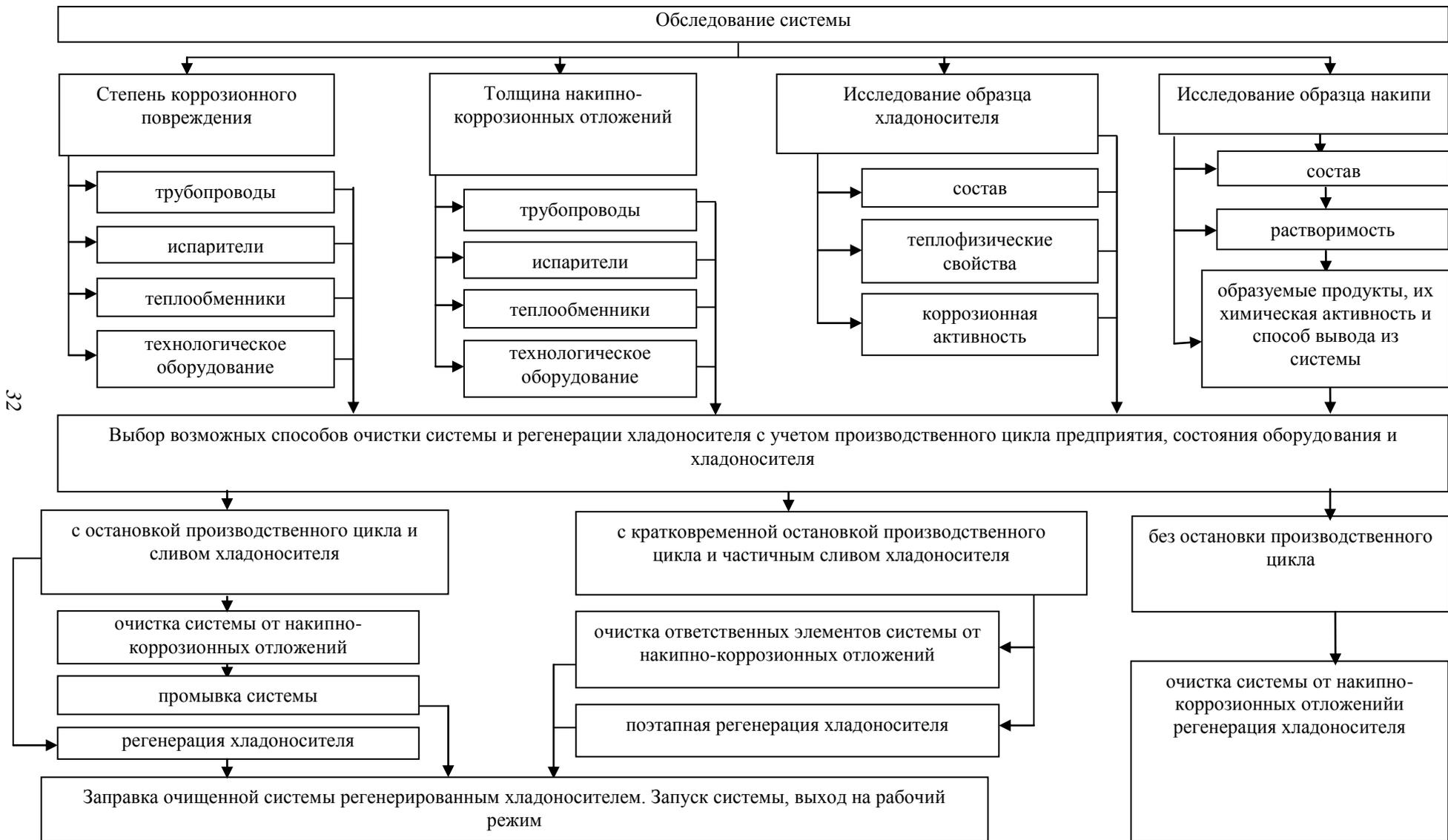


Рисунок 4 - Общая схема действий по восстановлению эффективности и безопасности СХ с ВК.

Таким образом, применение трех инструментов: 1) выбор толерантных друг к другу хладоносителей и материалов ВКСХ; 2) корректировка состава и свойств хладоносителя по результатам мониторинга и биомониторинга с применением разработанных концентратов; 3) регенерация хладоносителя и очистка ВКСХ, - позволяет повысить безопасность, стабильность и энергоэффективность СХ с ВК и обеспечить длительный прогнозируемый срок эффективной и безопасной эксплуатации СХ с ВК и хладоносителя, в том числе действующих предприятий.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Генель Л.С., Галкин М.Л. Влияние типа и состава хладоносителя систем холодоснабжения на качество производимого пива и напитков // Пиво и напитки - 2008.- № 4.- С. 44-45.
2. Генель Л.С., Галкин М.Л. Микробиологическая безопасность систем охлаждения и кондиционирования воздуха // Холодильная техника.-2009.- №2.-С.48-52.
3. Галкин М.Л. Эксплуатационная безопасность систем холодоснабжения // Энергобезопасность и энергосбережение.- 2009.- №2.-С.14-20.

УДК 665.1.002.5;637202

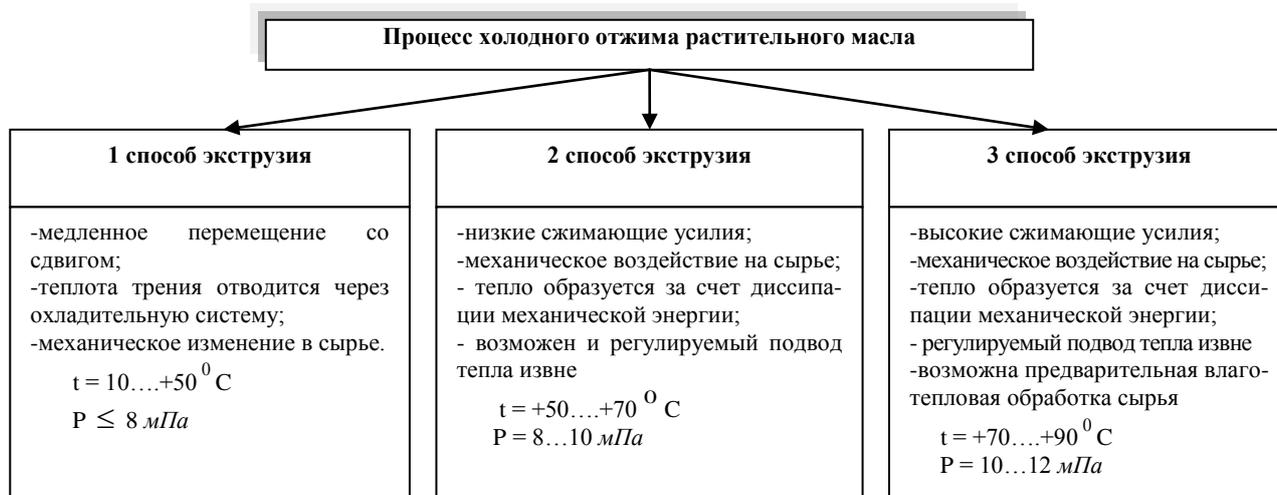
### ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ХОЛОДНОГО ОТЖИМА РАСТИТЕЛЬНОГО МАСЛА

*Джингилбаев С.С., д.т.н., Байболова Л.К., д.т.н, Медведков Е.Б., д.т.н.,  
Рскелдиев Б.А., д.т.н., Кулажанов Т.К., д.т.н., Каирбаева А.Е.  
Алматинский технологический университет, г. Алматы, Республика Казахстан  
E-mail: d.seit@mail.ru*

Существует метод получения масла с максимальным сохранением его полезных свойств (не разрушаются витамины). Такой метод называется холодным отжимом (способ прессования с регулируемой температурой отжатия). В масле, полученном таким методом, содержится наибольшее количество витаминов и полезных элементов. Как правило, для очистки таких масел, за некоторым исключением, достаточно только отстаивание, поэтому оно меньше подвергается окислению. Более ценным считается масло «первого холодного отжима» (англ. first cold press), хотя это понятие достаточно условно, так как масло в той или иной степени нагревается и при «первом холодном отжиме».

В настоящее время, когда имеют в виду холодный отжим, обычно подразумевают использование гидравлического или винтового пресса.

На основании различных литературных данных предложено следующее трактование метода холодного отжима [1]:



Холодный отжим можно условно разделить на три способа:

1 способ – предполагает нагревание масличного сырья за счет сил давления и трения; при этом температура масличного сырья не должно превышать +50°C. Усилие сжатия внутри отжимающего

устройства достигает  $P \leq 8$  мПа, при чем образующее при этом тепло необходимо удалять за счет специальных холодильных устройств, расположенных в полых шнековых валах прессующего устройства или через наружные поверхности зернового цилиндра пресса. Что в том и ином случае чрезвычайно усложняет конструкцию отжимного устройства

2 способ – предполагает осуществлять отжим масла при температуре масличного сырья в пределах  $+50 - +70^{\circ}\text{C}$ . Данный способ также является сложно достижимым при использовании существующих прессующих шнековых или гидравлических прессов. При отжиге масличного сырья традиционными устройствами степень оказываемого на сырье давления составляет  $P = 8 \dots 10$  мПа

3 способ – предполагает предварительную влаготепловую обработку масличного сырья либо нагревание масличного сырья, которое происходит дополнительно в прессующем тракте маслоотжимного пресса за счет специально подобранных ТЭНов. При этом температура масличного сырья должна находиться в пределах  $t = +70 \dots +90^{\circ}\text{C}$ , а усилие сжатия, соответственно  $P = 10 \dots 12$  мПа.

Рассмотрим последние два способа как наиболее распространенные и часто используемые в хозяйствах.

Очевидно, чем меньше температура переработки масличного сырья, тем более качественное масло получается. Причиной низкого качества вырабатываемого масла является нестабильное состояние витаминов (А, D, Е, К) в сырье, чем больше температура переработки, тем меньше витаминов остается в конечном продукте.

На рисунках 1 и 2 представлены маслоотжимные прессы фирмы Андромеда Расма 150У (Болгария), работающие по второму способу отжима и, при котором производится подвод тепла извне с помощью тепловых элементов (ТЭН)



Рисунок 1. Маслоотжимной пресс Андромеда Расма 150У (Болгария), работающий по технологии холодного отжима.



Рисунок 2. Маслоотжимной пресс Андромеда Расма 150У (Болгария), с двойной прессующей головкой, на наружном корпусе прессующего тракта которого установлены нагревательные элементы.

Таким образом, наиболее важным по влиянию на качественные показатели растительного масла является температура его переработки. Тепло в процессе переработки появляется в результате деформации, трения и сжатия материала, механическая энергия превращается в тепловую, проявляется принцип диссипации.

Согласно первому закону термодинамики и принципу эквивалентности тепла и работы (закон сохранения энергии), количество тепла, которое система производит и обменивается с окружающей средой,  $dQ$  равно количеству проделанной механической работы  $A$  [2]:

$$dQ = dU + P dV - dl, \quad (1)$$

где:  $dU$  – изменение внутренней кинетической энергии тела;

$P dV$  – изменение потенциальной энергии тела, связанной с объемом системы;

$dl$  – работа трения.

Тепловая энергия  $dQ$ , полученная в результате преобразования механической энергии, расходуется на нагрев масличного материала и потери тепла в окружающую среду:

$$dQ = Q_T - Q_n. \quad (2)$$

Теплообмен, а вместе с тем тепловой баланс в термодинамических системах, обуславливается условиями распределения температуры и тепловых потоков в материальных телах.

Количество тепла, полученное телом в результате диссипации энергии  $Q_T$  (Дж), равно изменению внутренней энергии масляного материала, расположенного внутри шнекового тракта и зернового корпуса, за время от  $\tau = 0$  до  $\tau = \infty$ :

$$Q_T = \pi(r_2^2 - r_1^2)l \frac{\lambda}{\alpha} (T_K - T_H), \quad (3)$$

где:  $r_2, r_1$  – наружный и внутренний радиусы шнекового цилиндра, м;

$l$  – длина зернового цилиндра, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/м град;

$\alpha$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;

$T_H, T_K$  – начальная и конечная температура нагретого масляного материала, °С.

Потери тепла  $Q_{II}$  (Дж) с внутренним источником тепла находятся из выражения

$$Q_{II} = \frac{8\lambda(T - T_f) \cdot \pi^2 \cdot l \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{\frac{0,2nr_2^2}{Bi} \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 - 2 \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad (4)$$

где  $(T - T_f)$  – распределение температуры между внутренним объемом масляного сырья и наружной поверхностью зернового цилиндра;

$Bi = \frac{\alpha r_2}{\lambda}$  – критерий Био.

Уравнение теплопроводности и тепловых потерь  $Q_{OB}$  (Дж) с внутренним источником тепла в этом случае выглядит следующим образом

$$Q_{OB} = Q_T - Q_n = \pi(r_2^2 - r_1^2)l \frac{\lambda}{\alpha} (T_K - T_H) - \frac{8\lambda(T - T_f) \cdot \pi^2 \cdot l \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{\frac{0,2nr_2^2}{Bi} \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 - 2 \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (5)$$

Тепловая энергия маслоотжимного пресса  $dQ$ , по второму и третьему способу работы в случае нагревания сырья в прессе извне будет выглядеть следующим образом: к теплу, полученному в результате преобразования механической энергии, добавляется тепло из внешних источников нагрева:

$$dQ = Q_T + Q_n. \quad (6)$$

Уравнение теплопроводности и теплового поступления в масляный материал внутрь пресса от внешнего источника нагрева сырья (ТЭН, влаготепловая обработка) находится из следующего выражения

$$Q_{OB} = Q_T + Q_n = \pi(r_2^2 - r_1^2)l \frac{\lambda}{\alpha} (T_K - T_H) + \frac{2\pi\lambda(T_1 - T_2)l}{n \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (7)$$

Температура масляного материала внутри зернового цилиндра маслоотжимного пресса находится из условий уравнения теплового баланса работы установки (5) и (8)). При умножении правой и левой части уравнения теплового баланса (5) на частоту вращения шнекового вала  $n$ , уравнение приняло следующий вид, (Вт):

$$(Q_T - Q_n)n = (A_3 - A_4)n = N_{СЖ} - N_{В.ПЛ} \quad (8)$$

Причем правая часть представленного уравнения (8) дает разность мощности при сжатии масляного материала и мощности трения витков шнека о сырье и при его вязко-пластичном течении внутри прессующего тракта отжимающего устройства. Левая часть, после постановки значений изменений тепла, выглядит следующим образом:

$$\pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot l \cdot \frac{\lambda_M}{a} (T_K - T_H) n - \frac{8\lambda_3(T_K - T_f) \cdot \pi^2 \cdot l \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{\frac{0,2r_2^2}{Bi} \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 - 2 \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \ln \frac{r_2}{r_1}}, \text{Вт}, \quad (9)$$

где:  $T_f$  – температура поверхности зернового цилиндра маслопресса,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_K$  – температура масляного сырья,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_H$  – температура окружающей среды (воздух  $T_H = +10^{\circ}\text{C}$ );

$\lambda_3$  – коэффициент теплопередачи стальных зерновых планок,  $\lambda_3 = 40 \text{ Вт/м град [180]}$ ;

$\lambda_M$  – коэффициент теплопередачи масляного материала,  $\lambda_M = \frac{al}{Nu}$ ;  $Nu = 0.57Re^{0.5}$  [3].

Проведенные исследования по различным способам получения растительного масла, а также по способу холодного отжима, позволили пересмотреть существующие традиционные технологии маслопроизводства и на ее основе разработать ряд технологий позволяющих получить более высококачественное масло с меньшими затратами. В основу новейших технологий положен принцип переработки семян без нарушения их природной упаковки и подготовки ядра к извлечению масла без изменения его локализации за счет сохранения липидных сферосом в биозащитном мембранном состоянии [1]. По данной технологии переработки был спроектирован и изготовлен маслоотжимной экструзионный пресс (рис. 3).



Рисунок 3 – Экструзионный маслоотжимной пресс ПМ – 100.

По результатам исследований автора [4] предполагается, что новая технология маслопроизводства будет доминировать в XXI веке, сущность ее заключается в том, что при подготовке масляных семян к извлечению масла они будут подвергнуты грубому измельчению способом скалывания по естественным крупным межклеточным порам. При этом не происходит разрушение природных органоидов, исключается контакт между маслом и кислородом воздуха из-за сохранения природной упаковки сферосом, и не создаются новые (неблагоприятные с точки зрения извлечения масла) поры, которые образуются при тонком измельчении материала методом истирания. При применении технологии грубого измельчения материала создаются условия для снижения температурных порогов влаготеплового действия.

Особенностью экструзионного съема масла является то, что измельчение и съем масла происходит за счет сдвиговых усилий, а не объемного сжатия и степень сжатия при этом не превышает  $P = 1 \dots 3,5$  МПа и вследствие этого не требуется создание «жесткой» структуры для отжимания масла.

Процесс отжимания масла совмещается с измельчением и тепловым действием на материал в герметичных шнековых прессах. Кратковременность температурного воздействия, образование водяных паров и их релаксация не только облегчает извлечение масла, но и улучшает его качество. Образующийся водяной пар защищает масло от окисления и облегчает его выделение.

Такой новейшей технологией, обеспечивающей высокоскоростной нагрев обрабатываемого материала (7...20 с), его разрушение с одновременным отжимом масла, является термопластичная экструзия. Процесс осуществляется в герметичных шнековых пресс – экструдерах [1].

Работа установки происходит в следующих параметрах: влажность обрабатываемого маслянистого материала находится в пределах  $W = 5...8\%$ ; давление создаваемое внутри шнекового тракта находится в пределах  $P = 1...3,5$  МПа: частота вращения шнекового вала будет находиться в пределах  $n = 350 \text{ мин}^{-1} \dots 450 \text{ мин}^{-1}$ : температура отжима маслянистого сырья находится в пределах  $t = +60^0 \dots +65^0 \text{ C}$ , что позволяет говорить о холодном отжиме масла и получать растительное масло с хорошими качественными показателями.

Общая конструкция шнекового тракта экструзионного маслоотжимного пресса представлена на рисунке 4

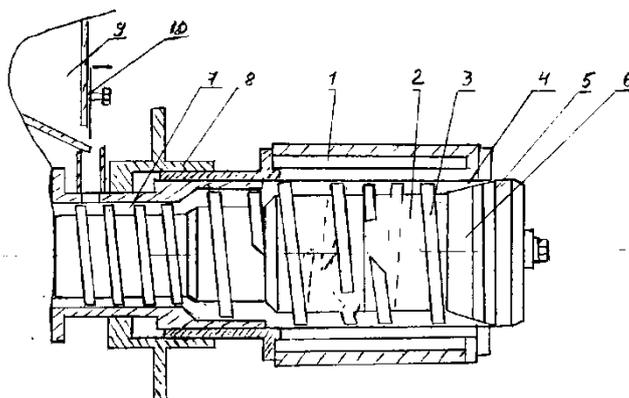


Рисунок 4 - Схема экструзионного шнекового маслопресса.

1 – зерновая камера; 2 – наборные шнековые валы; 3 – витки шнека; 4 – выходной кольцевой зазор; 5 – регулировочное кольцо; 6 – зона формирования жмыха; 7 – загрузочный шнек; 8 – регулировочное устройство; 9 – загрузочный бункер; 10 – шиберная заслонка

Решая найденные уравнения (8) и (9) относительно температуры переработки маслянистого материала  $T_K$  ( $^0\text{C}$ ), находим зависимость температуры переработки от мощности установки:

$$T_K = T_H + \frac{N_{СЖ} \cdot a}{\pi(r_2^2 - r_1^2)l\lambda_3 n} - \frac{N_{В.ПЛ}}{8\lambda_M \pi^2 l (r_2^2 - r_1^2)} \cdot \frac{0.2r_2^2}{Bi} \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 - 2 \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (10)$$

Результаты расчета теоретической зависимости температуры от мощности установки (10) представлены на рисунке 5. На данном рисунке представлены и результаты экспериментальных исследований по замерам температуры маслянистого материала в зависимости от мощности установки. Результаты сравнения экспериментальных и теоретических функций показывают, что при уровне значимости 0,05 с вероятностью  $P = 100-5 = 95\%$  и степени свободы  $m = 4$  табличный критерий согласия Пирсона больше расчетного и, поэтому эмпирическая кривая согласуется с теоретической

$$(\chi^2 = 0,71 \geq \chi^2 = 0,701).$$

Анализ полученных зависимостей показывает, что средняя температура перерабатываемого маслянистого материала не превышает  $64^0\text{C}$ . При малых значениях мощности и малых значениях давления несоответствие экспериментальных и теоретических температур объясняется тем, что при маленьком давлении маслянистое сырье ведет себя как сыпучий продукт, что полученное уравнение (10) не учитывает.

Качественные показатели полученного масла представлены в таблице 1

Как видно из полученных данных качественные показатели полученного масла по технологии экструзионной переработки соответствует норме нерафинированного масла, сорт высший ГОСТ1129-93, а по некоторым показателям, таким как кислотное и перекисное число превосходит нормы высшего сорта.

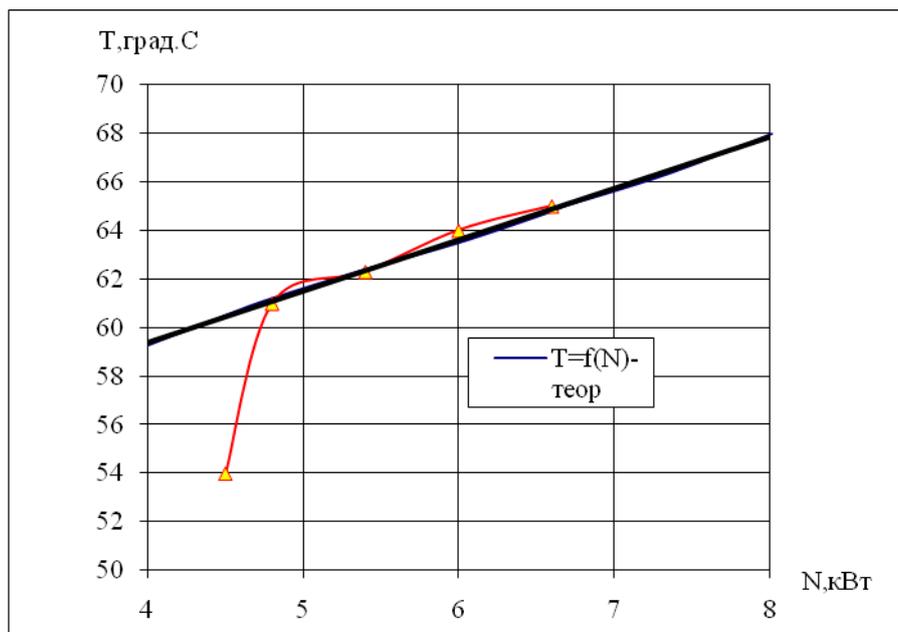


Рисунок 5 – Зависимость температуры масличного материала от мощности процесса переработки масличного материала.

Таблица 1 – Показатели качества полученного по экструзионной технологии холодного отжима масла

№	Наименование показателей	Единицы измерения показателей	Метод определения показателей ГОСТ, ISO	Показатели	Норма нерафинированного масла, сорт высший ГОСТ1129-93
1.	Влага и летучие вещества	%		0,09	0,2
2.	Кислотное число	иг КОН/ g	ГОСТ1129-93	0,19	1,5
3.	Перекисное число	meg O /kg	ГОСТ1129-93	0,12	5,0
4.	Число омыления	КОН/g	ГОСТ1129-93	178,4	188-194
5.	Кэф.преломл. n	LOVIBOND	ГОСТ1129-93	1,465	1,461-1,468
6.	Относит. Плотн. Д			0,9183	0,918-0,923
7.	Цветное число - красное - желтое	ppm	ГОСТ547793,1 ISO 15305	1.0 4.0	
8.	Хлорофила -каротен		ISO 15305	0,016 12,11	

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Развитие научных основ интенсификации процесса отделения растительного масла на экструдерах Автореф. дисс. на соискании ученой степени д.т.н. Джингилбаев С.С.
2. Юдаев Б.Н. Теплопередача. – М.: Высшая школа, 1973. – 359 с.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
4. Лисицин А.Н., Григорьева В.Н. Масложировые технологии: теория, практика, перспективы //Масложировая промышленность.- 2002.-№3. – С. 8.

## БРОСОВАЯ ТЕПЛОТА КАК ИСТОЧНИК ПОЛУЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Дзино А.А., к.т.н., доцент, Малинина О.С., к.т.н.  
г. Санкт-Петербург, Россия, E-mail: dzinoaa@mail.ru

Эффективное применение бросовой теплоты, которую выделяют комплексные газоперерабатывающие агрегаты (ГПА) в малообжитых и труднодоступных районах, по которым проходит трубопроводная трасса, проблематично. Комплексные ГПА состоят из газотурбинной установки (ГТУ) и компрессорной станции (КС). Эти устройства выделяют значительное количество тепловых выбросов, исчисляющиеся многими мегаваттами тепловой энергии различного температурного уровня.

Предлагается способ эффективного применения бросовой низкотемпературной теплоты, заключающейся в том, чтобы использовать прямой термодинамический цикл на воде и альтернативных рабочих веществах. Использование прямого термодинамического цикла требует применения расширительного устройства для организации вращения электрического генератора. На традиционных электростанциях в качестве расширительного устройства для водяного пара применяется лопаточная турбина.

Так как процесс адиабатического расширения насыщенного водяного пара заканчивается в области влажного пара [1], то с целью предотвращения выпадения капельной жидкости на лопатках турбины пар перегревают в парогенераторе. Применение пароперегревателя приведет к необходимости понижения давления в кипятильнике, то есть понижение давления перед детандером, что в свою очередь приведет к уменьшению термического КПД цикла [2]. Процесс расширения, иллюстрирующий уменьшение давления перед детандером в случае включения в схему пароперегревателя показан на рис. 1.

Расчеты показывают, что в случае применения водяного пара для следующего режима: температура пара перед детандером  $100^{\circ}\text{C}$  и температуре конденсации  $50^{\circ}\text{C}$ , термический КПД для цикла  $5 - 6 - 3 - 7 - 8 - 5$  с пароперегревателем уменьшается по сравнению с циклом  $1 - 2 - 3 - 4 - 1$  со всасыванием сухого насыщенного пара.

В данной работе для расчетов были приняты следующие параметры схемы с компрессорной станцией: температура кипения рабочего вещества в прямом цикле  $t_0 = +100^{\circ}\text{C}$ , температура конденсации рабочего вещества  $t_k = +50^{\circ}\text{C}$ . В ГТУ температурный потенциал бросовой теплоты более высокий. Для расчетов по газотурбинной установке: температура кипения  $t_0 = +117,8^{\circ}\text{C}$ , температура конденсации рабочего вещества  $t_k = +50^{\circ}\text{C}$ , ограничение по степени расширения рабочего вещества принята не более  $\pi = 15$ .

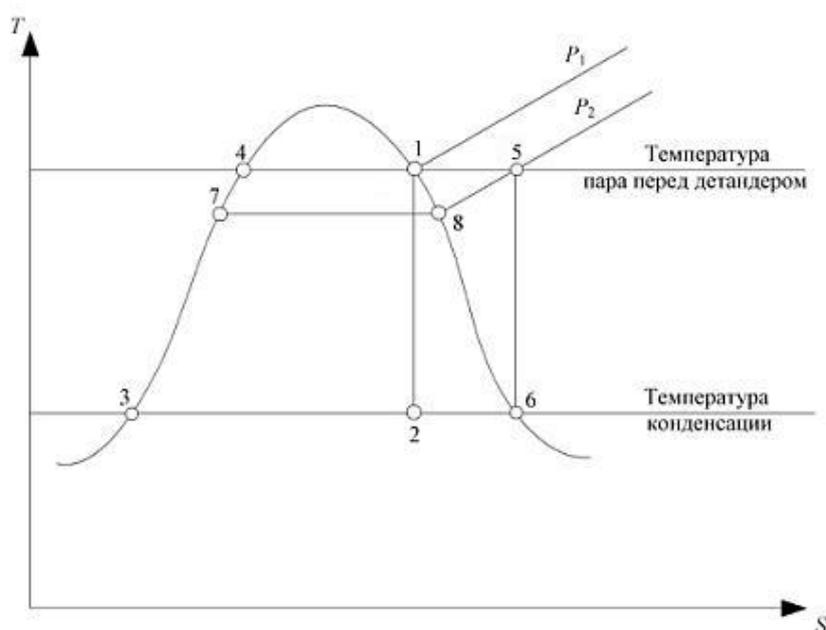


Рисунок 1 – Цикл  $1 - 2 - 3 - 4 - 1$  без перегревателя.  
Цикл  $5 - 6 - 3 - 7 - 8 - 5$  с пароперегревателем.

Исходным рабочим веществом для прямого цикла принята вода. Выбор альтернативных рабочих веществ осуществлялся по следующим показаниям: давление перед детандером из условий общих требований к холодильному оборудованию не более 2 МПа, давление после детандера принято не менее 0,1 МПа из-за условия недопущения подсоса наружного воздуха в систему.

Результаты расчетов по компрессорной станции приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчетов по компрессорной станции

Параметры	Рабочее вещество						
	R718	R600	R11	R21	R113	R114	R123
Степень повышения давления $\pi$	0,0305	0,133	0,103	0,085	0,0969	0,0909	0,105
Термический кпд цикла при адиабатном расширении	1,85	3,24	3,13	2,68	3,85	3,29	3,75

Как видно из таблицы 1 наилучшие показатели у хладагента R600, тем более, это рабочее вещество отвечает требованиям бивалентности.

Результаты расчетов по газотурбинной установке приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчетов по газотурбинной установке

Параметры	Рабочее вещество						
	R718	R600	R11	R21	R113	R114	R123
Степень повышения давления $\pi$	0,0402	—	0,129	0,111	0,123	—	0,129
Термический кпд цикла при адиабатном расширении	2,20	—	5,08	3,79	5,63	—	5,86

Как видно из таблицы 2 в случае использования бросовой теплоты от ГТУ наибольший термический кпд у хладагентов R11 и R123.

Таким образом, можно сделать вывод, что для компрессорной станции наиболее эффективным рабочим веществом является хладагент R600, для газотурбинной установки – R11 и R123. Однако, R11 является озоноразрушающим хладагентом, а R123 – токсичен.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бадилькес И.С. Свойства холодильных агентов. – М.: Пищевая промышленность, 1974. – с.174.
2. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шлейкин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 447 с.

UDK 621.5; 620.98

### TRIGENERATION AS A METHOD OF HIGH EFFICIENT UTILIZATION OF SECONDARY ENERGY RESOURCES OF THE SHIP POWER PLANT

*Dimitrov A., postgraduate student; Yakovleva O., PhD; Khmelniuk M., DSc, prof.,  
Institute of Refrigeration, Cryotechnology and Ecoenergy named after prof. V.S.Martynovsky  
Odessa National Academy Of Food Technology, Odessa, Ukraine  
E-mail: a.dimitrov.osar@gmail.com; osarja@gmail.com; hmel\_m@ukr.net*

For years there has been, and still is, a tendency in the national economy to increase the efficiency of both the marine and inland propulsion systems. New design solutions are searched to increase the efficiency of the propulsion system via using the cogeneration technology to recover the secondary energy resources of ship propulsion.

Cogeneration, also known as combined heat and power (CHP) and total energy, is an efficient, clean and reliable approach to generating power and thermal energy from a single fuel source. Namely, cogeneration uses heat that is otherwise discarded from conventional power generation to produce thermal energy. This energy is used to provide cooling or heating for certain devices on ships. By recycling this waste heat, cogeneration plants

achieve a dramatic improvement in the system's efficiency. In addition, the higher efficiencies of cogeneration reduce air emissions of nitrous oxides, sulfur dioxide, mercury, particulate matter and carbon dioxide, which are the leading greenhouse gases associated with climate change [1].

All these qualities make cogeneration technology very attractive for using in the marine applications. However, such ship recovery system has been recently modified by using the trigeneration technology instead of cogeneration. The advantages of applying trigeneration were evident.

Trigeneration or combined heating, cooling and power (CHCP) production is becoming an increasingly important energy option. Trigeneration can be seen as the simultaneous production of electricity, heat and cooling power from the same source of energy such as natural gas or oil. The literature typically refers to trigeneration as the combination of a traditional combined heat and power (CHP) prime mover such as an engine or a combustion gas turbine, that cogenerates electricity and heat, with an absorption cycle driven by hot water or steam produced by CHP system [2].

CHCP systems incorporate multiple technologies for energy supplying of a single or a campus of buildings, hospitals, medical centers, industrial facilities, etc. These systems provide many benefits such as reduced energy costs, improved power reliability, increased energy efficiency, and improved environmental quality that makes this technology economically attractive.

In trigeneration systems two kinds of ship power plant can be generally used: reciprocating Diesel engines (DEs), and gas turbine plant and each of them can be selected for exactly matching the site conditions [2].

Reciprocating Diesel engines are the most common and most technically mature of all distributed marine technologies. DEs are manufactured in wide range of generating power with up to 7 MW and use commonly available fuels such as diesel fuel.

In addition to DEs, trigeneration systems can utilize gas turbine power plants as prime movers, which are basically produce in the range from 8 MW up to 14 MW of power. Such power plants can use natural gas, propane, diesel fuel and can be divided in two general classes:

- Recuperated power plants, which recover the heat from the exhaust gas to boost the temperature of combustion and increase the efficiency;
- unrecuperated (or simple cycle) power plants, which have lower efficiencies, but also lower capital costs.

In CHCP systems electricity is provided by on-site or near-site power generators. Waste heat from power generation equipment is recovered by operating installations for heating and cooling, which usually are utilizing heat recovery unit with water-LiBr absorption chilling.

Such systems implemented in marine propulsion systems in recent years are based mainly on gas and steam turbines. These systems can reach the efficiency exceeding 60% in inland applications. For example, the marine system of this type was applied by the "Wärtsilä Corp.". However, its main disadvantage is that the system needs a lot of free installation area because of its considerable large size.

As the ship has relatively small holds, the maximal installation area for the recovery unit is strictly limited. Therefore, the requirement for mass and overall dimensions takes the first priority place.

This requirement is primarily concerned with the part of recovery unit, which produces cooling power, i. e. heat driven refrigeration machine (HDRM). Today the most efficient of HDRMs is absorption heat driven machine (coefficient of performance is approximately 0.75), but its size is large and this isn't a good thing in small area conditions. Furthermore, its operational complexity and price are very high.

These problems can be solved in case of using simple and reliable ejector chillers and air conditioners as a heat driven refrigeration machine for different types of ship trigeneration systems (Figure 1). Ejector refrigeration machines (ERMs) are operated with low-boiling point working fluids and powered by heat supplied from ship power systems.

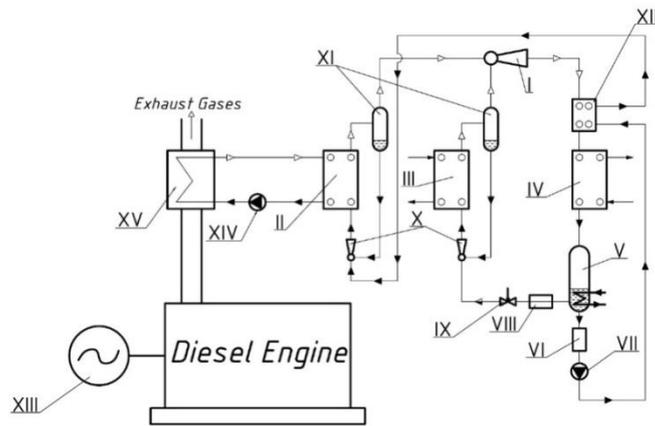


Figure 1 – Diagram of ship trigeneration system incorporated the ERM:

*I – Ejector; II – Generator; III – Evaporator; IV – Condenser; V – Receiver-subcooler; VI – Cleaning Filter; VII – Feed Pump; VIII – Drying Filter; IX – TEV; X – Injector; XI – Liquid Separator; XII – Regeneration Heat Exchanger; XIII – Alternator; XIV – Water Pump; XV – Recovery Boiler*

Such waste heat recovery would ultimately reduce overall fuel consumption and carbon dioxide production and thus help to alleviate global climatic change brought about by the greenhouse effect.

ERMs have such advantages over other heat powered refrigeration cycles as simplicity in design, high reliability and durability, low installation cost, small maintenance and repair expenses.

The basic components of the ejector chiller include an ejector, a generator, an evaporator, a condenser, an expansion valve and a feed pump. The thermal energy of the exhaust gases is transferred through a heat recovery unit to a water circuit serving the generator of the chiller. Low boiling refrigerant is heated by the low grade heat energy  $Q_g$  rejected from the heat recovery unit into the generator, where liquid refrigerant is vaporized at relatively high pressure  $P_g$  and temperature  $T_g$ . This primary vapor with a mass flow rate of  $\dot{m}_p$  flows through the primary convergent-divergent nozzle of the ejector and expands at the exit of the nozzle. The relatively low-pressure produced by this expansion causes a suctioning effect of secondary flow with a mass flow rate of  $\dot{m}_e$  from the evaporator at low pressure  $P_e$ . The primary and secondary fluids are mixed in the mixing section of the ejector and undergo a pressure recovery process in the diffuser section. The combined stream flows to the condenser where it is condensed to liquid at intermediate pressure  $P_{cand}$  and temperature  $T_c$ . The heat of condensation  $Q_c$  is rejected to the environment. From the condenser, a portion of the liquid refrigerant is pumped back to the generator, while the remainder is expanded through an expansion valve and enters the evaporator, where it is evaporated at temperature  $T_e$  thus completing the cycle. The resulting cooling effect  $Q_e$  can be used to provide air conditioning and space cooling to the local community or to improve the thermal efficiency of the engine cycle by cooling the charge air prior to ingestion to the engine cylinders. Thus, the main part of the exhaust heat can be recovered.

The only drawback of the ERMs was their relatively low COPs, usually not higher than 0.3.

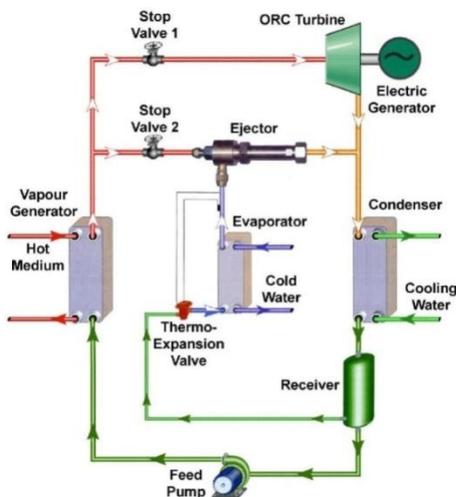


Figure 2 – Diagram of hybrid ORC-ERM trigeneration system.



Figure 3 – The overall dimensions comparison of the standard trigeneration plant and the hybrid ORC-ERM machine.

Recently several high efficiency ERMs, operating with refrigerants R141b and R245fa, were developed and coefficients of performance (COPs) in the range of 0.5 – 0.7 were obtained at practical operating conditions. These results are very encouraging for air-conditioning and cooling applications because these COPs are similar to those for absorption cycle machines [3,4,5].

Thus, the trigeneration systems with ERMs could be suitable alternative to that with water-LiBr absorption systems [5].

In ONAFT the new way to further reduction of the trigeneration system's overall dimensions is researched. It represents a system operated by the combined ejector cycle and organic Rankine cycle. The new recovery unit is called Hybrid ORC-ERM machine. As both the steam power plant and the ERM have the same apparatuses (generator, condenser and pump), a hybrid trigeneration machine can be designed. The diagram of hybrid ORC-ERM machine is shown on Figure 2. On Figure 3 the classic trigeneration system and the hybrid ORC-ERM machine are shown for a comparative analysis. The big difference between overall dimensions of these recovery plants is visible. Finally, there are the simplest and cheapest continuously working trigeneration systems among other hybrid cycles.

CHCP systems, when designed to operate independently from the grid, can provide critical power reliability for a variety of ships while providing electric, thermal and refrigeration energy to the sites on a continuous basis, resulting in daily operating cost savings. CHCP systems can be configured in a number of ways to meet the specific reliability and risk profiles of various customer needs, and to offset the capital cost investment for traditional backup power measures. Replacing the large and expensive Li-Br absorption chillers with the ERMs allows to obtain the compact and cheap trigeneration units which are ready to be installed in different vessels and ensure the efficient and reliable operation in any operational condition.

#### REFERENCES

1. Wen-Kuo Tien, Rong-Hua Yeh, Jen-Ming Hong. Theoretical analysis of cogeneration system for ships. // Energy Conversion and Management 48 (2007) 1965-1974;
2. Chicco G., Mancarella P.: Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development, Energy Policy (2007), No. 35, 6132-6144;
3. Huang B.J., Chang J.M., Petrenko V.O., Samofatov I.Ya.: A joint research on ejector cooling technology, Proceedings of the 2nd International Workshop "Non-Compression Refrigeration & Cooling" (2001), Odessa, Ukraine, 32-41;
4. Ian W. Eames, Ali.E. Ablwaifa, Petrenko V.O.: Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa, Applied Thermal Engineering (2007), No. 27, 2833-2840;
5. Petrenko V.O., Volovyk O.S., Ierin V.O.: Areas of effective application of ejector refrigeration machines using low-boiling refrigerants, J. Refrigeration Engineering and Technology (2005), No. 1(93), 17-30;
6. Ch. M. Pratt. Cogeneration: A Successful Response to the Energy Crisis? // Fordham Urban Law Journal, Vol. 9, Issue 3, Art. 1, 1980;
7. Marek Dzida. Possible Efficiency Increasing of Ship Propulsion and Marine Power Plant with the System Combined of Marine Diesel Engine, Gas Turbine and Steam Turbine. // Advances in Gas Turbine Technology, Dr. Ernesto Benini (Ed.), ISBN: 978-953-307-611-9, InTech, 2011;
8. Mohanty B, Paloso Jr G. Economic power generation from low-temperature geothermal resources using organic Rankine cycle combined with vapor absorption chiller. Heat Recov Syst CHP 1992;12:143–58.
9. Petrenko V.O., Zhuk K.B., Volovyk O.S.: Development and investigation of a pre-production model of ejector refrigeration machine designed for general-duty, J. Refrigeration Engineering and Technology (2005), No. 2(94), 5-16.

УДК 681.5:658.264

#### **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БЕСПРОВОДНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ZIGBEE ПРИ РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ МОНИТОРИНГА ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ**

*Жалмуашева Ш.И., к.т.н., Хан С.Г.*

*Алматинский университет энергетики и связи, г. Алматы, Республика Казахстан*

*E-mail: ilyaskyzy\_shynar\_93@mail.ru, khansvetlana@rambler.ru*

Ситуация с энергообеспечением в последнее время становится все более тревожной, прежде всего, в связи с тем, что действующие генерирующие мощности в значительной степени исчерпаны. Задача повышения экономической и экологической эффективности использования топлива с каждым

годом приобретает все большую актуальность. Одна из стратегических линий развития мировой энергетики – это ориентация на альтернативные источники энергии [3].

Одним из решений данной проблемы выступает использование тригенерационных установок, которые обеспечивают комбинированное производство электричества, тепла и холода. Применение таких установок позволит повысить эффективность энергосбережения и снизить загрязнение окружающей среды. Под тригенерацией понимается преобразование топлива одновременно в три полезных энергетических продукта: электроэнергию, тепло (горячую воду или пар) и холод (охлажденную воду).

Данная работа выполнена в рамках научно-исследовательских работ студентов в учебно-научной лаборатории Алматинского Университета Энергетики и Связи «Энергосбережение и нетрадиционные возобновляемые источники энергии», в которой существует тригенерационная установка (рис.1).

В состав тригенерационной установки входит следующее оборудование: бак-аккумулятор, воздушный радиатор, двигатель внутреннего сгорания, циркуляционный насос, теплообменник, электрогенератор, фильтр-осушитель, влагоотделитель.



Рисунок 1 - Лабораторный стенд тригенерационной установки.

Схема тригенерационной установки включает 2 контура (рис.2). В первом контуре вырабатывается тепло и электроэнергия, во втором – холод.

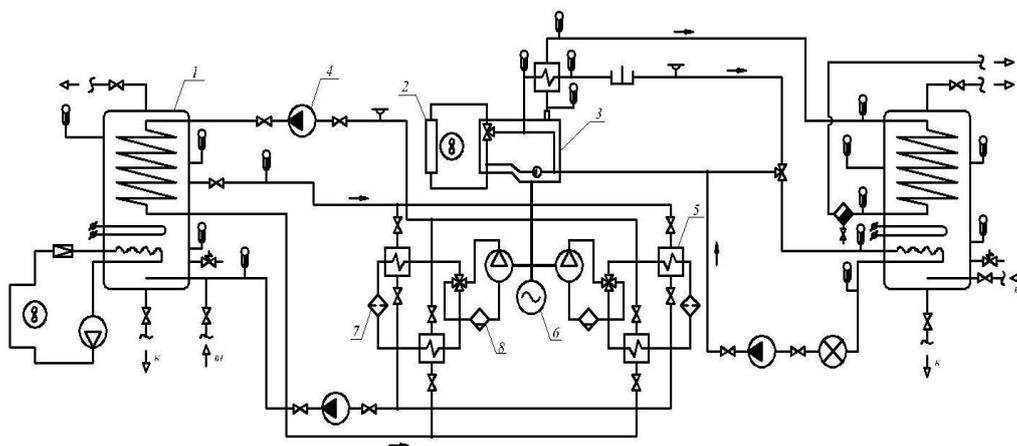


Рисунок 2 - Технологическая схема тригенерационной установки.

1 – бак-аккумулятор; 2 – воздушный радиатор; 3 – двигатель внутреннего сгорания; 4 – циркуляционный насос; 5 – теплообменник; 6 – электрогенератор; 7 – фильтр-осушитель; 8 – влагоотделитель.

В работе рассматривается I контур (рис.3). В этом контуре размещены 11 термопар.

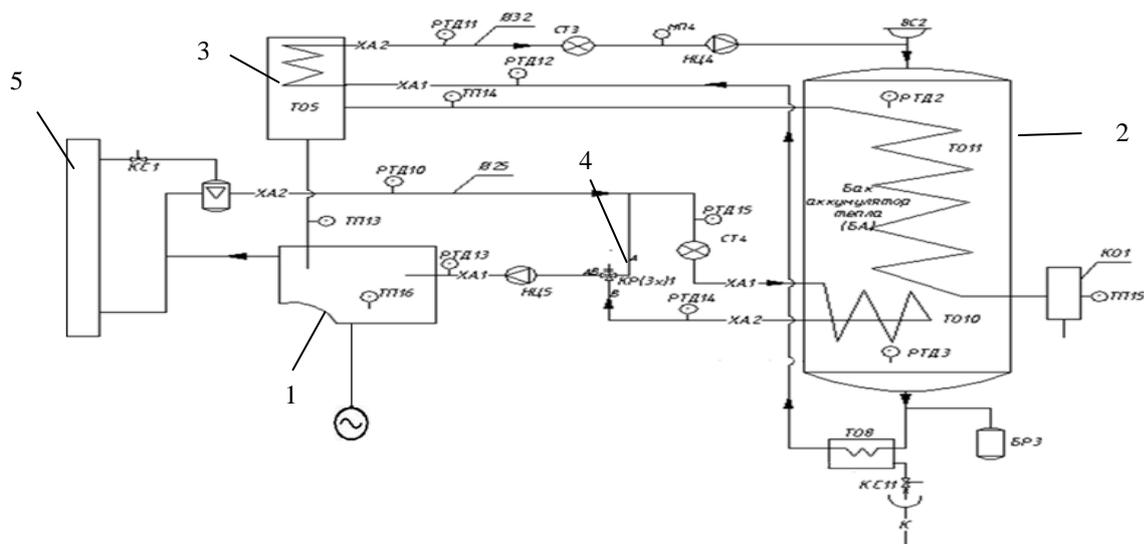


Рисунок 3 - Контур I технологической схемы тригенерационной установки.

В контуре I теплота отбирается от систем охлаждения двигателя и выпуска отработавших газов (утилизации выхлопных газов). Происходит ступенчатый подогрев сетевой воды, теплоноситель, проходя последовательно систему охлаждения двигателя 1, рекуператор тепла отходящих газов 3, а затем встроенный теплообменник бойлера 2, подогревается до расчетной температуры.

Охлаждение выхлопных газов происходит в две ступени. После рекуператора 3 газы с температурой 250°C подаются в теплообменник бойлера 2, где охлаждаются до 130÷150°C. В контуре охлаждения установлен трехходовой терморегулирующий клапан, который по сигналу термодатчика включает электронагревательную вставку, расположенную в бойлере 2, либо подает теплоноситель в систему штатного охладителя. Автоматика программируется так, чтобы не допускать как перегрева, так и переохлаждения теплоносителей в двигателе. В момент запуска системы трехходовой клапан 4 открывается так, что теплоноситель циркулирует через систему охлаждения двигателя 1 и рекуператор 5, минуя бойлер 2. Когда температура повышается до 90°C, трехходовой клапан 4 открывается в направлении бойлера 2, имитирующего тепловую нагрузку. Когда температура воды в бойлере 2 также достигает 90°C, с целью обеспечения штатных температур двигателя 1, трехходовой клапан направляет теплоноситель через систему аварийного охлаждения 5.

ZigBee – это открытый стандарт беспроводной связи для систем сбора данных и управления. Технология ZigBee позволяет создавать самоорганизующиеся и самовосстанавливающиеся беспроводные сети с автоматической ретрансляцией сообщений, с поддержкой батарейных и мобильных узлов [5].

Анализ беспроводных технологий показывает, что высокоскоростные технологии Wi-Fi, Bluetooth предназначены в первую очередь для обслуживания компьютерной периферии и устройств мультимедиа. Они оптимизированы для передачи больших объемов информации на высоких скоростях, работают в основном по топологии «точка-точка» или «звезда» и малопригодны для реализации сложных разветвленных промышленных сетей с большим количеством узлов. Напротив, технология ZigBee имеет достаточно скромные показатели скорости передачи данных и расстояния между узлами, но отвечает всем тем критериям, которые необходимы для использования данной технологии в промышленности [6].

Таблица 1- Сравнение стандартов семейств 802.15. и 802.11b

Стандарт	802.15.4 Zigbee			802.15.1 Bluetooth	802.11b Wi-Fi
Приложения	Мониторинг, управление			Голос, данные	Данные, видео
Частота, ГГц	0.868	0.915		2.4	
Преимущества	Цена, энергосбережение, размеры			Цена, передача голоса	Скорость, гибкость
Макс. скорость	20 кбит/с	40 кбит/с	250 кбит/с	1 мбит/с	11 мбит/с и более
Дальность, м	10-100, 1000			100	100
Чувствительность, дБм (сред).	-92			-70	-76
Размер стека, кБайт	4-32			>250	>1000
Срок службы батареи, дней	100-1000			1-7	0,5-1

Беспроводная система мониторинга температуры тригенерационной установки построена в среде графического программирования LabVIEW на основе технологии ZigBee.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) — это среда разработки и платформа для выполнения программ, созданных на графическом языке программирования фирмы National Instruments.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) позволяет разрабатывать прикладное программное обеспечение для организации взаимодействия с измерительной и управляющей аппаратурой, сбора, обработки и отображения информации и результатов расчетов, а также моделирования как отдельных объектов, так и автоматизированных систем в целом.

В отличие от текстовых языков, таких как C, Pascal и др., где программы составляются в виде строк текста, в LabVIEW программы создаются в виде графических диаграмм, подобных обычным блок-схемам. Иногда можно создать приложение, даже не прикасаясь к клавиатуре компьютера.

LabVIEW имеет обширные библиотеки функций для решения различных задач: ввод/вывод, обработка, анализ и визуализация сигналов; контроль и управление технологическими объектами; статистический анализ и комплексные вычисления и др.

Интерфейс тригенерационной установки с применением беспроводной технологии ZigBee представляет следующий вид (рис.4):

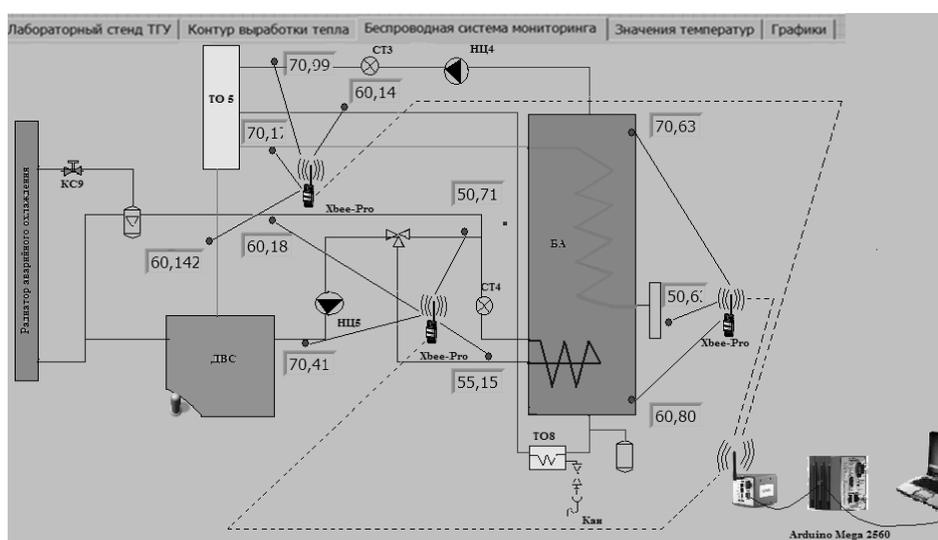


Рисунок 4 – Интерфейс беспроводного мониторинга температуры тригенерационной установки.

Основной задачей работы является заменить 11 термопар температурными датчиками и использовать беспроводные модули.

На схеме термопары были заменены на температурные датчики с применением беспроводных модулей. Здесь используются беспроводные модули серии Xbee-Pro. Каждый модуль может принимать сигнал с 4 датчиков, так как имеет 4 входа. Сигналы с модулей поступают на приемник. Он предназначен для управления взаимодействием между распределенными измерительными узлами и принимающим контроллером в сети беспроводных датчиков NI. Контроллер использовался модели Arduino Mega 2560. Информация с контроллера поступает на персональный компьютер, который выступает в качестве сервера. На нем происходит отображение результатов измерений температур, и вывод графиков изменения температур за определенный период.

Система мониторинга температуры тригенерационной установки также включает в себя интерфейсы со значениями температур (рис.5), полученные с применением беспроводных модулей, а также графики, построенные на основе полученных значений температур (рис.6). I контур схемы тригенерационной установки был разделен на 4 группы: Температура выхлопных газов, Температура жидкости ТО 5, Температура охлаждающей жидкости двигателя, Температура жидкости БА. Датчики были установлены в соответствии с группами.

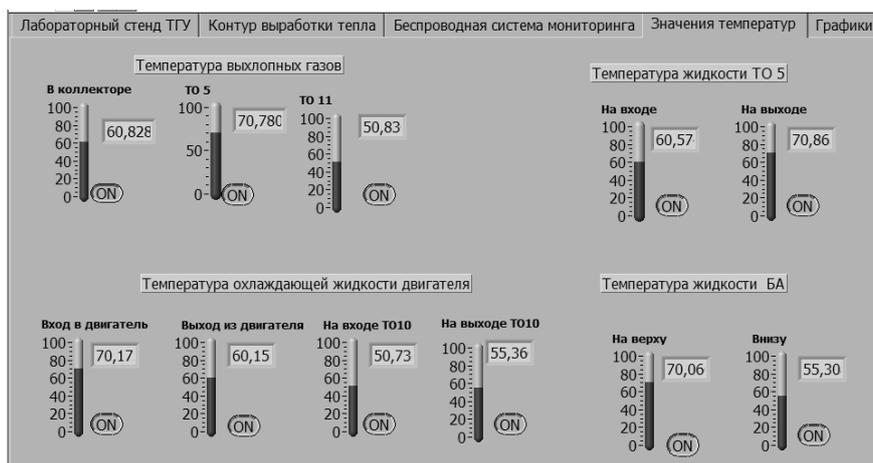


Рисунок 5 - Значения температур полученные на базе беспроводных модулей.

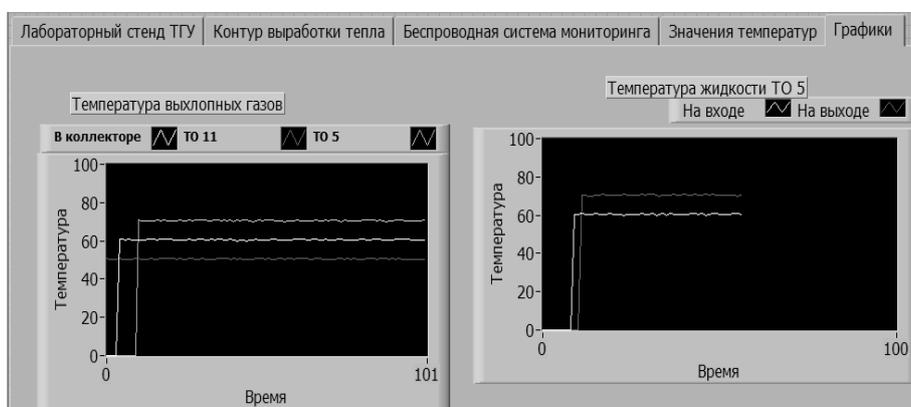


Рисунок 6 – Графики, построенные на основе полученных значений температур.

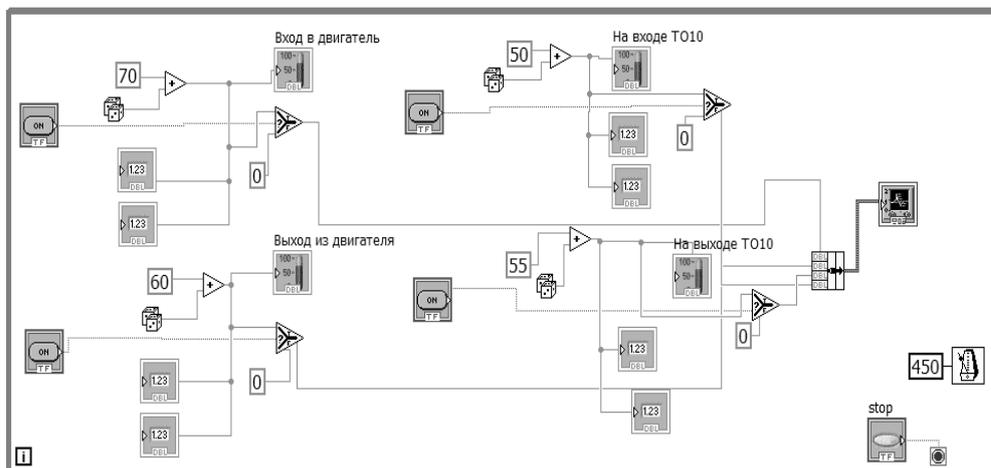


Рисунок 7 - Блок-диаграмма системы мониторинга температуры тригенерационной установки.

Предварительно с вышеописанными модулями были проделаны эксперименты в пятиэтажном здании.

Цель экспериментов заключалась в исследовании применимости XBee Pro модулей в беспроводной системе мониторинга температуры тригенерационной установки, находящейся в подвальном помещении Алматинского Университета Энергетики и Связи (0 этаж), а пункт управления на 5 этаже этого же здания.

Для проведения экспериментов необходимо было решить следующие задачи:

- Исследовать дальность действия беспроводной связи ZigBee внутри здания. Здесь под

дальностью действия понимается расстояние, на котором беспроводная система управления объектом работает бесперебойно, то есть без ущерба для качественных показателей автоматического управления.

– Провести анализ применимости отдельных модулей к зданиям различного строения.

В качестве объекта управления использовалась модель объекта - термобокс, представляющий собой одноконтурную систему автоматического управления температурным режимом. Объект управления был установлен на пятом этаже. Управление температурным режимом объекта осуществлялось дистанционно при помощи беспроводных модулей XBee. В одном из экспериментов для усиления сигнала использовался роутер, который был установлен на третьем этаже. Приемник и компьютер также находились на третьем этаже.

По результатам экспериментов построен график (рис.8), отражающий дальность действия беспроводных модулей XBee.

На рисунке 8 показаны графики экспериментов с отладочным модулем - модуля серии S2C, мощного модуля - модуля серии S2B и мощного модуля, использованного совместно с роутером.

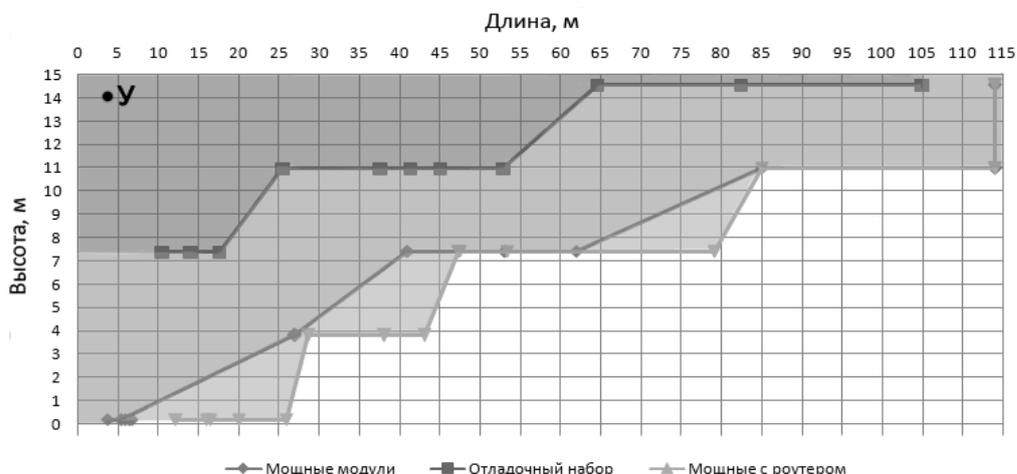


Рисунок 8 - Дальность действия модулей серии S2C и S2B, У - место установки объекта управления.

Вначале эксперимент был проделан с отладочным модулем серии S2C. При использовании модуля ниже 3 этажа, сигнал пропадал. Поэтому дальше модуль исследовался на этом этаже на дальность. Из графика видно, что сигнал доходит до 15 м и пропадает. Каждый раз при потере сигнала эксперименты с модулями продолжались этажом выше, ближе к объекту управления. На четвертом этаже модуль работает на большую дальность, чем на 3 этаже. Здесь сигнал доходит примерно до 52 метров. На пятом этаже сигнал доходил до 105 метров.

Аналогичные эксперименты были проделаны с мощным модулем серии S2B. При проведении эксперимента с данным модулем было выявлено, что сигнал с данного модуля может доходить до 1 этажа. Поэтому для того чтобы сигнал доходил до 1 этажа с большей дальностью был использован роутер – промежуточный модуль, установленный на 3 этаже.

Из полученных результатов экспериментов было установлено, что модули отладочного комплекта серии S2C подходят для зданий с железобетонными перекрытиями и стенами с максимальной протяженностью 105 м и высотой не более 7 м.

Модули XBeePro серии S2B подходят для зданий с железобетонными перекрытиями и стенами с максимальной протяженностью 115 м и высотой не более 12 м.

Для зданий, имеющих более четырех этажей, рекомендуется использовать ретранслирующие устройства – роутеры.

Проделанные эксперименты показали возможность применения XBee Pro модулей в беспроводной системе мониторинга температуры тригенерационной установки.

Таким образом, в данной работе разработан беспроводной мониторинг температуры тригенерационной установки с применением технологии ZigBee в среде графического программирования LabView. Предполагается внедрение данной разработки в учебно-научную лабораторию Алматинского университета энергетики и связи «Энергосбережение и нетрадиционные возобновляемые источники энергии», а также в учебный процесс кафедры «Инженерная кибернетика» для студентов специальности 5B070200 «Автоматизация и управление».

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lab VIEW для всех / Джеффри Тревис: Пер. с англ. Клушин Н.А. – М.: ДМК Пресс; Прибор Комплект, 2005. – 544с.
2. Дмитриев В. Технология Zigbee// Компоненты и технологии. – №1. – 2004.
3. Интернет-ресурс: Цыркин М.И. «Когенераторные установки»; <http://www.electrosystems.ru>
4. Интернет-ресурс: «ЭнергоСовет» портал по энергосбережению; <http://www.energsovet.ru>
5. Интернет-ресурс: Перспективы использования беспроводных ZigBee-интерфейсов в электроприводе; <http://www.russianelectronics.ru>
6. Интернет-ресурс: Беспроводные сети ZigBee; <http://www.wless.ru>
7. Пушкарев О.И. Выбор беспроводной технологии: советы начинающему разработчику.// Журнал Встраиваемые системы.- №3.-2010.
8. Стояк В.В., Поданев И.Е. Эксплуатация и промиспытания теплотехнологических установок и систем. Методические указания к лабораторным работам для магистрантов всех форм обучения специальности 6М071700 Теплоэнергетика. Часть I - Алматы: АУЭС, 2011- 40 с.
9. Хан С.Г., Ташибаева А.Е., Жалмукашева Ш.И. Разработка беспроводной системы мониторинга температуры тригенерационной установки. /Республиканская студенческая научно-практическая конференция по математике, механике и информатике (г.Астана, ЕНУ).
10. Хан С.Г., Ташибаева А.Е., Жалмукашева Ш.И. Технологии National Instruments в беспроводной системе мониторинга температуры тригенерационной установки. /Международная научно-практическая конференция «Козыбаевские чтения - 2013» - Казахстан в мировых культурно-цивилизационных процессах. (г. Петропавловск, Северо-Казахстанский государственный университет имени М.Козыбаева).
11. Хан С.Г., Ташибаева А.Е., Жалмукашева Ш.И. Разработка автоматизированного лабораторного практикума «Беспроводная система мониторинга тригенерационной установки». / XIX Международная научно-методическая конференция «Современное образование: содержание, технологии, качество» (г. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В.И.Ульянова (Ленина)).

УДК591.86: 637.072

## **ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ ЗАМОРАЖИВАНИЯ И КРИОГЕННОГО КОНСЕРВИРОВАНИЯ ТКАНЕЙ В БИОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЯХ**

*Жилинская Н.Т., к.б.н., доцент; Скобун А.С., к.х.н., профессор; Шлейкин А.Г., д.м.н., профессор.  
Университет ИТМО, г.Санкт-Петербург, Россия  
E-mail: jilinskie@mail.ru, andskb@mail.ru, shleikin@yandex.ru*

Составляя от 16% до 22% от сырой массы мышечной ткани, белки являются главным компонентом продуктов животного происхождения, определяющим их пищевое значение. В связи с этим изучение физико-химических закономерностей модификации белков, в том числе ферментов и пептидов, при хранении и консервировании мясного сырья занимает важное место в исследованиях по пищевой биотехнологии [1]. В последние годы с интенсивным развитием биотехнологии особой популярностью пользуются способы обработки сырья ферментными препаратами и заквасками микроорганизмов [2], что привело к необходимости расширения диапазона методов изучения сырья и продуктов животного происхождения.

После убоя животного, в связи с прекращением поступления кислорода, отсутствием окислительных превращений и кровообращения, торможением синтеза и выработки энергии, накопления в тканях конечных продуктов обмена веществ и нарушения осмотического давления клеток, в мясе происходит самораспад прижизненных систем и самопроизвольное развитие ферментативных процессов за счет длительно сохраняющих свою каталитическую активность ферментов. В результате их развития происходит распад тканевых компонентов, изменяются качественные характеристики мяса (механическая прочность, водосвязывающая способность, вкус, цвет, аромат) и его устойчивость к микробиологическим процессам [3].

Несмотря на достижения науки о мясе в понимании биохимической природы сложных послеубойных изменений мышечной ткани [4], научные исследования по этой тематике далеки от завершения и приобретают особый интерес в свете изучения особенностей биохимии мышечной ткани с аномальными процессами автолиза (PSE-, RSE-, DFD-пороки и др.). Характер и глубина

автолитических изменений в мясе влияют на его качество и пищевую ценность.

Так, по уровню накопления гистамина как вещества-свидетеля, образующегося в результате постмортального декарбоксилирования гистамина в процессе хранения и изменения свежести мяса, можно определять свежесть и безопасность мясного сырья [5]. Изучение и целенаправленное использование биохимических тканевых ферментных систем необходимы для регулирования и интенсификации технологических процессов получения свежего мяса и продуктов его переработки [6].

Гистологический анализ - прямой метод определения состояния сырья и продукции, их истинного состава, выявления фальсификации пищевых добавок, мясного сырья, полуфабрикатов и готовой продукции [7]. Микроструктурные исследования дают возможность оценивать как структуру продукта в целом, так и изменения, происходящие в отдельных участках и компонентах изучаемых объектов. При этом на основе тех или иных морфологических особенностей различных тканевых и клеточных структур можно установить не только сам факт их присутствия в продукте, но и определить их количество.

Гистохимия – раздел гистологии, который изучает распределение химических веществ в клетках и их структурах, межклеточном веществе, выясняет связь тонкого строения клеток с происходящим в них обменом веществ. Этот метод давно известен и широко применяется в биологии и медицине. Однако работа с биологическими тканями в пищевых продуктах имеет существенную специфику по сравнению с нативными тканями, поскольку исследованию подвергают материал после различных сроков хранения, механического, термического и других видов технологического воздействия [8].

Гистохимические методы, как правило, складываются из двух компонентов:

- 1) подготовка ткани (фиксация);
- 2) гистохимическая реакция.

Главной задачей предварительной подготовки является сохранение максимального количества исследуемых веществ в тканях и клетках. Для этой цели при проведении гистохимических исследований используют два метода фиксации изучаемого материала:

- низкотемпературное консервирование нативного материала;
- химическая фиксация.

Химические методы фиксации и заливки материала, включая ускоренные методы для экспресс-анализа по ГОСТ 19496-2013 [9], имеют ряд недостатков. При их использовании происходят химические изменения макромолекулярной структуры клеток, в ходе которых может изменяться локализация внутриклеточных структур, снижение в них концентрации органических и неорганических веществ. Поэтому актуальным остается вопрос о возможности применения в гисто- и цитохимических исследованиях пищевого сырья и пищевых продуктов физических методов фиксации тканей, а именно: консервирование путем быстрого низкотемпературного замораживания кусочков исследуемого материала при варьируемых температурных диапазонах.

Одним из методов криогенного консервирования является метод «замораживания – высушивания» (лиофильная сушка). Этот метод основан главным образом на том, что путем замораживания удается полностью остановить все жизненные процессы, избегая при этом химической фиксации и обычного обезвоживания ткани, что позволяет исключить или свести до минимума всевозможные химические и физические изменения в ткани. Преимущество метода заключается в том, что удаление воды из ткани происходит без смещения и потерь вещества, а также в том, что не происходит денатурация тканевой структуры. Его применяют в тех случаях, когда необходимо наряду с точной локализацией сохранить тонкую структуру и предотвратить потери веществ, присутствующие в тканях в низких концентрациях.

При использовании метода замораживания-высушивания кусочки ткани помещают в хладагенты (пропан, изопентан или фреон), охлажденные жидким азотом до температуры  $-180^{\circ}\text{C}$ , при этом в клетках мгновенно прекращаются обменные процессы. При этом в тканях не успевают образовываться кристаллы льда, и поэтому субклеточные структуры не разрушаются, а вода переходит в стекловидное состояние. Затем в высоком вакууме ( $1\text{-}6 - 10\text{-}7$  мм рт.ст.) происходит сублимация, после чего высушенный материал заливают в специальные заливочные среды (парафин, целлоидин), готовят срезы на криостат-микротоме для последующего гистохимического исследования объекта на светооптическом уровне.

Применение данного метода дало заметные успехи в исследованиях низкомолекулярных органических и неорганических веществ в мышечной ткани, а также при изучении локализации биогенных аминов в нервной системе [10].

Согласно еще одному методу консервирования тканей – «замещение в замороженном состоянии» - предварительно замороженный материал помещают в охлажденную до температуры от  $-20^{\circ}\text{C}$  до  $-50^{\circ}\text{C}$

фиксирующую или обезвоживающую жидкость: этанол, эфир, хлороформ, ацетон. В результате двусторонней диффузии происходит замещение превращенной в лед воды на замещающую жидкость. Замещающие жидкости служат при этом средами, растворяющими лед. Поскольку замещение проводится в безводных средах, то происходит обезвоживание или высушивание ткани.

Описанные технологии низкотемпературной фиксации исследуемых тканей могут применяться для моментального выявления (стоп-мониторинга) целого ряда гидролитических и окислительных ферментов, таких как щелочная и кислая фосфатаза, АТФаза, 5'-нуклеотидаза, аминопептидаза, а также дегидрогеназ и других ферментов, катализирующих быстро текущие, труднофиксируемые реакции. Быстрое замораживание обеспечивает стабилизацию структуры тканей, особенно в сочетании с подходящей фиксацией. При этом наблюдается максимальная сохранность различных биополимеров, в том числе наиболее нестабильного из них - гликогена. Методы можно рекомендовать также для выявления неорганических и других низкомолекулярных веществ.

Таким образом, низкотемпературная фиксация исследуемого материала, применяемая для изучения гистохимических изменений в мясе после убоя животных, в ходе хранения и технологической переработки мясного сырья, может быть использована:

- в качестве экспресс-методики производственного контроля для изучения активности ферментов и биогенных аминов в мясном сырье в качестве дополнительных показателей выявления категории свежести и безопасности мяса;
- в качестве экспресс-методик производственного контроля для определения содержания гликогена в тканях как показателя питательной ценности мяса животных;
- для исследования особенностей микроструктуры и химического состава мышечной ткани при различных сроках автолиза и хранения с целью идентификации реального состава мяса, а также возможности выявления случаев фальсификации состава мясных продуктов;
- для получения сведений о качественном и количественном гистохимическом анализе компонентов сырья с целью отработки технологических режимов хранения, управления технологическими процессами и получении продуктов с заданными свойствами;
- при разработке новых видов продукции.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шлейкин А.Г. Структурные и функциональные изменения белков мышечной ткани при низкотемпературном хранении/А.Г.Шлейкин//Известия Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий. - 2000. - № 1. - С.92 – 96.
2. Зинина О.В. Влияние биотехнологической обработки на микроструктуру коллагенсодержащего сырья /О.В.Зинина, И.В.Тарасова, М.Б.Ребезов// Все о мясе. - 2013. - № 3.- С.41-43.
3. Горбунова Н.А. Влияние холодильной обработки на качество и безопасность мяса/Н.А.Горбунова// Все о мясе. - 2013. - № 3. - С. 44-46.
4. Кудряшов Л.С. Биохимические изменения в мясе после убоя животного/Л.С.Кудряшов, О.А.Кудряшова // Мясная индустрия. - 2012. - № 3. - С. 18-21.
5. Жаринов А.И. Определение свежести и безопасности мясного сырья/А.И.Жаринов, И.Г.Серегин, А.В.Резвых// Мясная индустрия. - 2013. - № 2.- С. 12 – 15.
6. Рогов И.А. Структура на наноуровне ферментированной соединительной ткани говядины / И.А. Рогов, Т.Н.Данильчук, Г.Г.Абдрашитова// Мясная индустрия. - 2013. - № 6.- С.26 – 28.
7. Хвыля С.И. Мясо механической обваловки: определение состава и качества/С.И.Хвыля//Мясные технологии. - 2013. - № 11. - С.35 – 37.
8. Хвыля С.И. Стандартизированные гистологические методы исследования мяса и мясных продуктов /С.И.Хвыля, В.А.Пчелкина// Мясная индустрия. - 2013. - №7. - С. 28 – 31.
9. ГОСТ 19496-2013. Мясо. Методы гистологического исследования. – //www.standartgost.ru.
10. Богатых С.П. Динамика содержания нейромедиаторов в аминокислотосодержащих структурах легких в норме и после экспериментального воздействия природным газом/С.П.Богатых, Л.А.Любовцева// Современные проблемы науки и образования. - 2012. - № 5. - С. 1-8.

## ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИЙ ПОДХОД ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПЛОДОВООВОЩЕХРАНИЛИЩ

*Жихарева Н.В., к.т.н., Хмельнюк М.Г., д.т.н., проф.  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г.Одесса, Украина  
E-mail: Zhnata@mail.ru; hmel\_m@ukr.net*

На эффективность охлаждающей системы плодоовощехранилищ влияют параметры хранения плодоовощной продукции с учетом влияния рас хода воздуха на усушку плодоовощной продукции, а оптимальные режимы работы охлаждающей системы осуществляются на основе законов динамической оптимизации процессов тепломассообмена в ограждающих конструкциях, в штабеле продукции и в воздухоохладителе, с определением эксергетических показателей и эксергетической потерь, которые обеспечивают минимум приведенных затрат с учетом влияния цены электроэнергии.

Объектом исследования являлась камера для хранения плодоовощной продукции.

Предметом исследования являлись показатели энергетической эффективности охлаждающей системы плодоовощехранилищ, с учетом влияния стоимостных тарифов электроэнергии процессы тепломассообмена и формирования температурно-влажностных полей в штабеля с плодоовощной продукцией при активной вентиляции.

Методами исследования являлись: метод термoeкономичного анализа, математическое моделирование тепломассообмена, численные методы и методы оптимизации, компьютерные эксперименты.

При этом учитывалось, что энергия в холодильной установке может передаваться как в форме теплоты, так и в форме механической работы. [ 1,2].

Термoeкономичский подход оптимизации.

Математическая модель оптимизации охлаждающей системы плодоовощехранилищ была построена на основе термoeкономичского подхода с учетом энергетических показателей, которая решается в комплексе: определение оптимальных параметров хранения плодоовощной продукции; определение оптимального воздухоохладителя; оптимизация режимов работы холодильной установки.

При этом нужно также учитывать, что энергия в холодильной установке может передаваться как в форме теплоты, так и в форме механической работы. Проведено исследование оптимальных режимов комплексной оптимизации с применением термoeкономичского метода на примере одноступенчатой типовой холодильной установки для плодоовощехранилища. (рис.1) [ 3,4].

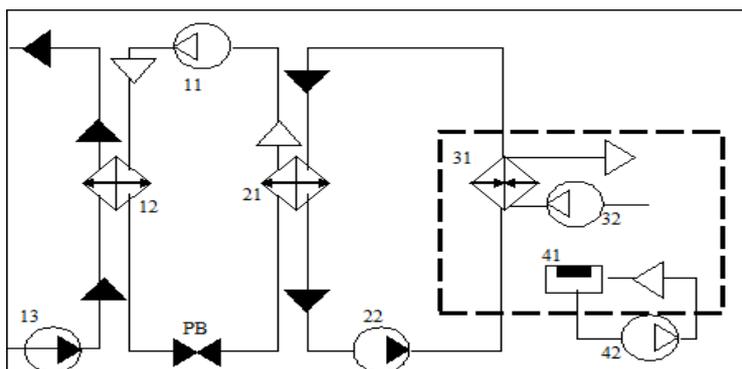


Рисунок 1. Схема одноступенчатой холодильной установки.

Термoeкономичская модель холодильной установки, с учётом сделанных допущений, может быть изображена в виде последовательно соединённых трёх зон (рис.2). От внешнего источника к системе подводится энергия (эксергия) с ценой  $C_{эл}$ , (грн./кВт.час) для привода электродвигателя компрессора  $e_{11}$ , электродвигателя насоса охлаждающей среды  $e_{13}$ , электродвигателя насоса промежуточного холодоносителя  $e_{22}$ , электродвигателя вентилятора воздухоохладителя  $e_{32}$ , электродвигателя насоса увлажнителя  $e_{42}$ . От внешнего источника подводится также охлаждающая среда в количестве  $V_{12}$ , м<sup>3</sup>/час, ценой  $C_w$ , грн/м<sup>3</sup>. Внутри системы передаётся эксергия из зоны 1 в зону 2 -  $e_1$ , из зоны 2 в зону 3 -  $e_3$ . В результате работы системы должна быть получена приведенная холодопроизводительность  $e_{охл}$ .

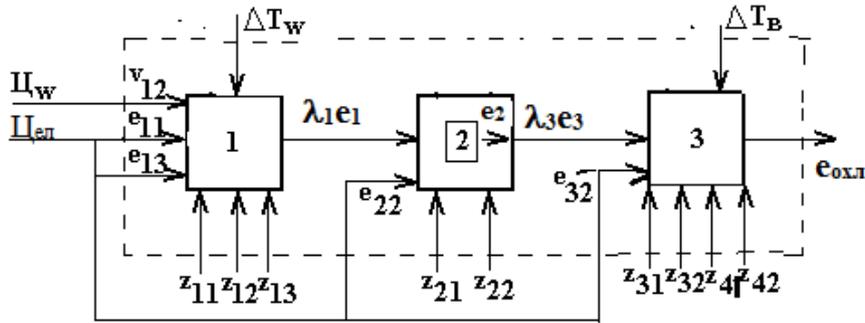


Рисунок 2 - Термоэкономическая модель одноступенчатой холодильной установки.

Критерием оптимизации выбраны приведенные затраты (ПВ), которые для рассмотренного случая могут быть описаны выражением

$$\begin{aligned}
 \text{ПВ} = [ (\text{Ц}_{\text{эл1}} \cdot \tau_1 + \text{Ц}_{\text{эл2}} \cdot \tau_2 + \text{Ц}_{\text{эл3}} \cdot \tau_3) (e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{22} + e_{42}) + \text{Ц}_w \cdot V_{\text{сва}} + (z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32} + \\
 + z_{41} + z_{42}) \cdot \tau_p \quad (1)
 \end{aligned}$$

где  $\text{Ц}_{\text{эл}}$ , грн/кВт·ч - цены на электроэнергию по различным тарифам: ночной, пиковый и полупиковый с соответствующим временем действия;  $\tau_i$ , час  $V_{\text{сва}} = 0,1 \cdot V_{12}$  - объемный расход свежей воды м<sup>3</sup> / час;  $e_{11}$  - эксергия электродвигателя компрессора 11;  $e_{13}$  - эксергия электродвигателя водяного насоса 13;  $e_{22}$  - эксергия электродвигателя вентилятора 22;  $e_{32}$  - эксергия электродвигателя вентилятора воздухоохладителя;  $e_{42}$  - эксергия электродвигателя насоса увлажнителя;  $z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{31}, z_{32}, z_{41}, z_{42}$  - нормативные отчисления амортизационных отчислений и затрат на текущий ремонт отдельных элементов компрессора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, воздухоохладителя 31, вентилятора 32, увлажнителя 41, насоса с электродвигателем для пленочного увлажнителя 42 соответственно;  $\tau_p$  - число рабочих часов в году.

При полученном значении  $Q_{\text{охл}}$

$$\text{ПВ} = \text{ПВ} (\Delta T_w, \Delta T_b). \quad (2)$$

С ограничениями:  $\Theta_K = f(\Delta T_w)$  та  $\Theta_0 = f(\Delta T_b)$ ,

где  $\Theta_K, \Theta_0$  - температурные напоры в конденсаторе и воздухоохладителе, являются зависимыми переменными от  $\Delta T_w$  та  $\Delta T_b$ ,  $\Delta T_w$  - перепад температур воды в конденсаторе 12;  $\Delta T_b$  - перепад температур воздуха, проходящего через охладитель 31 [5].

Для решения этой задачи разработана математическая модель данной установки, построенная с учётом требований термоэкономики и адекватная реальной технологической схеме холодильной установки с учетом трехзонного тарифа. Рассматривалась оптимизация холодильной установки модуля плодоовощехранилища ёмкостью 100 т г. Одесса.

Решая систему уравнений (3,4) методом последовательных приближений Нелдера – Мидабыли, получены  $\Theta_K, \Delta T_w, \Theta_0, \Delta T_b$ , соответствующих оптимальному режиму работы холодильной установки, который обеспечивает минимум приведенных затрат с учетом различных тарифов электроэнергии.

Оптимизация воздухоохладителей плодоовощехранилищ.

При определении оптимальных режимов холодильной установки учитывался оптимальный воздухоохладитель. Для оптимизации воздухоохладителей был выбран модульный принцип. Приняты диничные модули, вмещающие пучок биметаллических оребренных труб общей длиной 280м и вентилятор В-06-300-6, 3А [6,7].

Алгоритм позволяет проводить оптимизацию по следующим критериям, приведенных к общей тепловой загрузки  $Q_0$ : конструктивных:  $Q_0/F$ , Вт/м<sup>2</sup>;  $Q_0/N$ , Вт/Вт;  $Q_0/M$ , Вт/кг и экономическим: критерий потребителя 1-го типа с учетом влияния стоимости электроэнергии.

$$\frac{(\lambda_m + N \tau_i \cdot C_{эи})}{Q_0}, \text{ грн/Вт} \quad (3)$$

где:  $C_{эи1}$  -цены на электроэнергию по различным тарифам: ночной, пиковый и полупиковый с соответствующим временем действия  $\tau_i$ , час ; $\lambda_m$  –цена воздухооохладителя; критерий потребителя 2-го типа:

$$(A\lambda_m + N \tau_i C_{эи} + C_u), \text{ грн} \quad (4)$$

где: A- доля амортизации за цикл хранения;  $C_u$  - стоимостьпродукции, потерянной вследствие усушки, грн;. Этот критерий учитывает еще и вид продукции, хранящейся в камере и определяется по результатам наших исследований, учитывающей, что для каждого вида плодов и ягод существует оптимальный расход воздуха через штабель продукции, соответствующей минимальным потерям от усушки.

При численном эксперименте была использована авторская методика, где варьировался следующий набор переменных параметров: шаг оребрения, шаг труб, количество рядов труб с большим шагом ребер; количество рядов труб с меньшим шагом ребер; общее количество рядов труб в направлении движения воздуха; количество рядов труб по фронту. [7].

По результатам оптимизационных расчетов для системы охлаждения камеры разработаны и изготовлены Научно-исследовательским институтом холодильной техники и технологии «Агрохолод» г. Одессы. Воздухоохладители площадью поверхности  $75\text{м}^2$ , с осевым вентилятором В-06-300-6,3А. Воздушные потоки, поступающие из отверстий воздухоохладителей, подчиняются закономерностям сжатой струи в ограниченном пространстве.

Оптимизация охлаждающей системы воздухоохладителей достигается установлением и поддержанием необходимых перепадов температур между средами в теплообменных аппаратах, учитывая полученные оптимальные параметры хранения плодоовощной продукции с учетом влияния расхода воздуха на усушку плодоовощной продукции и воздухоохладитель, оптимизированный по конструктивным и экономическим критериям с учетом влияния цен на электроэнергию.

Существенное влияние на величину оптимальных значений  $\Theta_K$ ,  $\Theta_0$ ,  $\Delta T_w$ ,  $\Delta T$  оказывает цена электроэнергии. Учитывая ее важность и особенность для Украины, нами проведена оценка влияния цены электроэнергии на значение оптимальных параметров ( $\Theta_K$ ,  $\Theta_0$ ,  $\Delta T_w, \Delta T_B$ ). На рис.3, 4 показаны зависимости оптимальных температурных напоров и изменений температур охлаждающей и охлаждаемых сред для рассмотренной одноступенчатой холодильной установки при постоянном значении расчетной температуры окружающей среды в зависимости от цены электроэнергии. Цена электроэнергии принималась по трехзонному тарифу : ночной -  $C_{эи1}$ -0,2839 грн/кВт.ч (с 23.00 до 6.00); полупиковый –  $C_{эи2}$ -0,8273грн/кВт .ч ( с 6.00 до 8.00; с 10.00 до 17.00; с 21.00 до 23.00 ); пиковый  $C_{эи3}$ =1,36 грн/кВт .ч (с 8:00 до 11:00; с 20:00 до 22:00)и общему тарифу-  $C_{эи}=(0,2839*\tau_1 + 0,8273*\tau_2 + 1,36*\tau_3)/ \tau_{сум}$ грн/кВт.ч.

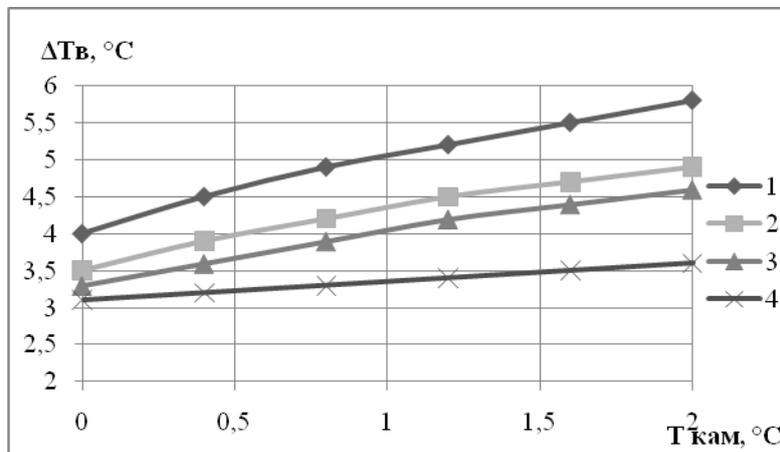


Рисунок 3 - Оптимальные значения перепадов температур в воздухоохладителе  $\Delta T_B$  1 -  $C_{эи1}$ -0,2839 грн/кВт.ч; 2 -  $C_{эи2}$ -0,8273грн/кВт .ч; 3 -  $C_{эи}=(0,2839*\tau_1 + 0,8273*\tau_2 + 1,36*\tau_3)/ \tau_{сум}$ грн/кВт .ч 4 -  $C_{эи3}$ =1,36 грн/кВт .ч.

Так при температуре в камере  $T_{\text{кам}} = 2^{\circ}\text{C}$  увеличение цены электроэнергии в 5 раз (кривые 1,4) привело к снижению температурного напора в воздухоохладителе на  $3^{\circ}\text{C}$ , а при  $T_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$  – на  $0,8^{\circ}\text{C}$ . При этом, для всех рассмотренных режимов уменьшение цены электроэнергии вызывало рост значений оптимальных параметров и значительное увеличение ее годового потребления.

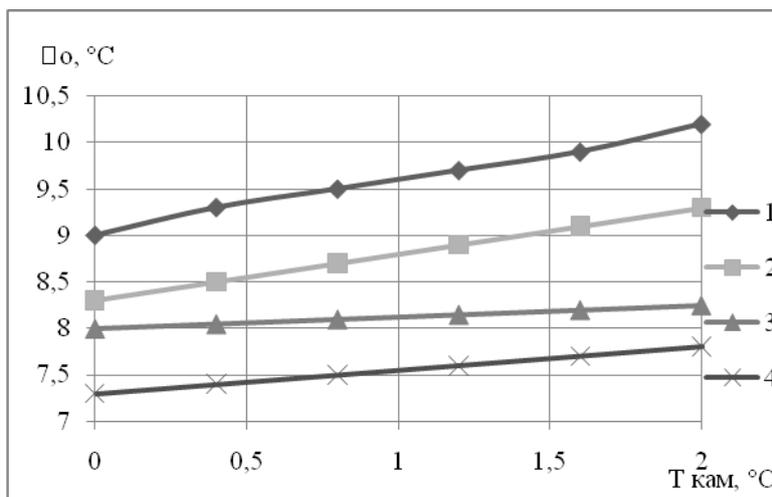


Рисунок 4 - Оптимальные значения перепадов температурных напоров в воздухоохладителе

$\Theta_0$  1 - Цэл<sub>1</sub>-0,2839 грн/кВт·ч; 2 – Цэл<sub>2</sub>-0,8273грн/кВт ·ч; 3 - Цэл=(0,2839\* $\tau_1$  + 0,8273\* $\tau_2$  + 1,36\* $\tau_3$ )/  $\tau_{\text{сут}}$ грн/кВт·ч 4 – Цэл<sub>3</sub>=1,36 грн/кВт ·ч; 4 -  $\Delta T_{\text{в}}$

Приведенные на рисунках результаты показывают, что с уменьшением температуры охлаждаемого объекта степень влияния цены электроэнергии на значение оптимальных параметров.

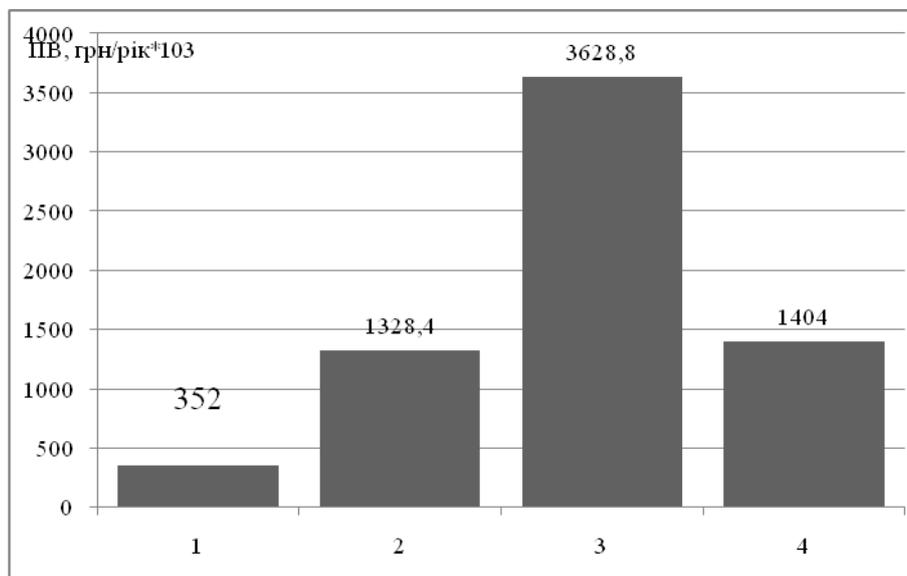


Рисунок 5 - Изменение годовых приведенных затрат в зависимости от цены электроэнергии

1 - Цэл<sub>1</sub>-0,2839 грн/кВт·ч; 2 – Цэл<sub>2</sub>-0,8273грн/кВт ·ч; 3 - Цэл=(0,2839\* $\tau_1$  + 0,8273\* $\tau_2$  + 1,36\* $\tau_3$ )/  $\tau_{\text{сут}}$ грн/кВт ·ч 4 – Цэл<sub>3</sub>=1,36 грн/кВт·ч

На рис.5 приведены показатели изменения годового расхода электроэнергии и годовых приведенных затрат в зависимости от цены электроэнергии. Оплата по трехзонному тарифу меньше в 1,2 раза.

Научной группой НИИХТТ «Агрохолод» проведены промышленные испытания режимов работы холодильной установки холодильника плодоовощехранилища емкостью 100 тонн г.Одессы. В задачу исследований входило определение температурных режимов эксплуатации холодильной установки, обеспечивающих экономию электроэнергии. Получены конкретные рекомендации для проектирования и изготовлены аппараты охлаждающей системы плодоовощехранилищ: воздухоохладитель и испарительный конденсатор [8].

Термoeкономический поход комплексной оптимизации охлаждающей системы плодoовощехранилищ с учетом влияния цен на электроэнергию содержит принципиально новые тенденции выбора основного оборудования холодильной установки при определении оптимальных режимов ее эксплуатации, повышающие эффективность системы охлаждения плодoовощехранилищ. Рассмотренные методы термoeкономического подхода оптимизации возможно применить при оптимизации как систем охлаждения, так и систем кондиционирования воздуха.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок.–Л.:Издательство Ленинградского университета,1990.– 208с.
2. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации энергосберегающей системы.–Одесса:Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
3. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Оптимізація режиму роботихолодильної установки плодoовочесховищ.–Холодильна техніка і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5(139). - с.16-20.
4. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г.Термодинамічний аналіз ефективності судових холодильних установок. Електронне видання «Вісник Національного університету кораблебудування»: Миколаїв. НУК, - 2012. №2. Режим доступу: <http://ev.nuos.edu.ua/ua/issue?issueId=17919>
5. Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодoовощехранищ. – Вестник международной академии холода, 2013. – Вып 4 – С. 16 – 20.
6. Чумак И.Г. Холодильные установки. Проектирование. – Учеб. Пособие.- 3-е изд., перераб. и доп. – Одесса: Друк, 2007. – 480 с.
7. Красномовец П.Г., Жихарева Н.В. Результати оптимізації системи охолодження плодoовочесховищ.– Холодильна техніка і технологія . – 2002. – №3(77) . – С.57-61.
8. Пат. 54564 Україна, 7 F28B1/02 Спосіб роботи випарного конденсатора і випарний конденсатор для його здійснення. /Бакум Е.А., Красномовец П.Г., Гоголь М.І. Жихарева Н.В.; заявитель Науково-дослідний та конструкторсько технологічний інститут холодильної техніки і технології «Агрохолод» заяв. 12.06/2000 Опубл. 17.03.2003 Бюл. № 3.

УДК 629.45/46

### О ВЫБОРЕ КОНДИЦИОНЕРА ДЛЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

*Иваницкий Р.П., Ивановцева Н.В.*

*АО «Казахская академия транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева»,  
г. Алматы, Республика Казахстан; E-mail: palladievich@bk.ru, stupchenko\_n@mail.ru*

Невозможно представить современное прогрессивное общество без установок кондиционирования воздуха в помещениях, которые являются существенным фактором, влияющим как на самочувствие человека, так и на течение многих технологических процессов в промышленности. Наибольшее распространение получило комфортное кондиционирование. Не исключением стали и пассажирские вагоны. На сегодняшний день на железных дорогах РК эксплуатируются более 284 вагона с различными установками кондиционирования: МАБ- 2; МАБ – 036 (ГДР); УКР - подвагонные; УКВ-31 (АО «Остров», РФ); УМВК (РФ); KLD45GF I (КНР)-крышевые; P10.5, P 18.5 («Тальго», Испания) - внутривагонные.

При этом, по итогам проверки технического состояния пассажирских вагонов эксплуатационного парка, находящегося на сервисном обслуживании Алматинского филиала АО «Вагонсервис» (06.08.12г.), не все вагоны отвечают требованиям нормативно-технических документов, утвержденных МТК РК и АО «НК «КТЖ»», предусматривающих соблюдение санитарно-гигиенических норм в пассажирских вагонах РК, снабженных кондиционерами, летом +24±2<sup>0</sup>С [1]. Что, несомненно, ощущают на собственном опыте проводники и пассажиры данных вагонов с кондиционером курсирующих в частности по маршруту №377 «Алматы-Мангышлак».

Особо стоит отметить модернизированные АО «Пассажирские перевозки» вагоны (31 шт по данным на 05.08.13), оборудованные установками кондиционирования воздуха УМВК (установка моноблочная вентиляционно-климатическая пассажирских вагонов, производство ЗАО «Лантеп» РФ), которые, заведомо исходя из своих технических характеристик [2] (таблица 1), не в состоянии обеспечить необходимое для вагона с населенностью 20 (вагон СВ) и 38 (купейный вагон) человек охлаждение воздуха при климатических условиях РК в летнее время.

Таблица 1 - Основные технические характеристики некоторых холодильных установок пассажирских вагонов, эксплуатируемых в РК

№ п.п.	Характеристика	Величина		
		УКВ-31	МАБ-П	УМВК
1	Номинальная холодопроизводительность при работе в режиме охлаждения, кВт	28	31,4	8,0
2	Теплопроизводительность, кВт	20	23,26	не менее 7,0
3	Тип компрессора	Герметичный винтовой холодильный компрессор	Поршневой компрессор типа V	Спиральный
4	Масса холодильной установки, кг.	760	1410	222
5	Хладагент	R134a — озонобезопасное, нетоксичное	R-12-озоноразрушающий хладагент	407C
6	Расход воздуха на выходе установки, обеспечиваемый центробежным вентилятором воздухоохладителей, не менее м <sup>3</sup> /час	4000 +20 %	5000/4000	1500

Для обеспечения указанных санитарных норм в СССР, а затем в РК закупались и использовались вагоны с кондиционерами МАБ-2 и МАБ-036 немецкого производства и УКВ-31 российского производства.

Холодопроизводительность (см. таблицу 1) их составляет соответственно:

МАБ-2 - 31,4кВт;

МАБ-036 - 34,3 кВт.

УКВ-31- 28 кВт.

Количество подаваемого приточного воздуха:

МАБ-2 - 5000 м<sup>3</sup>/ч;

МАБ-036 - 5000 м<sup>3</sup>/ч;

УКВ-31 - 4000+20 % м<sup>3</sup>/ч.

Из сравнения параметров УМВК ПВ, МАБ и УКВ-31 видно, что первая имеет холодопроизводительность в 4-е (четыре) раза меньше, чем МАБ и УКВ-31. Соответственно, УМВК ПВ не может обеспечить требуемую температуру в вагоне, поскольку нарушено основное условие теплового баланса: холодопроизводительность установки КВВ в любое время суток должна превышать количество тепла, поступающего в вагон. В случае УМВК дисбаланс составляет 1:4, то есть температура в вагоне всегда будет близка к наружной (что доказывается приведёнными ниже расчётами).

УМВК ПВ не способна отапливать вагон в режиме «теплового насоса», поскольку только теплопроизводительность воздухоподогревателя водяного отопления составляет у МАБ-2 23,26 кВт, что втрое превышает теплопроизводительность УМВК. Количество приточного воздуха у МАБ-2 и МАБ-036 также втрое превышает аналогичный параметр у УМВК.

Кроме того, модернизированные вагоны с УМВК по данным АО «Пассажирские перевозки» имеют дату постройки с 1979 по 1992 год с соответствующей системой теплоизоляции.

На всех вагоностроительных заводах развитых стран мира в технические характеристики вагонов вносится величина приведенного коэффициента теплопередачи кузова  $K_{пр}$  Вт/м<sup>2</sup>°К. Для вагонов Тверского ВСЗ (РФ)  $K_{пр}=0,95$  Вт/м<sup>2</sup>°К. В Казахстане наверняка  $K_{пр}$  определяется сейчас для вагонов «Тальго» новой постройки.

На АВЗ (Алматинский вагоноремонтный завод) и АЭВРЗ (Алматинский электровагоноремонтный завод «ЫРЫСТЫ»)  $K_{пр}$  не определяется. Судя по энергозатратам, температуре в вагонах и контрольному вскрытию теплоизоляции на вагонах РК после ремонта величина  $K_{пр}= 3,0$  Вт/м<sup>2</sup>°К и более. Такое положение далее нетерпимо.

Следует обязать заводы определять  $K_{пр}$  хотя бы на одном вагоне из месячной программы ремонта. Методика таких испытаний хорошо известна и может быть реализована достаточно просто [3].

Величина  $K_{пр}$  является обобщенным показателем качества теплоизоляции кузова в целом. От нее зависят энергозатраты при эксплуатации, а также технические характеристики систем кондиционирования воздуха в вагоне и отопления. В ремонтной практике  $K_{пр}$  может служить, кроме того количественным показателем эффективности восстановления теплоизоляции кузова.

Таким образом, речь идет об установке заведомо неработоспособного оборудования УМВК, вопреки санитарным нормам и «Правилам технической эксплуатации железных дорог РК».

В качестве обоснования несостоятельность затеи с УМВК ПВ выполним элементарный расчет, доступный любому студенту колледжа или вуза по методике, изложенной например в[3].

Расчет теплопритоков в вагон в летнее время.

Расчет теплопритоков в вагон в летнее время производится для определения производительности системы охлаждения.

Теплопритоки в вагон летом поступают: через ограждения кузова вследствие перепада температур воздуха снаружи и внутри вагона; в результате инфильтрации воздуха; от солнечной радиации; тепловыделений пассажиров; работы установленного в вагоне оборудования; притока наружного воздуха, подаваемого в вагон вентиляцией.

Ниже приводится наиболее простая и практически используемая методика расчета теплопритоков с конкретным числовым примером для вагона СВс длиной кузова 23,6м и населенностью 20 чел., включая проводников. В примере взяты расчетные параметры наружного воздуха  $t_n = 32^{\circ}C$  и  $\varphi_n = 70\%$ , принятые для теплого влажного климата (Винструкции по эксплуатации УМВК ПВ приведены следующие параметры для расчётов: а)  $t_n = (40 \pm 2)^{\circ}C$  и  $\varphi_n = (30 \pm 3)\%$ ; б)  $t_n = (32 \pm 2)^{\circ}C$  и  $\varphi_n = (70 \pm 3)\%$ ).

Теплоприток через ограждения определяется по формуле

$$Q_1 = FK(t_n - t_e) \quad (1)$$

Подставляя известные значения  $t_n$ ,  $t_e$  и  $K$  (максимальным при расчётах для нового вагона принимается  $K=1,4$  кВт/м<sup>2</sup>К. В РК после КВР фактически составляет  $K=3$ кВт/м<sup>2</sup>К) и зная из чертежей, что  $F=270,5$  м<sup>2</sup>, получим

$$Q_1 = 270,5 \cdot 1,4(32 - 24) = 3030 \text{Вт} \approx 3,0 \text{кВт} \quad (9,5\% \text{ от } Q_0)$$

Теплоприток от инфильтрации воздуха находится в прямой зависимости от перепада между температурами воздуха внутри и снаружи вагона и от частоты открывания дверей. Инфильтрация через небольшие неплотности ограждений не учитывается, так как при работающей системе вентиляции и образующем при этом подпоре воздуха наружный воздух через эти неплотности внутрь вагона почти не проходит, а имеющая место утечка воздуха учитывается при расчете теплопритока от вентиляции. Поскольку теплоприток через ограждения  $Q_1$  также пропорционален перепаду между температурами воздуха внутри и снаружи вагона, теплоприток от инфильтрации  $Q_2$  определяют как некоторую часть  $Q_1$  по формуле

$$Q_2 = K'Q_1, \quad (2)$$

где  $K'$  — безразмерный числовой коэффициент.

Для летнего времени, когда пассажиры довольно часто выходят из вагона на станциях в пути следования, принимают  $K'=0,3$ . Для рассчитываемого вагона

$$Q_2 = 0,3 \cdot 3,0 = 0,9 \text{кВт} \quad (\approx 3\%)$$

Теплоприток от солнечной радиации через непрозрачные ограждения прямо пропорционален интенсивности солнечной радиации  $I$ , коэффициенту теплопоглощения облучаемой поверхности  $A$ , коэффициенту теплопередачи облучаемого ограждения  $K$  и площади ограждения  $F$  и обратно пропорционален коэффициенту теплоперехода от наружной поверхности ограждения к наружному воздуху  $\alpha_n$ .

При определении величины среднего коэффициента теплопередачи ограждений кузова вагона К[3] видно, что эта величина тем больше, чем выше значение  $\alpha_n$ . В соответствии с этим величина теплопритока  $Q_1$  через ограждения вследствие перепада температур также увеличивалась с ростом значения  $\alpha_n$ . В данном случае при определении теплопритоков от солнечной радиации

закономерность обратная - теплоприток  $Q_3$  тем меньше, чем больше значение  $\alpha_n$ .

Физический смысл этого явления заключается в том, что от солнечной радиации поверхность вагона нагревается до более высокой температуры, чем температура окружающего наружного воздуха. Следовательно, чем больше тепла будет снято с ограждений набегающим потоком наружного воздуха, тем меньше тепла от солнечной радиации пройдет внутрь вагона.

Расчет теплопритока от солнечной радиации через непрозрачные ограждения производится по формуле

$$Q_3^1 = \frac{IARKF}{\alpha_n} \quad (3)$$

Теплоприток от солнечной радиации через прозрачные ограждения (в вагонах — через окна) прямо пропорционален интенсивности солнечной радиации  $I$ , площади ограждения  $F$  и коэффициенту пропускания солнечных лучей  $K_{пр}$ . Зависимости теплопритока через окна от коэффициента теплопоглощения  $A$ , коэффициента теплопередачи  $K$  и коэффициента теплоперехода  $\alpha_n$  здесь нет.

Расчетная формула теплопритока от солнечной радиации через окна имеет вид

$$Q_3^{11} = IK_{пр}F. \quad (4)$$

Интенсивность солнечной радиации  $I$  зависит от географической широты местности, времени года, часа дня и различна для горизонтальных (крыша) и вертикальных (стены и окна) поверхностей. Для вертикальных поверхностей интенсивность, кроме того, зависит от их ориентации относительно сторон света - максимальная интенсивность наблюдается при движении поезда в направлении восток — запад. Обычно в июле на широте 40-42° (средняя широта Кавказа и республик Средней Азии) для горизонтальных поверхностей  $I_g = 950 \text{ Вт/м}^2$ , для вертикальных  $I_v = 540 \text{ Вт/м}^2$ .

Коэффициент теплопоглощения облучаемой поверхности  $A$  зависит от рода материала, цвета и состояния поверхности. Для металлических сравнительно гладких поверхностей значение  $A$  принимают в зависимости от цвета окраски: белого — 0,2-0,4; серого и темно-серого - 0,4-0,5; зеленого, коричневого и красного — 0,5-0,7; синего- 0,7 - 0,8; темно-синего и черного - 0,8-0,9. Для расчета примем для крыши  $A_{кр} = 0,5$ , для стен  $A_{ст} = 0,7$ .

Значения коэффициентов теплопередачи с учетом старения изоляции принимают для крыши  $K_{кр} = 1,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ , для стен  $K_{ст} = 1,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Коэффициент пропускания лучей окнами  $K_{пр}$ , определяется как произведение трех коэффициентов:  $K_1 = 0,7$  соответствующего двойному остеклению;  $K_2 = 0,9$ , учитывающего загрязнение стекол;  $K_3 = 0,6$ , учитывающего применение солнечных штор со светлой наружной стороной. Примем, что на солнечной стороне вагона 60% площади окон закрыто занавесками. Тогда

$$K_{пр} = 0,6K_1K_2K_3 + 0,4K_1K_2 = 0,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9 \cdot 0,6 + 0,4 \cdot 0,7 \cdot 0,9 \approx 0,48$$

Из чертежей кузова вагона берем размеры площадей: крыши  $F_{кр} = 76,5 \text{ м}^2$ , одной боковой стены  $A_{ст} = 44,0 \text{ м}^2$ , окон с одной стороны вагона  $F_{ок} = 11,3 \text{ м}^2$ . Зная все исходные данные, определим:

- теплоприток через крышу по формуле (3)

$$Q_{зкр} = I_g A_{кр} K_{кр} F_{кр} / \alpha_n = 940 \cdot 0,5 \cdot 1,3 \cdot 76,5 / 67 = 698 \text{ Вт};$$

- теплоприток через стены по той же формуле

$$Q_{зст} = I_v A_{ст} K_{ст} F_{ст} / \alpha_n = 540 \cdot 0,7 \cdot 1,4 \cdot 44 / 67 = 348 \text{ Вт};$$

- теплоприток через окна по формуле (4)

$$Q_{зок} = I_v K_{пр} F_{ок} = 540 \cdot 0,48 \cdot 11,3 = 2930 \text{ Вт}$$

Полученные значения показывают, что теплоприток от солнечной радиации через окна, несмотря на их сравнительно небольшую площадь и на использование штор, почти в 3 раза больше суммарного теплопритока через крышу и боковую стену. Это свидетельствует о необходимости обязательного применения солнечных штор или занавесок. Еще более эффективно применение

специальных не пропускающих тепловые лучи стекол.

Суммарный теплоприток от солнечной радиации

$$Q_3 = Q_{3кр} + Q_{ст} + Q_{3ок} = 0,698 + 0,348 + 2,93 \approx 3,98 \text{ кВт. } (\approx 13\%)$$

Тепловыделения пассажиров определяются по формуле

$$Q_4 = q_n \quad (5)$$

где  $q$ -суммарное (сухое и влажное) тепло, выделяемое одним пассажиром, в соответствии с нормами  $q=115 \text{ Вт}$ ;

$n$  - количество пассажиров (принято 20).

Подставляя в формулу значения  $q$  и  $n$ , получим

$$Q_4 = 115 \cdot 20 = 2300 \text{ Вт} = 2,3 \text{ кВт. } (\approx 7\%)$$

Тепловыделение работающего в вагоне оборудования равно суммарной мощности постоянно работающих электропотребителей.

В вагоне постоянно работают электродвигатель вентилятора мощностью 1,7 кВт и регулирующая аппаратура мощностью около 0,4 кВт. Суммарная принимаемая в расчет мощность составляет

$$Q_5 = 1,7 + 0,4 = 2,1 \text{ кВт. } (\approx 7\%)$$

Теплоприток от подаваемого в вагон наружного воздуха зависит от его количества и разности теплосодержаний наружного воздуха и воздуха внутри вагона и определяется по формуле:

$$Q_6 = G_n \gamma_E (i_n - i_b) \quad (6)$$

Где:  $G_n$  —  $G$  — объем подаваемого воздуха,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\gamma_E$  — плотность (объемная масса) воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$i_n$  — теплосодержание наружного воздуха,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$i_b$  — теплосодержание воздуха в вагоне,  $\text{кДж}/\text{кг}$ .

Общее количество подаваемого в вагон воздуха принимаем  $0,01 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $36 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) на 1 чел.

Объемная масса воздуха зависит от его температуры и давления, но в подобных расчетах всегда принимается равной  $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ , что соответствует атмосферному давлению и температуре около  $21^\circ \text{C}$ .

Теплосодержание наружного воздуха определяется по его температуре и относительной влажности, принятых в условии расчета, с помощью  $i$ - $d$ -диаграммы. При  $t_n = 32^\circ \text{C}$  и  $\varphi_n = 70\%$   $i_n = 88,1 \text{ кДж}/\text{кг}$ .

Для определения теплосодержания воздуха в вагоне необходимо предварительно определить его влажность, а это можно сделать, определив сначала температуру, влагосодержание и теплосодержание воздуха, подаваемого в вагон системой вентиляции.

Температура подаваемого воздуха подсчитывается из условия компенсации всех теплопритоков, кроме теплопритока от самого поступающего в вагон наружного воздуха, так как этот теплоприток ликвидируется не в пассажирском помещении, а еще на пути в него при проходе через воздухоохладитель холодильной установки. Основная расчетная формула имеет вид:

$$\sum_1^5 Q = G_0 \gamma_s C_s (t_s - t_n) \quad (7)$$

$$\sum_1^5 Q$$

где:  $\sum_1^5 Q$  - сумма теплопритоков  $Q_1 - Q_5$ , Вт;

$G_0$  - общее количество подаваемого в вагон воздуха,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$c_s$  - удельная теплоемкость воздуха, равная  $1005 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ;

$t_n$  - температура подаваемого в вагон воздуха (сокращенно- температура подачи),  $^\circ \text{C}$ .

Общее количество подаваемого в вагон воздуха, т. е. наружного и рециркуляционного, должно быть таким, чтобы обеспечить нормальную работу холодильной установки. Из опыта проектирования систем охлаждения и вентиляции вагонов установлено, что это количество должно составлять  $1,25 -$

1,38 м<sup>3</sup>/с (4500-5000 м<sup>3</sup>/ч). Для данного вагона примем G<sub>0</sub> = 1,33 м<sup>3</sup>/с (4800 м<sup>3</sup>/ч).

Преобразовав формулу (7) в удобный для расчета вид и подставив в нее значения исходных параметров, определим значение температуры подачи

$$t_n = t_e - \frac{\sum_1^5 Q}{G_0 \gamma_e C_e} = t_e - \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5}{G_0 \gamma_e C_e} = 24 - \frac{3000 + 900 + 3980 + 2300 + 2100}{1,33 \cdot 1,2 \cdot 1005} =$$

$$= 24 - \frac{12280}{1604} = 16,3^{\circ} \text{C}.$$

Подаваемый в вагон воздух в процессе охлаждения отдает значительную часть влаги, которая оседает на поверхности воздухоохладителя холодильной установки, стекает в поддон и отводится через сливную трубу наружу вагона. На выходе из воздухоохладителя состояние воздуха близко к насыщенному ( $\varphi_n = 90 \div 95\%$ ).

Влажностное содержание воздуха в вагоне определяется в основном влажностным содержанием именно подаваемого воздуха, так как влажностное содержание пассажиров по сравнению с ним невелико. По данной методике влажностное содержание пассажиров отдельно не подсчитывается, но так как оно все же имеет место, то для компенсации его принимается, что подаваемый в вагон воздух имеет  $\varphi_n = 100\%$ . По i-d-диаграмме определим влажностное содержание подаваемого воздуха (таким же будет и влажностное содержание воздуха в вагоне). При  $t_n = 16,3^{\circ} \text{C}$  и  $\varphi_n = 100\%$  влажностное содержание  $d_n = 11,6$  г/кг. Нагревшись в вагоне до  $24^{\circ} \text{C}$ , воздух будет иметь параметры (также определяемые по i-d-диаграмме)  $\varphi_e = 54\%$ ,  $I_e = 53,2$  кДж/кг. Попутно отметим, что ожидаемая относительная влажность воздуха в вагоне при наилучших параметрах наружного воздуха находится в заданных пределах.

Зная все требуемые для расчета параметры, определим значение Q<sub>6</sub> по формуле (6):

$$Q_6 = 0,2 \cdot 1,2(88,1 - 53,2) = 8376 \text{ Вт} \approx 8,36 \text{ кВт}.$$

Общий теплоприток в вагон и, следовательно, потребная холодопроизводительность холодильной установки составят

$$Q_0 = \sum_1^5 Q + Q_6 = 12,28 + 8,36 = 20,64 \text{ кВт}.$$

$$Q_0(\%) = 9,5 + 3 + 13 + 14 + 7 + 54 = 100\%.$$

Как показал расчёт кондиционер УМВК с заявленной холодопроизводительностью 8 кВт не обеспечивает необходимую мощность охлаждения при температуре наружного воздуха  $t_n = 32^{\circ} \text{C}$  и соответственно при  $t_n = 40^{\circ} \text{C}$  тем более. Кроме того расчёт теплотеря кузова вагона в холодное время года по методике, изложенной в [3], показал, что работа УМВК в режиме теплового насоса эффективна только при температуре наружного воздуха  $t_n = +10^{\circ} \text{C}$  и выше.

Если взимается плата за проезд в вагоне с установкой кондиционирования воздуха, что подразумевается при покупке билета в вагоны СВ и купейные, то это должно быть обосновано наличием комфортных температурных условий пребывания человека. Однако, как показывает изложенное, данное утверждение не всегда соответствует реальности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Санитарные правила, регламентирующие физические и химические факторы среды на подвижном составе железнодорожного транспорта на уровнях, обеспечивающих безопасность работающих и пассажиров. – М., ВНИИЖТ, 1996. – С. 30.
2. Инструкция по эксплуатации УМВК ПВ, -М. -2010 г.
3. Зворыкин М.Л., Черкез В.М. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. - М., Транспорт.- 1977. - С.288.

## ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ И ТЕХНИКА РЕСТОРАННОГО БИЗНЕСА В КАЗАХСТАНЕ

*Ким И.А., к.т.н. доцент, Мухсиынов А.О.*

*Международная Академия Бизнеса, г. Алматы, Республика Казахстан*

Казахстанский рынок общественного питания в последние 3-5 лет развивается достаточно интенсивно: темпы роста оцениваются в 25– 45%. Ресторанный бизнес на сегодняшний день занимает довольно большую часть рынка. Основным требованием потребителей по-прежнему остается качество предоставляемых услуг, поэтому существует необходимость того, чтобы потребители были удовлетворены предоставляемыми услугами. Высокое качество готовых кулинарных и кондитерских изделий может обеспечить внедрение современных технологий и холодильной техники, способствующих сохранению высокого качества кулинарной продукции, пищевой, биологической и энергетической ценности. Задачей технологии является выявление физических, химических и механических закономерностей с целью определения и использования в ресторанном бизнесе наиболее эффективных и экономических производственных процессов, требующих наименьших затрат времени и материальных ресурсов, и улучшающих качество получаемого продукта. Основные показатели, характеризующие технико-экономическую эффективность ресторанного бизнеса следующие: выход и качество продукта, удельный расход сырья, количество отходов производства, в том числе токсичных выбросов в атмосферу и со сточными водами, интенсивность работы оборудования, капитальные затраты на производство, себестоимость продукции [1].

С целью сохранения пищевых продуктов для любого ресторана первостепенным является наличие современной холодильной техники. Типы холодильной техники, используемой в ресторанах, включают в себя холодильные установки и холодильное оборудование, которое размещается непосредственно в залах и производственных цехах. Холодильное оборудование, предназначенное для использования в ресторанном бизнесе, позволяет не только сохранить качество приготовленных кулинарных изделий, а также существенно расширить меню заведения, поскольку в них можно в течение длительного срока хранить приготовленные заранее полуфабрикаты без потери качества их исходных ингредиентов. Качественное холодильное оборудование позволяет хранить продукты до их использования и предупредить порчу до критического срока потребления. Во многих ресторанах используют холодильное оборудование непосредственно в зале. Холодильное оборудование, расположенное непосредственно в банкетном, зале используют для того, чтобы гости могли увидеть весь ассортимент напитков, кулинарных и кондитерских изделий.

Холодильное оборудование, устанавливаемое в ресторанном бизнесе, определяется типом ресторана. Назначение ресторана определяет структуру и функциональную группу складских производственных помещений, а также торгового зала с холодильным оборудованием в комплексе технологического оборудования. Производственные цеха, использующие холодильную технику, включают следующие: мясной, рыбный, овощной, субпродуктовый, обработки зелени, кулинарный, кондитерский и цеха мороженого,пельменей, вареников. Основным холодильным оборудованием производственных цехов являются холодильные камеры и шкафы, оснащенные холодильными установками. Холодильная установка выполняется в виде холодильного агрегата или в виде сплит – систем. Охлаждение воздуха в камере производится посредством воздухоохладителей. Холодильные агрегаты стационарных холодильных камер установлены в отдельном специализированном помещении. Определяющим требованием холодильной технологии по хранению скоропортящихся продуктов является неизменный температурно-влажностный режим в охлаждаемой камере и постоянство этого параметра во времени. Применительно к ресторанному холодильному оборудованию эти требования не являются жестко выраженными. Более того, различие температур по высоте охлаждаемого объема шкафа отвечает требованиям различных температур хранения продуктов. В холодильных витринах поддерживается относительная влажность 75% и температура воздуха 10<sup>0</sup>С. При стандартной температуре воздуха торгового зала 20...+25<sup>0</sup>С, температура на внешней поверхности стекол приближенно составляет 15-20<sup>0</sup>С, что исключает запотевание стекол, т.к. при этом температура точки росы 10-15<sup>0</sup>С [1]. Кроме этого используется специализированное холодильное оборудование со встроенными холодильными установками для охлаждения и замораживания сырья и готовой

продукции, для охлаждения соков и приготовления охлажденных напитков. В торговых залах обычно устанавливают фризеры мягкого мороженого, а также льдогенераторы.

Ресторанный "Холод" - это гарантия качества продуктов, дополнительные возможности демонстрации готовых блюд. Условно его можно разделить на 4 группы: холодильные и морозильные камеры для стокового хранения, "работники" ресторанных цехов (холодильные столы и шкафы), техника для экспонирования готовых блюд в торговом зале и машины шоковой заморозки [2].

Профессиональное холодильное оборудование, применяемое также в ресторанном бизнесе Казахстана представлено крупными производителями технологического оборудования - такими, как SKYCOLD, FAGOR, MBM, которые обычно, выпускают на своих заводах и "холод" для ресторанов. Компании AFINOX и EURFRIGOR выпускают холодильное оборудование типа салат-бары и льдогенераторы. Профессиональные холодильные шкафы имеют конструктивную особенность - наличие нагревателя в дверном уплотнении, который предотвращает примерзание дверцы к корпусу морозильника. Также производители холодильного оборудования для ресторанов предусматривают и наличие дополнительных сервисных функций, например, возможность запирать шкаф на ключ. Производители ресторанной техники отмечают, что в Казахстане за последние 2- 3 года увеличился спрос на средне- и низкотемпературные холодильные столы. Это оборудование, по сути является комбинацией рабочего стола и холодильника, которое высоко оценили рестораторы.

Экспозиционные функции в ресторане выполняют всевозможные настольные и вертикальные вращающиеся витрины для бутербродов, и десертов. Температурный режим подбирается индивидуально для каждого вида продукта.

Следует отметить дизайнерский подход и демонстрацию изобретательности компаний-производителей в области дизайна и технологий холодильных витрин для кондитерских изделий и мороженого в стиле "ретро" или, наоборот, современных космических мотивов, фигурной плиткой, отделки под дерево или натуральным деревом. Задача производителя - продемонстрировать последние возможности - что-то вроде показа высокой холодильной моды.

Если оборудование для хранения и демонстрации готовых блюд для ресторанного бизнеса Казахстана вполне привычно, то к оборудованию XXI века относят камеру шоковой заморозки, поскольку это холодильное оборудование предоставляет принципиально новые возможности. С целью использования технологии шоковой заморозки для длительного хранения на складах с большим количеством продовольственного товара применяют сразу две функции – охлаждения и заморозки.

Исследования показали, что нарушение структуры продукта зачастую вызывает потерю питательной и биологической ценности, первоначальных вкусовых параметров и запаха у продовольственных продуктов, замороженных в обычной холодильной камере. Шоковая заморозка позволяет значительно продлить срок хранения продуктов с 100% сохранением внутриклеточной структуры, следовательно, и вкусовых качеств как свежих плодов и овощей, так и кулинарных и кондитерских изделий. Преимущество шоковой заморозки заключается в формировании кристаллов льда очень маленьких размеров и практически одновременном замерзании клеток и межклеточных перегородок продовольственных продуктов. Холодильная установка шоковой заморозки оборудуется специальными герметичными холодильными дверями, исключающими проникновение воздуха извне, что обеспечивает максимальное сохранение полезных веществ замораживаемых продуктов. Технология шоковой заморозки реализуется в два этапа не более 2,5 часов. На первом этапе шоковой заморозки происходит быстрое охлаждение продуктов до температуры  $+3^{\circ}\text{C}$ , затем производится кристаллизация структуры продуктов - быстрая заморозка. Холодильные камеры такого типа нашли широкое применение в ресторанах и на других предприятиях общественного питания, где свежесть плодов и овощей, кулинарных и кондитерских изделий – гарантия посещаемости и популярности заведения. С применением такой холодильной техники предприятие общественного питания может позволить себе включить в меню достаточно трудоёмкие блюда, приготовление которых требует длительного времени. Процесс приготовления блюда прерывается в определённый момент, после чего оно помещается в камеру быстрой заморозки. Затем продукт может длительное время храниться в морозильнике. Непосредственно перед подачей повару требуется всего 10-15 минут, чтобы доготовить блюдо. Стоит добавить, что аппарат шокового охлаждения ещё и стерилизует продукт, поэтому его наличие в заведениях общепита во многих странах так строго проверяется службами санитарно-эпидемиологического контроля [2].

Искусственный холод необходим и для производства водного и «сухого льда», при изготовлении мороженого, некоторых кондитерских изделий и т.д. Для получения температур ниже температуры окружающей среды используют также охлаждающие смеси, водный или «сухой лёд», сжиженные газы, при малых расходах холода находит применение термоэлектрическое охлаждение.

Обмен опытом с зарубежными ресторанами азиатских стран, в частности стажировка в TAYLOR'SUNIVERSITY в Малайзии показала широкое применение жидкого азота в ресторанном бизнесе, а конкретно при производстве мороженого и десертов. В ресторанном бизнесе в большинстве случаев необходима перевозка скоропортящихся продуктов, которая также требует применения искусственного охлаждения.

Таким образом, холодильная технология и техника представляют собой современное сочетание, необходимое не только для продления срока хранения, соблюдения технологии приготовления блюд, но и для сохранения свежести, пищевой и биологической ценности пищевых продуктов для современного ресторанного бизнеса.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цой А.П., Ким И.А. Холодильная техника и технология потребителей холода. Учебное пособие. - Алматы: АТУ, 2012. - 510 с.
2. Машинная и безмашинная системы холодоснабжения для быстрого замораживания пищевых продуктов. / Венгер К. П., Выгодин В. А. - М., 1999. - 143 с.

УДК 621. 59/56 № специальности ВАК 05.04.03.

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ОТКРЫТЫХ СПОРТИВНЫХ СООРУЖЕНИЙ СЕЗОННОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*Киссер К.В.*

*Национальный Исследовательский Университет информационных технологий, механики и оптики  
Институт холода и биотехнологий, г. Санкт-Петербург, Россия  
E-mail: kisser90@list.ru*

В настоящее время открытые искусственные катки рассчитывают по энциклопедическому справочнику «Холодильная техника» [9], но при расчете теплопритоков по данному справочнику возникает ряд вопросов о коэффициенте теплоотдачи, скорости ветра, температуре воздуха, влажности и коэффициенте, обратном величине испарения.

Согласно [9], расчет теплопритоков принято рассчитывать по следующим формулам:

1) из окружающего воздуха (без учета конденсации влаги):

$$q_1 = \alpha(t_{\text{в}} - t_{\text{л}}), \text{Вт/м}^2$$

где:  $\alpha=6-8$  ккал/м<sup>2</sup>·час – коэффициент теплоотдачи ко льду от воздуха при скорости его не выше 2 м/с [9];

$t_{\text{в}}$  – температура воздуха над поверхностью льда, °С;

$t_{\text{л}}$  – температура льда на поверхности катка, °С.

Температура воздуха над поверхностью льда рассчитывается по формуле:

$$t_{\text{нр}} = t_{\text{ср}} + 0,25t_{\text{абс.макс}} \text{ } ^\circ\text{C}$$

С учетом естественной конвекции воздуха над ледовым полем конвективный коэффициент теплопередачи  $\alpha_{\text{конв}}$  может быть также рассчитан по следующей формуле [5]:

$$\alpha_{\text{конв}} = 1,31\sqrt{t_{\text{в}} - t_{\text{л}}},$$

Коэффициент теплоотдачи ко льду от воздуха  $\alpha$ , и в каком диапазоне скоростей, то можно предположить, что расчет коэффициент теплоотдачи ко льду от воздуха мог быть рассчитан по следующей формуле [4]:

$$\alpha = 8,5\theta^{0,7}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

где:  $\theta$  – средняя скорость движения воздуха, м.

Так же для открытых катков с учетом вынужденной конвекции, вызванной ветром над ледовым полем, коэффициент теплоотдачи ко льду от воздуха рассчитывается по формуле [5], [4]:

$$\alpha_{\text{конв}} = 0,037 \cdot \left( \frac{\lambda_{\text{в}}}{\nu_{\text{в}}^{0,8}} \right) \cdot \nu_{\text{в}}^{0,8} \cdot l^{-0,2}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

где:  $\lambda_{\text{в}}$  – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/м·К;

$\nu_{\text{в}}$  – кинематическая вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с;

$\nu_{\text{в}}$  – средняя скорость ветра рассчитываемого периода, м/с;

$l$  – линейный размер охлаждающей плиты в направлении движения воздуха (принимается длина ледяного поля), м;

Согласно [1] в существующих методиках предлагаются подобные эмпирические формулы для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи, которые можно привести к следующим зависимостям:

– для свободной конвекции:

$$\alpha_{\text{конв}} = A \cdot \Delta t_{\text{п}},$$

где  $A$  и  $n$  – безразмерные коэффициенты, зависящие от параметров воздуха в зоне ледового поля;

– для вынужденной конвекции:

$$\alpha_{\text{конв}} = A \cdot \nu_{\text{в}}^{0,8} \cdot x^{-0,2}$$

где  $x$  – линейный размер поверхности, м.

Для того чтобы увидеть как влияет скорость ветра и температура окружающего на тепловой поток ко льду был построен график (рис.1), где видно что с увеличением температуры воздуха и скорости ветра над катком теплоприток заметно возрастает.

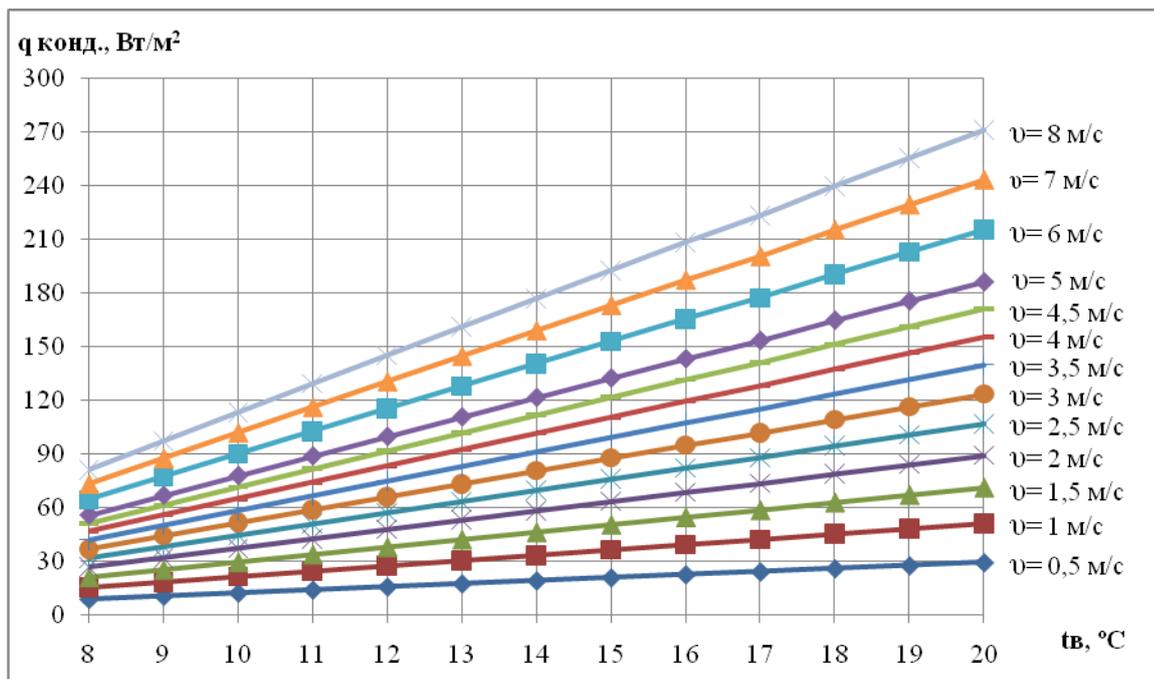


Рисунок 1 - Теплоприток от окружающего воздуха  $q_{\text{к}} = f(t_{\text{в}}, v)$ .

2) от грунта или воздушного пространства с нижней стороны катка:

$$q_{\text{гр}} = k(t_{\text{г}} - t_{\text{к}}), \text{Вт}/\text{м}^2$$

где:  $k=0,4-0,5$  ккал/м<sup>2</sup>·час·°С – коэффициент теплопередачи изоляции основания катка [6], [2], [3];

$t$  – температура грунта или воздуха под основанием катка, °С;

$t_{\text{к}}$  – температура песка, бетона или эвтектика (в аккумуляционных плитах), равная средним температурам кипения холодильного агента, циркулирующего рассола или замерзания эвтектического раствора.

3) от солнечной радиации с учетом 50% тепла, отражаемого от поверхности льда:

$$q_{\text{з}} = 0,5 \cdot q_{\text{R}}, \text{Вт}/\text{м}^2$$

где:  $q_{\text{R}} = 550$  ккал/м<sup>2</sup>·час — расчетное напряжение солнечной радиации для летнего периода при

падении лучей на горизонтальную поверхность.

Согласно [3], [6], [7] для летнего периода  $q_R \approx 500 \text{ Вт/м}^2$  (Казахстан, г. Алматы) для 15<sup>00</sup>ч, а по данным измерений для конец марта-начало апреля 1989г. [8],  $q_R \approx 730 \text{ Вт/м}^2$  для 15<sup>00</sup>ч. На период с 1300 ÷ 1400 для летнего периода по данным [6], [6], [3]  $q_R \approx 720 \text{ Вт/м}^2$ , а для весеннего периода  $q_R \approx 900 \text{ Вт/м}^2$ [8]. Соответственно можно сделать вывод о том, что данные в СНиП и СП являются не совсем точными (рис.2,3).

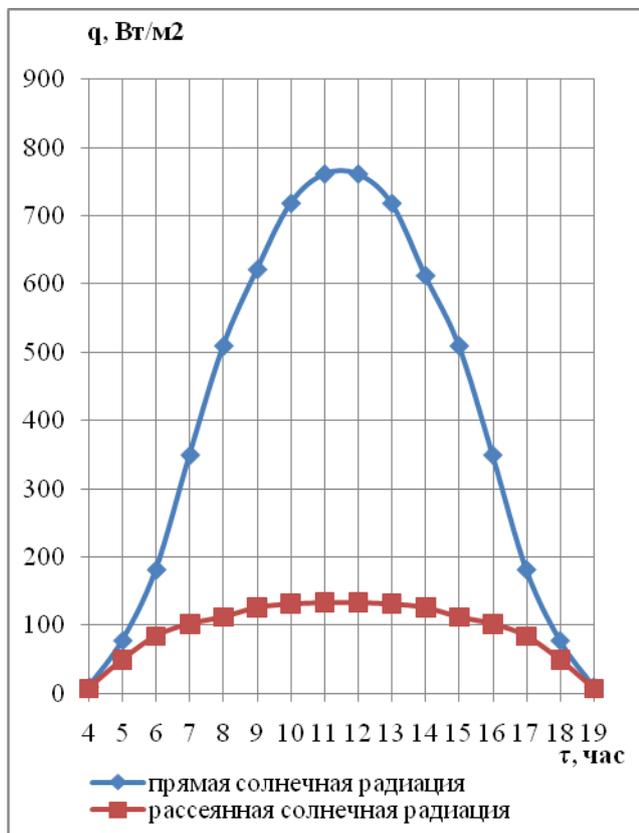


Рисунок 2 - Солнечная радиация, поступающая на горизонтальную поверхность.

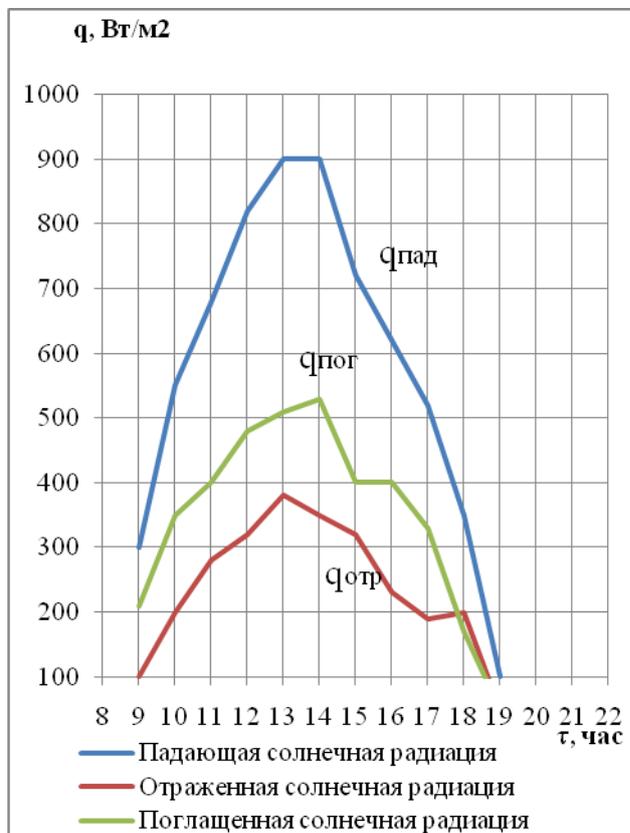


Рисунок 3 - Солнечная радиация (конец марта– начало апреля 1989г).

4) от конденсации и замерзания влаги:

$$q_4 = \delta(x - x'') \cdot r, \text{ Вт/м}^2$$

где:  $\delta = 25-30 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}$  — коэффициент, обратный величине коэффициента испарения;

$x$  - влагосодержание воздуха с учетом влажности его над поверхностью льда, кг/кг;

$x''$  - влагосодержание воздуха в пограничном слое при средней температуре поверхности льда, кг/кг;

$r = 680 \text{ ккал/кг}$  — теплота конденсации водяных паров с учетом замерзания влаги на поверхности льда.

Влагосодержание воздуха с учетом влажности его над поверхностью льда:

$$x = \frac{h - t \cdot c_{pa}}{h_g + t \cdot c_{pv}}, \text{ кг/кг}$$

где:  $c_{pa}$  – удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении при 0°C (1 кДж/(кг·°C));

$c_{pv}$  – удельная теплоемкость паров воды при постоянном давлении при 0°C (1,805 кДж/(кг·°C));

$h_g$  – удельная энтальпия насыщенных водяных паров при 0°C (2501 кДж/кг);

$h$  – удельная энтальпия воздуха, кДж/кг;

$t$  – температура наружного воздуха, °C.

Аналогично были построены графики для теплопритока от конденсации и замерзания влаги, из которых видно влияние коэффициента обратному коэффициенту испарения и влажности воздуха в диапазоне температуры воздуха .от 8÷20°C.

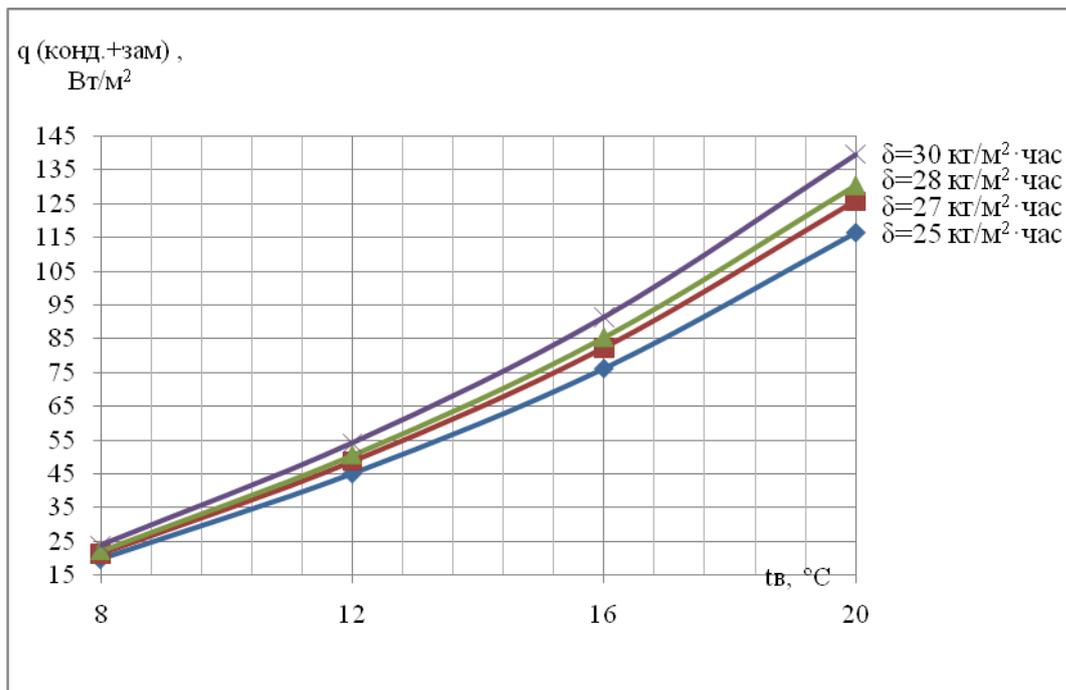


Рисунок 4 - Теплоприток от конденсации и замерзания влаги  $q_{\text{конт+зам}} = f(t_{\text{в}}, \varphi, \delta)$  при  $\varphi=60\%$ .

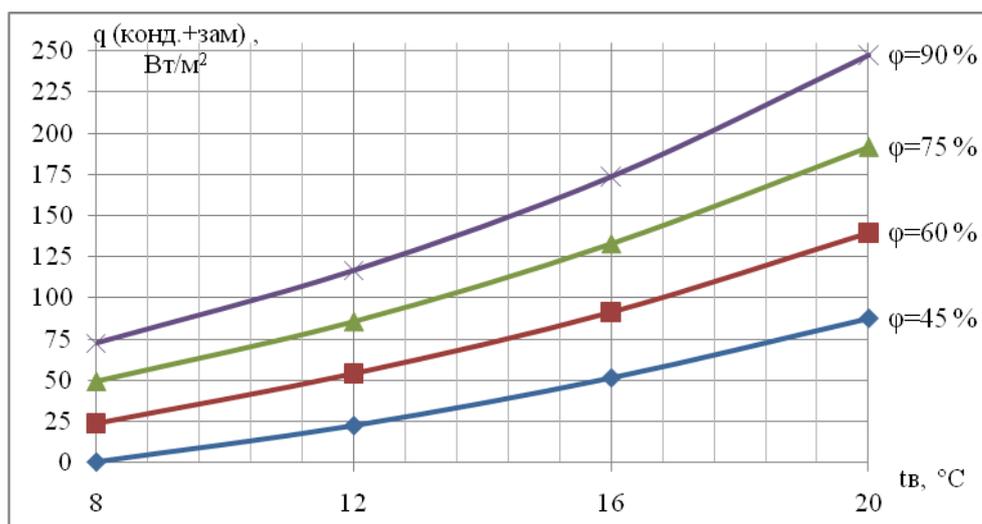


Рисунок 5 - Теплоприток от конденсации и замерзания влаги  $q_{\text{конт+зам}} = f(t_{\text{в}}, \varphi, \delta)$  при  $\delta = 30 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{час}$ .

Рассмотрим расчет тепловой нагрузки на холодильное оборудование открытого катка для города Алматы (см. табл. 1, 2, 3, 4, 5).

Таблица 1 - Теплоприток из окружающего воздуха (без учета конденсации влаги)

	Октябрь	Октябрь	Октябрь (ЭС ХТ)
Температура льда $t_{\text{л}}, ^\circ\text{C}$	-3	-3	-3
Температура наружного воздуха $t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	26	22	18
Скорость ветра $\varpi$ , м/с	0	0	1
Коэффициент теплоотдачи ко льду $\alpha$ , Вт/м <sup>2</sup> ·°C	2,625	2,529	8,127
Удельный теплоприток из окружающего воздуха $q_{\text{конв}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	76,374	63,485	168,026

Таблица 2 - Теплоприток от солнечной радиации с учетом 50% тепла, отражаемого от поверхности льда

	Октябрь	Октябрь	Октябрь (ЭС ХТ)
Максимальная солнечная радиация $q_{\text{R}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	216,318	216,318	216,318
Удельный теплоприток от солнечной радиации $q_{\text{р}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	108,159	108,159	108,159

Таблица 3 - Теплоприток от конденсации и замерзания влаги из воздуха

	Октябрь	Октябрь	Октябрь (ЭС ХТ)
Температура наружного воздуха $t_n$ , °С	26	22	18
Относительная влажность наружного воздуха, %	49	49	64
Относительная влажность льда, %	100	100	100
Влагосодержание воздуха в пограничном слое при средней температуре поверхности льда $x''$ , кг/кг	3	3	3
Влагосодержание воздуха с учетом влажности его над поверхностью льда $x$ , кг/кг	10,164	10,729	9,998
Температура льда, °С	-3	-3	-3
Теплота конденсации водяных паров с учетом замерзания влаги на поверхности льда $g$ , ккал/кг	680	680	680
Коэффициент обратный величине испарения $\delta$ , кг/м <sup>2</sup> ·час	25	25	25
Удельный теплоприток от конденсации и замерзания влаги из воздуха $q_{\text{конд+зам}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	141,647	152,801	138,366

Таблица 4 - Суммарный коэффициент теплопритоков на 1 м<sup>2</sup> площади катка

	Октябрь	Октябрь	Октябрь (ЭС ХТ)
Температура наружного воздуха $t_n$ , °С	26	22	18
Удельный теплоприток из окружающего воздуха $q_{\text{конв}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	76,374	63,485	168,026
Удельный теплоприток от солнечной радиации $q_p$ , Вт/м <sup>2</sup>	108,159	108,159	108,159
Удельный теплоприток от конденсации и замерзания влаги из воздуха $q_{\text{конд+зам}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	141,647	152,801	138,366
$\Sigma q$ , Вт/м <sup>2</sup>	326,18	324,45	414,55

Таблица 5 - Результаты исследований по г. Алматы

Показатель	Методика	Предлагаемая методика	
Составляющие тепловой нагрузки на лед:			
Расчетная температура наружного воздуха, °С	18	22	26
Тепловая нагрузка на лед, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	414,55	324,45	326,18
Параметры работы холодильной установки при $t_d = -3^\circ\text{C}$ , хладагент- R404A:			
Эффективный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	20	13	12
Относительная температура трубной решетки	0,6022	0,6838	0,6474
Температура хладоносителя, °С	-17	-15	-19
Температура испарения, °С	-22	-20	-24
Температура конденсации, °С	33	37	41

По данным результатов видно, что температура кипения повышается на 2К и температура конденсации повышается на 4К. Тепловая нагрузка на лед для расчетной температуры воздуха 18°С превышает допустимый суммарный теплоприток при открытом типе в условиях мягкой зимы без морозов 200-300ккал/м<sup>2</sup>·час практически в 1,5 раза. Из этого следует, что запуск открытого катка в октябре месяце не целесообразен, в связи с высокими энергозатратами. Если рассматривать рассчитанный суммарный теплоприток по предложенной нами методике для октября, то начало работы открытого катка, возможно.

Вывод: Результаты исследования предлагаются для использования проектными организациями.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1982.
2. Лихтенштейн Э. Л. Исследование температурного поля искусственного катка. Автореферат диссертации на соискание степени канд. техн. наук. Новосибирск, 1970.
3. Погода и климат. Погода в Алматы за 2011г.– <http://pogoda.ru.net/climate/36870.htm>

4. Различные области применения холода/Под ред. А.В. Быкова.-М.: Агропромиздат, 1985.-272с.
5. Рекомендации по проектированию инженерного оборудования искусственных катков (хладотехническая часть). ЛенЗНИИЭП Госгражданстроя СССР. Л., 1972.
6. СНиП РК 2.04-01-2010 «Строительная климатология», Изд.: Агентство по делам строительства и жилищно-коммунального хозяйства, Алматы, 2011г.
7. СП 131.13330.2012 Строительная климатология, Москва, 2012.
8. Исследование режимных параметров холодильной установки катка «Медео» Цой А.П. // Научный журнал "Пищевая технология и сервис".- №4.-С.31-35.
9. Холодильная техника: Энциклопедический справочник. Госторгиздат, 1961.- С. 378–380.

УДК 621.515

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ С ОСЕРАДИАЛЬНЫМ КОЛЕСОМ

*Коротков В.А., к.т.н., профессор, Татаренко Ю.В., к.т.н., доцент  
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий,  
механики и оптики*

*Институт холода и биотехнологий, г. Санкт-Петербург, Россия, E-mail: refmach@mail.ru*

Разработанная в ИХиБТ методика расчета рабочих колес позволяет так спрофилировать межлопаточные каналы, что в относительном движении поворот потока в них минимален. Это способствует лучшей организации его при движении.

На основании разработанной методики было изготовлено и проведено экспериментальное исследование концевой хладоновой центробежной компрессорной ступени с полуоткрытым осерадиальным рабочим колесом. Исследование проведено в диапазоне изменения чисел Маха  $M_u = 0,81 - 1,42$  на реальном рабочем веществе.

В качестве диффузора был использован лопаточный диффузор с переменным углом установки лопаток  $\alpha_{3л}$  от 5 до 23 градусов. Лопатки диффузора крыловидной формы, профиль 5 процентный. Угол установки лопаток изменялся через 3 градуса [1].

Рабочее колесо имело лопатки с углом выхода  $\beta_{2л} = 90$  градусов, диаметр колеса  $D_2 = 0,305$  м, количество лопаток – 18.

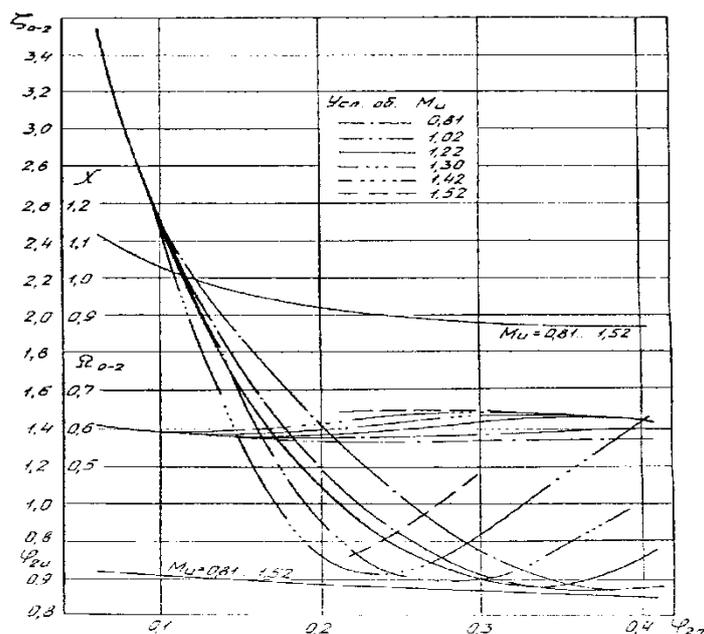


Рисунок 1 – Безразмерные характеристики рабочего колеса.

Были получены безразмерные характеристики рабочего колеса: коэффициента потерь  $\zeta_{0-2}$ , коэффициента мощности  $\chi$  и коэффициента реактивности  $\Omega_{0-2}$  в широком диапазоне изменения

коэффициента расхода  $\varphi_{2r}$  от 0,05 до 0,41 [2].

Безразмерные зависимости  $\varphi_{2u}$ ,  $\chi$ ,  $\zeta_{0-2}$ ,  $\eta_{0-2}$  и  $\Omega_{0-2}$  от коэффициента расхода  $\varphi_{2r}$  рабочего колеса, исследованного в составе центробежной компрессорной ступени с лопаточным диффузором, представлены на рис. 1.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что полуоткрытое рабочее колесо мало чувствительно к изменению числа  $M_u$ . Из графика хорошо видно, что во всем исследованном диапазоне изменения значений  $M_u=0,81-1,52$  теоретический коэффициент напора  $\varphi_{2u}$  и коэффициент мощности  $\chi$  представляют собой одну линию для всей области коэффициентов расхода  $\varphi_{2r}=0,05-0,41$ , не зависящую от  $M_u$ . Причем следует отметить, что зависимость  $\varphi_{2u}$  от  $\varphi_{2r}$  имеет очень пологий характер. Отсутствие расслоения зависимостей  $\varphi_{2u}$  и  $\chi$  от  $\varphi_{2r}$  объясняется тем, что скорость течения в межлопаточных каналах исследованного колеса не достигает критических значений, то есть местные числа Маха  $M_u$  в каналах меньше 1,0.

Зависимость коэффициентов потерь  $\zeta_{0-2}$  от числа Маха  $M_u$  выражена более ярко. Особенно это хорошо видно при больших и средних значениях коэффициента расхода  $\varphi_{2r}$ . Так, например, при  $M_u=0,81-1,02$  минимум коэффициента потерь лежит в области значений  $\varphi_{2r} = 0,36-0,40$  и близких к  $\zeta_{0-2 \min} = 0,57$ , при  $M_u=1,22$  коэффициент потерь достигает своего минимума при  $\varphi_{2r} = 0,32-0,35$  и равняется 0,58. При дальнейшем увеличении чисел  $M_u$  минимальные значения  $\zeta_{0-2}$  продолжают расти при одновременном сдвиге в область меньших коэффициентов расхода: при  $M_u=1,30$  имеем  $\zeta_{0-2 \min}=0,59$  для  $\varphi_{2r}=0,27-0,29$ , а при  $M_u=1,42$  величина  $\zeta_{0-2 \min}=0,615$  – для  $\varphi_{2r}=0,21-0,22$ . Интересно отметить, что область значений  $\zeta_{0-2 \min}$  с увеличением  $M_u$  уменьшается. При дальнейшем уменьшении коэффициентов расхода  $\varphi_{2r}$  происходит резкий рост коэффициента  $\zeta_{0-2}$ , причем зависимость от  $M_u$  практически отсутствует.

Рассмотрим зависимость изменения коэффициента реактивности рабочего колеса  $\Omega_{0-2}(\varphi_{2r}, M_u)$ . От коэффициента реактивности  $\Omega_{0-2}$  существенно зависит к.п.д. ступени в целом, так как согласно зависимости

$$\Delta\eta_{2-к} = \zeta_{2-к} (1 - \Omega_{0-2} + 0,5\varphi_0/\chi),$$

при одинаковых коэффициентах потерь неподвижных элементов колеса с большими коэффициентами реактивности меньше снижают к.п.д. ступени. Исследованное рабочее колесо во все изученном диапазоне чисел Маха обладает довольно низким коэффициентом  $\Omega_{0-2}=0,56-0,65$ . Меньшие значения  $\Omega_{0-2}$  получены для режима работы ступени при  $M_u=0,81$ , а большие – при  $M_u=1,52$ . При уменьшении коэффициента расхода  $\varphi_{2r}$  диапазон изменения коэффициента  $\Omega_{0-2}$  сужается, влияние чисел  $M_u$  ослабевает и при значениях  $\varphi_{2r}=0,12$  и меньше, кривые сливаются в одну линию.

В настоящее время широко используются рекомендации об ограничении скорости потока перед лопаточной решеткой колеса в относительном движении [3, 4] значениями  $M_{w0}=0,8-0,9$ . В связи с этим особый интерес представляет анализ влияния чисел  $M_{w0}$  на характер изменения коэффициентов потерь  $\zeta_{0-2}$ .

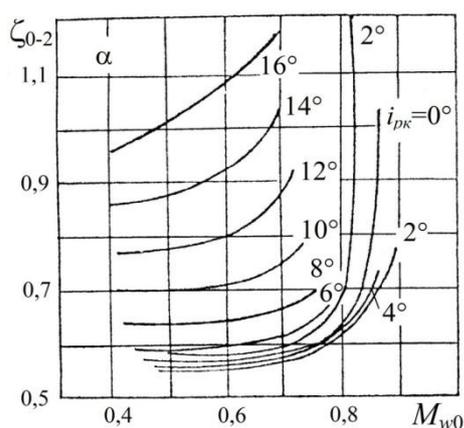


Рисунок 2 – Зависимость изменения коэффициента  $\zeta_{0-2}$  от угла атаки рабочего колеса.

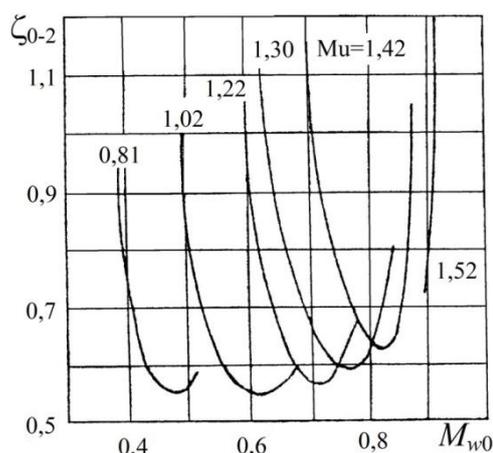


Рисунок 3 – Зависимость изменения коэффициента  $\zeta_{0-2}$  от чисел  $M_{w0}$  при различных значениях  $M_u$

На рис.2 показан характер изменения коэффициента  $\zeta_{0-2}$  в зависимости от угла атаки  $i_{рк}$  рабочего колеса при постоянных значениях  $M_{w0}$ . Из графика хорошо видно, что при постоянном значении угла атаки  $i_{рк}$  коэффициент потерь  $\zeta_{0-2}$  монотонно возрастает при росте  $M_{w0}$ . Наименьшие значения коэффициентов потерь лежат в диапазоне изменения чисел  $M_{w0}=0,45-0,70$  при углах атаки

$i_{pk} = -2 \pm 2$ . При числах  $M_{w0}$  более 0,7–0,8 наблюдается интенсивный рост коэффициента потерь  $\zeta_{0-2}$  тем более резкий, чем меньше угол  $i_{pk}$ . Увеличение угла атаки свыше  $i_{pk}=6^\circ$  приводит к росту коэффициента при  $M_{w0} = \text{const}$ , так при  $M_{w0} = 0,5$  и  $i_{pk} = 6^\circ$  имеем  $\zeta_{0-2} = 0,59$ , тогда как при  $i_{pk} = 14^\circ$  коэффициент  $\zeta_{0-2}$  достигает величины 0,88. Следует отметить, что величина  $M_{w0}$ , при которой наступает резкий рост  $\zeta_{0-2}$ , для каждого угла атаки есть величина определена, и с ростом значений  $i_{pk}$  зависимость  $\zeta_{0-2}(M_{w0})$  смещается в область меньших  $M_{w0}$ .

Анализ графика, представленного на рис.3 показывает, что величина  $M_u$  не является параметром, характеризующим работу колеса. Режим работы колеса и потери в межлопаточных каналах зависят от двух параметров, например, от угла атаки  $i_{pk}$  и числа  $M_{w0}$ .

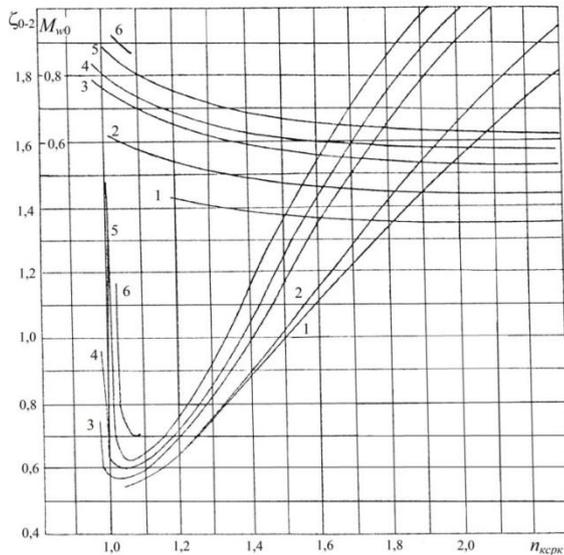


Рисунок 4 – Зависимость изменения  $\zeta_{0-2}$  и  $M_{w0}$  от  $i_{pk}$  для различных  $M_u$

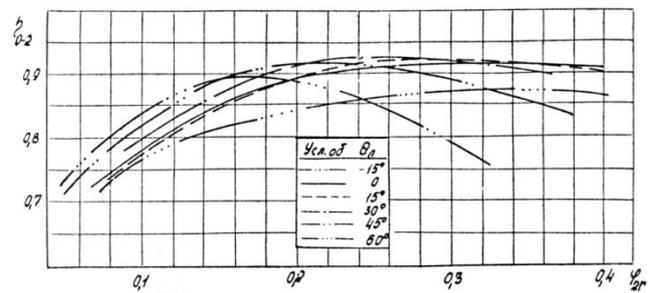


Рисунок 5 – Зависимость к.п.д. рабочего колеса  $\eta_{0-2}$  от  $\varphi_{2r}$  при различных углах закрутки потока  $\theta_l$  на входе в колесо для  $M_u=1,02$ .

Одной из пар параметров, определяющих режим работы колеса, является коэффициент косо срез рабочего колеса  $p_{kc}$  и число  $M_{w0}$ .

Из графика, представленного на рис.4 видно, что несмотря на довольно высокие значения  $M_{w0}=0,65-0,90$ , минимальные величины лежат в ограниченной области  $p_{kc} = 1,00-1,07$ , что хорошо согласуется с данными работ [5, 6].

Максимальное значение к.п.д. существенно зависит от коэффициента расхода  $\varphi_{2r}$  и от угла закрутки потока  $\theta_l$  (рис.5). При больших коэффициентах  $\varphi_{2r}$  закрутка потока вызывает снижение максимального значения к.п.д. колеса. Уменьшение расхода приводит к тому, что к.п.д. колеса достигает своих максимальных значений при положительных углах закрутки. При этом угол закрутки должен быть тем больше, чем меньше коэффициент расхода  $\varphi_{2r}$ . Отрицательная закрутка потока снижает к.п.д. колес во всей области  $\varphi_{2r}$  при небольшом (на 1–2%) увеличении зоны работы ступени по производительности в области больших коэффициентов  $\varphi_{2r}$ .

Из полученных зависимостей можно сделать вывод, что выигрыш к.п.д. рабочего колеса, обеспечиваемых принудительной закруткой потока на входе в колесо, зависит от того, в какой области расходов работает колесо.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983 – С. 214.
2. К вопросу о применении осерадиальных колес во фреоновых холодильных центробежных компрессорах./Н.Н.Бухарин, Д.А.Капелькин, В.А.Коротков – В кн.: Повышение эффективности холодильных машин. Межвуз. сб. научн. тр. – Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1980, С. 111–117.
3. Селезнев К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчет турбокомпрессоров. – Л.: Машиностроение, 1968 – С. 406.
4. Чистяков Ф.М. Холодильные турбоагрегаты. – М.: Машгиз, 1967 – С. 288.
5. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1970 – С. 610.
6. Экспериментальное исследование фреонового турбокомпрессора в широком диапазоне чисел М./Ю.В.Захаров, А.Я.Шквар, С.А.Гапонов – Холодильная техника.- № 2.- 1979. – С. 18–23.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С АККУМУЛЯТОРОМ ЕСТЕСТВЕННОГО ХОЛОДА ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ЕЁ РАБОТЫ

*Крайнев А.А., Сериков С.А.*

*Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики  
Институт холода и биотехнологий, г. Санкт-Петербург, Россия, E-mail: ky4er87@mail.ru*

Применение искусственного холода и расширение области его использования делают современные установки крупными потребителями энергии, при этом сооружение холодильных установок связано со значительными капитальными вложениями. При современных масштабах применения холодильной техники даже относительно небольшое повышение энергетической эффективности холодильных систем может дать существенный по абсолютной величине экономический эффект [1].

Снижение энергопотребления во многом определяется на этапе проектирования конкретного объекта путем выбора схемы, подбора оборудования и алгоритма работы. Применение в составе холодильной установки аккумуляторов холода является одним из современных эффективных способов снижения энергозатрат на выработку холода.

Наиболее широко используются аккумуляторы искусственного холода. Однако, всё большее применение находят установки, позволяющие использовать естественный холод, аккумулированный в холодное время года.

В России большая территория имеет продолжительный зимний период в течение года. Низкие зимние температуры и вечная мерзлота являются неиссякаемыми источниками естественного холода. При их использовании значительно сокращаются энергетические расходы на производство холода холодильными установками, что в конечном итоге повышает экологическую безопасность холодильных систем [2].

Переохлаждение жидкого хладагента после конденсатора существенный способ увеличения холодопроизводительности холодильной установки. Понижение температуры переохлаждаемого хладагента на один градус соответствует повышению производительности нормально функционирующей холодильной установки примерно на 1% при том же уровне энергопотребления [3].

В используемом в настоящее время для этих целей регенеративном цикле переохлаждение хладагента связано с увеличением работы цикла. Поэтому степень переохлаждения имеет определенные ограничения.

Этого можно избежать, используя внешний источник отвода теплоты для переохлаждения жидкого хладагента до ТРВ. Одним из таких источников может стать естественный холод, аккумулированный в зимний период.

Функциональная схема холодильной установки с аккумулятором естественного холода показана на рис.1[2].

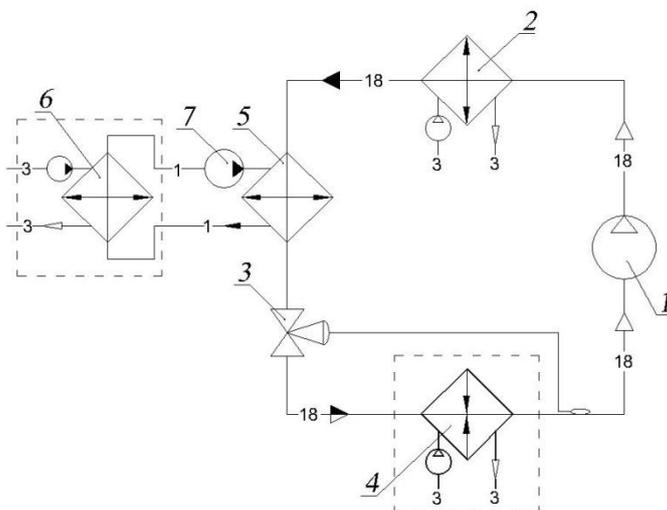


Рисунок 1 - Функциональные схемы холодильной установки с аккумулятором естественного холода; 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – ТРВ; 4 – охлаждаемый объект; 5 – теплообменник; 6 – аккумулятор естественного холода; 7 – насос.

Повышение эффективности применения аккумулятора естественного холода для этих целей, может быть достигнуто как за счет совершенствования конструкции и условий протекания процессов в аккумуляторе естественного холода, так и за счет выбора наиболее рациональных режимных параметров, определяющих работу всей системы в целом. Второй путь исследования может привести к существенному экономическому эффекту. В качестве критерия для оценки эффективности работы холодильной установки с аккумулятором естественного холода может быть выбрана величина приведенных затрат, учитывающая как стоимость выбранного оборудования, так и эксплуатационные расходы, определяемые режимом работы системы.

Режим работы холодильной установки, при заданных температурах охлаждаемой и окружающей сред, зависит от перепадов температур в теплообменник аппаратах, определяющих выбор оборудования и условия его эксплуатации. Этому вопросу посвящен ряд исследований. Общим для перечисленных исследований является анализ работы и оптимизация отдельных элементов и распространение (по существу - экстраполяция) полученных результатов для этих элементов на всю холодильную машину или установку. Однако, параметры работы отдельных элементов холодильной установки взаимосвязаны, поэтому выбор режима должен производиться при комплексной оптимизации всей системы в целом [1].

В связи с необходимостью рассмотрения работы системы в широком диапазоне изменения температур охлаждающей и окружающей сред, определение оптимального режима работы может быть произведено на базе математического моделирования процессов, протекающих в холодильной установке. Для корректного решения поставленной задачи математическая модель должна включать уравнения, учитывающие взаимное влияние независимых переменных, в качестве которых в рассматриваемом случае выбраны перепады температур в теплообменных аппаратах, а также величина переохлаждения холодильного агента перед ТРВ.

К различным элементам холодильной машины или установки подводится энергия. При этом работа и теплота рассматриваются как различные формы передачи энергии. Следует учесть, что теплота в теплообменных аппаратах и аккумуляторе естественного холода подводится при различных температурных потенциалах. Поэтому необходимо выбрать единую меру оценки различных форм передачи энергии. В качестве такой величины может быть выбрана эксергия. В связи с потерями в отдельных элементах холодильной установки, для получения полезного эффекта может быть использована только часть подведенной эксергии. Кроме того, отдельные элементы холодильной установки и вся система в целом характеризуются определенной величиной капитальных затрат. Это приводит к необходимости совместного учета влияния экономических и энергетических показателей. Такая задача может быть решена применением методов термоэкономического анализа [1].

Термоэкономическая схема такой установки приведена на рис.2. Одноступенчатая холодильная установка с аккумулятором естественного холода представлена в виде последовательно включенных зон.

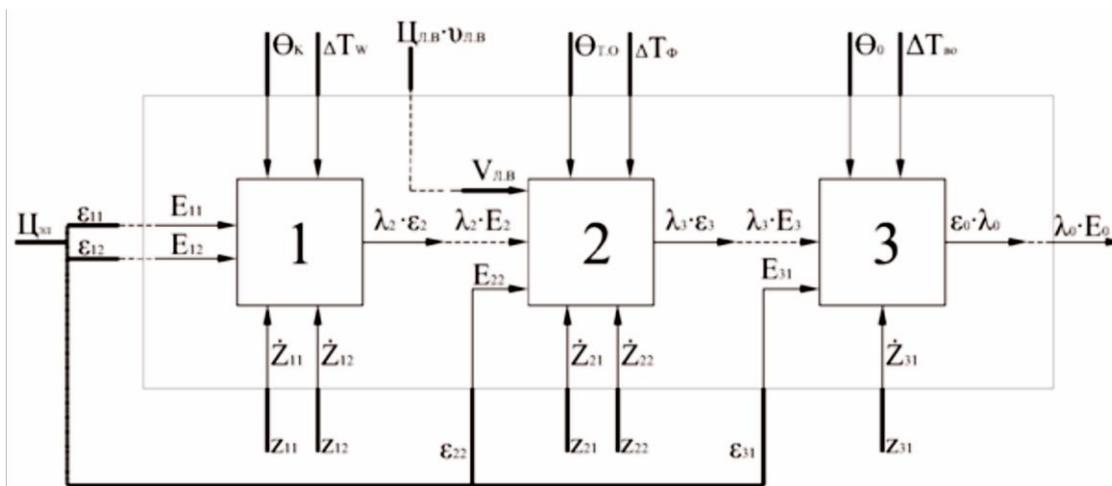


Рисунок 2 - Термоэкономическая схема одноступенчатой холодильной установки с аккумулятором естественного холода.

Зона 1 включает в себя компрессор, конденсатор с воздушным охлаждением, терморегулирующий вентиль и насос вентилятор для подачи охлаждающей среды в конденсатор. Зона 2 объединяет бак аккумулятора, теплообменник для переохлаждения хладагента насос для транспортировки охлаждающей среды из бака аккумулятора в теплообменник. В зону 3 входят

воздухоохладители и вентиляторы. В каждой из зон учитывается стоимость входящего в ее состав оборудования; при этом приняты следующие обозначения стоимости:  $z_{11}$  - компрессора;  $z_{12}$  - конденсатора;  $z_{21}$  - теплообменника;  $z_{22}$  - насоса (перекачивающего охлаждающую среду из бака аккумулятора в теплообменник);  $z_{31}$  - воздухоохладителя.

От внешнего источника вводится эксергия (энергия) с ценой ЦЭЛ., руб/(кВт·ч).  $\varepsilon_{11}$  - для привода компрессора,  $\varepsilon_{12}$  - для вентилятора конденсатора,  $\varepsilon_{22}$  - насоса охлаждающей среды и  $\varepsilon_{31}$  - вентилятора воздухоохладителя.

От бака аккумулятора подводится ледяная вода, охлаждающая жидкий фреон после дросселя в количестве  $v_{ЛВ}$ , м<sup>3</sup>/ч, с ценой Ц<sub>ЛВ</sub>, руб/м<sup>3</sup> в которую входит стоимость бака аккумулятора.

Внутри системы осуществляется передача эксергии: к зоне 2 от зоны 1 –  $E_2$ , к зоне 3 от зоны 2 –  $E_3$ . Приращение эксергии охлаждаемой среды равно  $E_0$ . В качестве независимых переменных рассматриваются следующие разности температур и среднелогарифмические разности температур:  $\theta_K$  - между рабочим телом и охлаждающей средой в конденсаторе;  $\Delta T_W$  - воздуха, входящего в конденсатор и выходящего из конденсатора;  $\Delta T_\Phi$  - фреона, входящего в теплообменник и выходящего из теплообменника;  $\theta_{Т.О}$  - между рабочим телом и охлаждающей средой в теплообменнике;  $\Delta T_{TB}$  - охлаждающей среды, входящей в теплообменник и выходящей из теплообменника;  $\theta_0$  - между рабочим телом и охлаждаемой средой в воздухоохладителе;  $\Delta T_{TB.O}$  - охлаждаемой среды, входящей в воздухоохладитель и выходящей из воздухоохладителя.

Критерии оптимизации (целевой функцией) выбраны приведенные затраты  $\Pi$ , которые для рассматриваемого случая могут быть описаны выражением.

$$\Pi = \{C_{ЭЛ} \cdot (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{12} + \varepsilon_{21} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{31}) + C_{ЛВ} v_{ЛВ} + K_{АМ} (Z_{11} + Z_{12} + Z_{21} + Z_{22} + Z_{31})\} \tau_p. \quad (1)$$

где  $C_{ЭЛ}$  - цена электроэнергии, руб/(кВт·ч);  $\tau_p$  - время работы установки с баком аккумулятором;  $\varepsilon_{11}$ ,  $\varepsilon_{12}$ ,  $\varepsilon_{22}$ ,  $\varepsilon_{31}$  - количество эксергии (энергии), подводимой соответственно к электродвигателям компрессора, вентилятора конденсатора, насоса охлаждающей среды, вентилятора воздухоохладителя, кВт·ч;  $K_{АМ}$  - нормативный коэффициент амортизационных отчислений.

Приведенные затраты являются функцией разностей температур в аппаратах. Поэтому минимум приведенных затрат будет достигаться при соблюдении условия

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \Delta \theta_K} = \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T_W} = \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta \theta_{Т.О}} = \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T_\Phi} = \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta \theta_0} = \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta T_{TB.O}} = 0. \quad (2)$$

Для рассматриваемой термoeкономической модели удельные амортизационные отчисления и затраты на текущий ремонт оборудования, также как и подводимую извне эксергию и охлаждающую среду, в каждой зоне целесообразно представить в виде функции потока эксергии, выходящей из данной зоны, и оптимизируемых переменных. В этом случае

$$\left. \begin{aligned} z_{11} &= Z_{11}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W); v_{ЛВ} = V_{ЛВ}(\varepsilon_3, \theta_{Т.О}, \Delta T_\Phi); \\ z_{12} &= Z_{12}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W); \varepsilon_{11} = E_{11}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W); \\ z_{21} &= Z_{21}(\varepsilon_3, \theta_{Т.О}, \Delta T_\Phi); \varepsilon_{12} = E_{12}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W); \\ z_{22} &= Z_{22}(\varepsilon_3, \Delta T_\Phi); \varepsilon_{22} = E_{22}(\varepsilon_3, \Delta T_\Phi); \\ z_{31} &= Z_{31}(E_0, \theta_0, \Delta T_{TB.O}); \varepsilon_{31} = E_{31}(\varepsilon_0, \Delta T_{TB.O}). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Величина потоков эксергии, связывающих отдельные зоны, также может быть представлена аналогично

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_2 &= E_2(\varepsilon_3, \theta_{Т.О}, \Delta T_\Phi); \\ \varepsilon_3 &= E_3(E_0, \theta_0, \Delta T_{TB.O}); \\ \varepsilon_0 &= E_0(Q_0, T_{OX}, T_{OC}), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где:  $T_{OX}$  – температура охлаждаемого объекта, °С;

$T_{OC}$  – температура окружающей среды, °С.

Учитывая уравнения (2),(3) и (4) задача определения минимума приведенных затрат сводится к

нахождению экстремума функции независимых переменных при наличии условий связи между ними. Задачи такого типа могут быть решены с применением множителей Лагранжа. Лагранжиан для рассматриваемой функции имеет вид

$$L = \{ \dot{Z}_{11}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W) + \dot{Z}_{12}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W) + \dot{Z}_{21}(\varepsilon_3, \theta_{T.O}, \Delta T_{\Phi}) + \dot{Z}_{22}(\varepsilon_3, \Delta T_{\Phi}) + \dot{Z}_{31}(E_0, \theta_0, \Delta T_{B.O}) + \Pi_{Л.В.} V_{Л.В.}(\varepsilon_3, \theta_{T.O}, \Delta T_{\Phi}) + \Pi_{ЭЛ} \cdot E_{11}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W) + \Pi_{ЭЛ} E_{12}(\varepsilon_2, \theta_K, \Delta T_W) + \Pi_{ЭЛ} E_{22}(\varepsilon_3, \Delta T_{\Phi}) + \Pi_{ЭЛ} \cdot E_{31}(\varepsilon_3, \theta_{T.O}, \Delta T_{\Phi}) - \varepsilon_2 + \lambda_2 [E_2(\varepsilon_3, \theta_{T.O}, \Delta T_{\Phi}) - \varepsilon_2] + \lambda_3 [E_3(E_0, \theta_0, \Delta T_{B.O}) - \varepsilon_3] + \lambda_0 [E_0(Q_0, T_{ОХ}, T_{О.С}) - \varepsilon_0] \} \text{тр}, \quad (5)$$

где: L - лагранжиан;

$\lambda_2, \lambda_3, \lambda_0$ , - множители Лагранжа;

Условный минимум будет определяться из условия, что частные производные от лагранжиана по всем переменным, как оптимизируемым, так и введенным уравнением (5), которые рассматриваются в этом случае как независимые, равны нулю

$$\frac{\partial L}{\partial \theta_K} = \frac{\partial L}{\partial \Delta T_W} = \frac{\partial L}{\partial \theta_{T.O}} = \frac{\partial L}{\partial \Delta T_{\Phi}} = \frac{\partial L}{\partial \theta_0} = \frac{\partial L}{\partial \Delta T_{B.O}} = \frac{\partial L}{\partial \varepsilon_2} = \frac{\partial L}{\partial \varepsilon_3} = \frac{\partial L}{\partial \varepsilon_0} = 0.$$

Из значений производных лагранжа по  $\varepsilon_j$  определяются множители Лагранжа

$$\left. \begin{aligned} \lambda_2 &= \frac{\partial}{\partial \varepsilon_2} (\Pi_{ЭЛ} E_{11} + \Pi_{ЭЛ} E_{12} + \dot{Z}_{11} + \dot{Z}_{12}); \\ \lambda_3 &= \frac{\partial}{\partial \varepsilon_3} (\Pi_{ЭЛ} E_{22} + \Pi_{Л.В.} V_{Л.В.} + \dot{Z}_{21} + \dot{Z}_{22} + \lambda_2 E_2); \\ \lambda_0 &= \frac{\partial}{\partial \varepsilon_0} (\Pi_{ЭЛ} E_{31} + \dot{Z}_{31} + \lambda_3 E_3). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Так как  $E_{11}, E_{12}, \dot{Z}_{11}, \dot{Z}_{12}$ , являются линейной функцией  $\varepsilon_2$ ;  $E_{22}, V_{Л.В.}, \dot{Z}_{21}, \dot{Z}_{22}, E_2$  — линейной функцией  $\varepsilon_3$ ;  $E_{31}, \dot{Z}_{31}, E_3$  — линейной функцией  $\varepsilon_0$ , то множители Лагранжа в рассматриваемом случае определяют стоимость единицы потока эксергии, подводимой к каждой последующей зоне, с учетом диссипации энергии и амортизационных затрат в предыдущей зоне.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta_K} &= (\dot{Z}_{11} + \dot{Z}_{12} + \Pi_{ЭЛ} E_{11} + \Pi_{ЭЛ} E_{12}) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial \Delta T_W} &= (\dot{Z}_{11} + \dot{Z}_{12} + \Pi_{ЭЛ} E_{11} + \Pi_{ЭЛ} E_{12}) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial \theta_{T.O}} &= (\Pi_{Л.В.} V_{Л.В.} + \dot{Z}_{21} + \lambda_2 E_2) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial \Delta T_{\Phi}} &= (V_{Л.В.} + \dot{Z}_{21} + \dot{Z}_{22} + \Pi_{ЭЛ} E_{22} + \lambda_2 E_2) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial \theta_0} &= (\dot{Z}_{31} + \lambda_3 E_3) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial \Delta T_{B.O}} &= (\dot{Z}_{31} + \Pi_{ЭЛ} E_{31} + \lambda_3 E_3) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Решение системы уравнений (7) с учетом выражений (6) позволяет определить значения переменных  $\theta_K, \Delta T_W, \Delta T_{\Phi}, \theta_{T.O}, \Delta T_{B.O}, \theta_0$ ;  $\Delta T_{B.O}$ , соответствующих оптимальному режиму работы холодильной установки с аккумулятором естественного холода, который обеспечивает минимум приведенных затрат.

Для оценки использования аккумулятора естественного холода в составе одноступенчатой холодильной установки были проведены некоторые ориентировочные расчеты, которые позволили оценить перспективы использования естественного холода для этих целей.

Расчеты проводились для холодильной установки с воздушным конденсатором, работающей на R404a в климатических условиях города Магадана, для которого температура наружная расчетная  $t_{н.р}=21^{\circ}\text{C}$ , температура конденсации  $t_k=34^{\circ}\text{C}$  перепад температур между теплообменивающимися средами в конденсаторе составлял  $13^{\circ}\text{C}$ . Температура источника холода принималась равной  $+2^{\circ}\text{C}$ . В период работы установки с использованием аккумулированного холода были включены месяцы с

температурой окружающей среды  $t_{o,c} > 10^{\circ}\text{C}$ . Для условий Магадана такой период составляет 3 месяца [4]. При использовании аккумулятора естественного холода переохлаждение холодильного агента  $\Delta t$  составляло  $24^{\circ}\text{C}$ , а для традиционного схемного решения -  $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$ .

Эффективность применения аккумуляторов естественного холода была определена для среднетемпературной холодильной установки с температурой кипения  $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$ , для которой результаты расчетов приведены в табл.1; а также для низкотемпературной холодильной установки с температурой кипения  $t_0 = -35^{\circ}\text{C}$ , для которой результаты расчетов приведены в табл.2.

Таблица 1.

Показатели сравнения для $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$	Теплоприток		
	90 кВт	70 кВт	30 кВт
ПЗ при $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$ , руб.	1583821	1179672	583642
ПЗ при $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$ , руб.	1517948	1105382	514216
Разница в ПЗ, руб.	65873	74290	69426
Энергозатраты за год при $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$ , руб.	1402960	1054234	507808
Энергозатраты за год при $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$ , руб.	1054348	769348	348275
Разница в энергозатратах за год, руб.	348616	284886	159533
Требуемая теоретическая объемная подача компрессора при $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$ , $\text{м}^3/\text{ч}$	0,0406	0,0316	0,0135
Требуемая теоретическая объемная подача компрессора при $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$ , $\text{м}^3/\text{ч}$	0,0328	0,0255	0,0109

Таблица 2.

Показатели сравнения для $t_0 = -35^{\circ}\text{C}$	Теплоприток		
	78 кВт	58 кВт	33 кВт
ПЗ при $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$ , руб.	2842320	2128200	1242720
ПЗ при $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$ , руб.	2745800	2066880	1036880
Разница в ПЗ, руб.	96520	61320	205840
Энергозатраты за год при $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$ , руб.	2551560	2128200	1085627
Энергозатраты за год при $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$ , руб.	2147720	2066880	789360
Разница в энергозатратах за год, руб.	403840	61320	296267
Требуемая теоретическая объемная подача компрессора при $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$ , $\text{м}^3/\text{ч}$	0,126	0,093	0,053
Требуемая теоретическая объемная подача компрессора при $\Delta t = 24^{\circ}\text{C}$ , $\text{м}^3/\text{ч}$	0,099	0,074	0,042

Анализ результатов расчета показывает, что в определенных условиях применение аккумуляторов естественного холода в составе холодильной установки целесообразно как для установок, работающих на среднетемпературный холод, так и для установок, работающих на низкотемпературный холод. При этом уменьшаются приведенные затраты и снижаются расход электроэнергии, а также затраты, связанные с её потреблением. Использование аккумуляторов естественного холода позволяет сократить требуемую теоретическую объемную подачу компрессоров, что позволяет снизить стоимость компрессоров (2).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Оносовский В. В., Крайнев А. А. Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термоэкономического анализа // Холодильная техника. – 1978. – № 5. – С. 13–20.
2. Крайнев А.А., Сериков С.А. Эффективность использования аккумуляторов естественного холода в составе холодильной установки. // Электронный научный журнал холодильная техника и кондиционирование 2012.- №2.
3. Техническая публикация “Повышение эффективности холодильных установок с компрессорами Битцер” [Электронный ресурс] // Компания Bitzer [Официальный сайт]. URL: [http://bitzer.ru/povishenie\\_ffektivnosti\\_holodilnih\\_ustanovok\\_s\\_kompressorami\\_BITZER](http://bitzer.ru/povishenie_ffektivnosti_holodilnih_ustanovok_s_kompressorami_BITZER) (дата обращения: 15.08.2012).
4. Строительная Климатология. СНиП 23-01-99.

## ЗАВОД «ЛИССАНТ»: КУРС НА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Кузьмин Д.В., руководитель проекта

ЗАО «Вентиляционный завод «Лиссант», г. Санкт-Петербург, Россия

### Проблема:

Недостаточное сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций зданий и неэффективные системы вентиляции приводят к большому количеству теплотерь в России. Как видно из рис. 1, на сегодняшний день наша страна уступает по этому показателю развитым странам Европы и США.



Рис. 1. Тепловые потери в расчете на 1 м<sup>2</sup> в России и других странах.

### Энергосбережение на Лиссанте

ЗАО «Вентиляционный завод «Лиссант» является ярким примером тесной связи между последними достижениями науки в области энергосбережения и их реализацией в промышленном масштабе. Такая взаимосвязь обеспечивает наличие у предприятия адекватных ответов на вызовы современного рынка строительных ограждающих конструкций и вентиляционных систем.

На заводе на постоянной основе ведется планомерная работа по внедрению энергоэффективных технологий по двум направлениям деятельности:

- Производство сэндвич-панелей
- Производство энергоэффективных систем вентиляции

### Производство сэндвич-панелей

В качестве утеплителя для сэндвич-панелей используются 2 вида теплоизоляционных материалов: пенополиуретан (ППУ) и пенополиизоцианурат (ППИ).

Оба материала обладают уникальными физическими свойствами:

1. Плотность 33-45 кг/м<sup>3</sup>
2. Коэффициент теплопроводности 0,022 - 0,026 Вт/м\*К
3. Водопоглощение за 24 часа при насыщении водой не более 2%
4. Влагопоглощение за 24 часа (при относительной влажности воздуха 96%) не более 0,09%
5. Срок службы 50 лет и более.

Сочетание этих свойств утеплителя и листового проката стали обеспечивает сэндвич-панелям следующие конкурентные преимущества:

1. Снижение инвестиционных затрат на строительство
2. Энергоэффективность здания
3. Низкая стоимость эксплуатации
4. Безопасность и экологичность.

### Производство энергоэффективных систем вентиляции

Задача по повышению энергоэффективности вентиляционных систем решается на Лиссанте за счет внедрения и серийного запуска инновационных продуктов (рис. 2):

- Канальные вентиляторы с электронно-коммутируемым двигателем (ЕС-технология)
- Новое поколение радиальных рабочих колес низкого давления для вентиляторов промышленного назначения
- Приточно-вытяжные установки с рекуператором



Рис. 2. Три направления деятельности завода Лиссант по повышению энергоэффективности вентиляционных систем.

## Канальные вентиляторы на базе энергоэффективного ЕС-двигателя

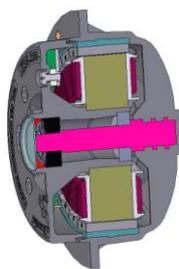


Рис. 3. Двигатель ЕС

Специалисты завода «Лиссант» разработали уникальную конструкцию вентиляльного электродвигателя, которая максимально адаптирована для его установки в канальные вентиляторы.

Как известно, вентиляльный двигатель ЕС - это синхронная машина, основанная на принципе частотного регулирования с самосинхронизацией, суть которого заключается в управлении вектором магнитного поля статора в зависимости от положения ротора, выполненного на основе постоянных магнитов.

Управление работой энергосберегающего двигателя ЕС (рис.3) осуществляется с помощью электронной коммутации (англ. Electronic Commutation). Электронная коммутация происходит в электронном блоке управления, который в круглых канальных вентиляторах крепится к рассекателю, а в прямоугольных – на

верхней стенке вентилятора. Благодаря электронной коммутации достигается высокий КПД двигателя (до 90%), появляется возможность плавного регулирования скорости вращения рабочего колеса вентилятора и снижение потребления электроэнергии. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению эксплуатационных затрат на ЕС-вентиляторы.

На рис. 4 приведен сравнительный график расходно-напорных характеристик вентиляторов ЕС - на энергосберегающем двигателе и АС - на обычном асинхронном. На нем обозначены:

ЕС – характеристика, полученная на ЕС-моторе

АС - характеристика, полученная на АС-моторе

a,b – линии характеристик вентиляционной системы, формирующих рабочий диапазон вентилятора

0-1-2-3 – рабочий диапазон вентилятора, обусловленный его КПД и определяемый проектировщиком вентиляционной системы.

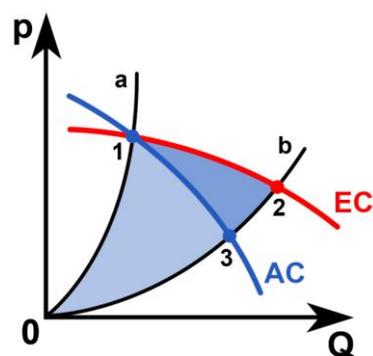


Рис. 4. Сравнение характеристик вентиляторов ЕС и АС при одинаковой мощности

Как видно из графика, характеристика вентилятора ЕС перекрывает АС во всем рабочем диапазоне 0-1-2-3. Зона перекрытия 1-2-3 обеспечивает комбинацию более высоких значений расхода и давления, на которые может выйти вентилятор ЕС при той же самой потребляемой мощности. Таким образом, если кривая вентилятора АС имеет более высокое значение напора в начале характеристики, но приводит к падению оборотов и эффекту скольжения в конце ее, то характеристику ЕС отличают постоянство оборотов и высокие значения расхода и напора в рабочем диапазоне, где КПД вентилятора максимален.

Разработчиками энергосберегающего двигателя для вентиляторов серии ЕС получен патент «Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам» [1].

По техническим показателям вентиляторы серии ЕС не имеют выпускаемых на территории РФ аналогов и не уступают разработкам лучших зарубежных производителей.

Приточно-вытяжные установки с рекуперацией.

В конце 2013 на заводе была запущена линейка вентиляционных установок «Лиссант» под общим названием LINE,

состоящая из 6 серий и закрывающая рабочий диапазон по расходу от 1 000 до 120 000 м<sup>3</sup>. Как следует из этого показателя, целевым сегментом для данного продукта могут явиться как предприятия малого и среднего бизнеса, частный сектор, так и промышленные объекты общего и специального назначения.

Основные преимущества установок линейки LINE:

- организация микроклимата здания любого назначения;
- обеспечение требований энергоэффективности за счет

улучшенной теплоизоляции, минимальной площади тепловых мостиков и надежной герметичности



Рис. 5. Патент на двигатель ЕС



Рис. 6. Вентиляционные установки «Лиссант»

- низкое энергопотребление обусловлено применением энергоэффективных вентиляторов с двигателями класса IE3 и IE4
- быстрый ввод в эксплуатацию возможен благодаря простому монтажу и удобному обслуживанию
- доступная цена установки, которая значительно ниже отечественных и зарубежных аналогов

*Общий вывод:*

Следуя принятым на предприятии высоким стандартам качества, завод «Лиссант» предлагает инновационные, наукоемкие решения в области вентиляции, отвечающие современным требованиям рынка по энергосбережению, энергоэффективности и удобству эксплуатации.

УДК 621.514

## **ПОТЕРИ РАБОТЫ МАСЛОЗАПОЛНЕННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА В ПРОЦЕССЕ НАГНЕТАНИЯ**

*Носков А.Н., д.т.н., профессор, Зверев Д.И., Тарасенков Д.С.,  
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий,  
механики и оптики, Институт холода и биотехнологий, г. Санкт-Петербург, Россия  
E-mail: dn.noskoff@rambler.ru*

Процессы сжатия и нагнетания оказывают существенное влияние на площадь индикаторной диаграммы компрессора, а, следовательно, и на энергетические показатели его работы.

Процесс сжатия в холодильном винтовом маслозаполненном компрессоре (ВКМ) протекает в два этапа. Первый этап происходит с момента отсечения парной полости от окна всасывания до момента соединения этой полости с окном нагнетания. Второй этап происходит с момента соединения парной полости с окном нагнетания, до момента достижения давлением в этой полости давления в камере нагнетания. Далее следует процесс нагнетания (выталкивания), который продолжается до полного сокращения парной полости.

Как показывает анализ индикаторных диаграмм действительного рабочего процесса холодильного ВКМ, характер протекания второго этапа процесса сжатия и процесса нагнетания в значительной мере определяется соотношением давления в парной полости в момент ее соединения с окном и давления  $p_a$  и давления нагнетания  $p_n$  [1]. Режим работы ВКМ, при котором  $p_a < p_n$  схематично изображен на рис. 1.

На втором этапе сжатия  $a - в$  (рис. 1) происходит натекание рабочего вещества в парную полость через раскрывающееся окно нагнетания. Этот процесс происходит от угла поворота ведущего (ВЩ) винта, соответствующего соединению полости с окном нагнетания, т.е. угла сжатия  $\varphi_{1c}$ , до угла, на котором происходит выравнивание давлений в парной полости и в окне нагнетания –  $\varphi_6$ . Затем происходит выталкивание рабочего вещества из парной полости в камеру нагнетания. Этот процесс происходит на угле поворота ВЩ винта от  $\varphi_6$  до  $\varphi_c$ .

Процесс выталкивания сопровождается потерями давления, т.е. среднее по углу поворота давление в рассматриваемой парной полости будет больше давления нагнетания на величину  $\Delta p_n$ .

Метод определения изменения параметров рабочего вещества ВКМ на первом этапе процесса сжатия приведен в работе [2].

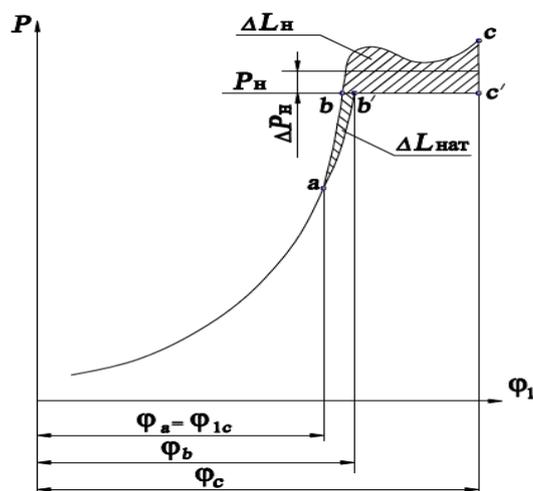


Рисунок 1. Схема процесса сжатия и нагнетания.

Рассмотрим второй этап процесса сжатия в ВКМ.

Масса пара, поступившего в парную полость из камеры нагнетания за рассматриваемый отрезок времени

$$dG_{нат} = \mu_{нат} \cdot c_{нат} \cdot F_{он}(\varphi_1) \cdot \rho_n \cdot dt,$$

где:  $\mu_{нат}$  - коэффициент расхода при натекании рабочего вещества в парную полость (ПП) через нагнетательное окно;  $F_{он}(\varphi_1)$  - текущее значение суммарной площади цилиндрической и торцевой части окна нагнетания в функции угла поворота ВЩ винта;  $\rho_n$  - плотность пара в камере нагнетания.

В качестве модельной принималась скорость потока пара при адиабатном течении, которая определяется выражением

$$c_{нат} = \sqrt{\frac{2}{k-1}} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_n} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_n}\right)^{\frac{k-1}{k}}},$$

где  $k$  - показатель изоэнтропы,  $R$  - газовая постоянная,  $T_n$  - температура пара на нагнетании;  $p$  - величина текущего давления.

Среднее значение коэффициента расхода при натекании пара в ПП из окна нагнетания в зависимости от числа Рейнольдса определяется по формуле

$$\mu_{нат} = 0,146 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{Re + 0,24 \cdot 10^3} + 0,1.$$

Расчет изменения параметров состояния хладагента на этом этапе производится по тем же зависимостям, что и на первом этапе процесса сжатия [2], но с учетом натекающего из окна нагнетания пара.

Рассмотрим процесс выталкивания сжимаемой среды  $b-c$  (рис. 1).

После того, как давление в парной полости достигнет давления в камере нагнетания, начнется собственно выталкивание пара через нагнетательное окно, при этом давление в парной полости будет выше давления нагнетания на величину потерь.

Поскольку величина потерь в этом процессе влияет, прежде всего, на площадь индикаторной диаграммы рабочего процесса холодильного ВКМ и через нее на энергетические коэффициенты компрессора, потеря давления в процессе выталкивания оценивалась посредством коэффициента сопротивления  $\xi_n$ , определяемого по формуле

$$\Delta p_H = \xi_{\text{выт}} \cdot \frac{\rho_H \cdot c_{\text{выт}}^2}{2}, \quad (1)$$

где  $\rho_H$  - плотность пара хладагента по условиям нагнетания;  $c_{\text{выт}}$  - средняя скорость выталкивания смеси из полости в рассматриваемом процессе.

Значение  $c_{\text{выт}}$  может быть определено следующим образом.

Действительный объем рабочего вещества, вытесненный в камеру нагнетания из одной парной полости

$$V_{\text{д.н}} = \frac{\lambda \cdot w_n \cdot \rho_{\text{вс}}}{\rho_H},$$

где:  $\lambda$  - коэффициент подачи компрессора;  $w_n$  - полезный объем парной полости;

$\rho_{\text{вс}}$  - удельная плотность пара по условиям всасывания.

С другой стороны

$$V_{\text{д.н}} = c_{\text{выт}} \cdot F_{\text{он.ср}} \cdot t_{\text{выт}}, \quad (2)$$

где:  $c_{\text{выт}}$  - искомая средняя скорость выталкивания смеси в процессе  $v-c$ ;  $F_{\text{он.ср}}$  - средняя площадь окна нагнетания в этом процессе;  $t_{\text{выт}}$  - время процесса.

Среднюю площадь окна нагнетания процесса  $v-c$  определяем как

$$F_{\text{он.ср}} = \int_{\varphi_e}^{\varphi_c} F_{\text{он}}(\varphi_1) \cdot d\varphi_1 / (\varphi_c - \varphi_e).$$

Время процесса выталкивания

$$t_{\text{выт}} = \frac{\varphi_c - \varphi_e}{2 \cdot \pi \cdot n_1}.$$

Тогда уравнение (2) принимает вид:

$$V_{\text{д.н}} = c_{\text{выт}} \frac{\int_{\varphi_e}^{\varphi_c} F_{\text{он}}(\varphi_1) d\varphi_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (3)$$

где  $n_1$  - частота вращения ВЩ винта.

Сравнивая (2) и (3) получим:

$$c_{\text{выт}} = \lambda \cdot w_n \cdot \frac{\rho_{\text{вс}}}{\rho_H} \cdot \frac{2\pi n_1}{\int_{\varphi_e}^{\varphi_c} F_{\text{он}}(\varphi_1) d\varphi_1}.$$

В результате обработки индикаторных диаграмм рабочего процесса ВКМ получена зависимость  $\xi_{\text{выт}}$  от Re

$$\xi_{\text{выт}} = \frac{6,857 \cdot 10^6}{Re + 121,7 \cdot 10^3}.$$

По приведенному выше методу и методу, представленному в работах [2,3], был произведен расчет рабочего процесса холодильного ВКМ, работающего на различных рабочих веществах, и построена расчетная индикаторная диаграмма винтового компрессора.

Были определены следующие величины, характеризующие работу компрессора, в зависимости от геометрической степени сжатия  $\varepsilon_{\Gamma}$ .

Индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = L_s / L_i,$$

где:  $L_s$  - работа компрессора при изоэнтальпном сжатии;  $L_i$  - индикаторная работа компрессора, определенная по площади индикаторной диаграммы.

Относительные потери давления в процессе нагнетания

$$\Delta \bar{p}_n = \Delta p_n / (p_n - p_{вс}),$$

где:  $\Delta p_n$  - величина сопротивления нагнетательного окна в процессе нагнетания;  $p_n$  и  $p_{вс}$  - величины давлений нагнетания и всасывания.

Относительной потери работы компрессора в процессе нагнетания

$$\Delta \bar{L}_n = \Delta L_n / L_i,$$

где  $\Delta L_n$  определялась по величине соответствующей площади (рис. 1).

Потеря работы компрессора из-за процесса натекания  $\Delta L_{нат}$  в случае, когда  $p_a < p_n$ , определялась как разница площади индикаторной диаграммы с учетом и без учета протечек из окна нагнетания (рис. 1).

Относительная потеря работы в этом процессе определялась по формуле

$$\Delta \bar{L}_{вым} = \Delta L_{вым} / L_i.$$

Расчеты были произведены для винтового компрессора, имеющего следующие основные геометрические характеристики: соотношение числа зубьев ведущего и ведомого винтов 4/6; внешний диаметр ведущего винта 215 мм; относительная длина винтов 1,4; ход ведущего вита 360 мм; полезный объем парной полости 1653,1 см<sup>3</sup>; частота вращения ведущего винта 49 с<sup>-1</sup>; профили зубьев винтов выполнены по [4].

Расчеты были проведены при работе компрессора на озонобезопасных хладагентах R717 и R404a.

Были выбраны следующие режимы работы компрессора [5,6].

Режим работы компрессора в составе среднетемпературной холодильной машины на хладагентах R717 и R404a: температура кипения – 15 °С, температура конденсации +30 °С. Аммиак и хладон R22 широко используются в промышленных холодильных установках. При работе ВКМ на этом температурном режиме был рассмотрен смесевый хладагент R404a, так как в настоящее время он находит применение в качестве альтернативы R22.

При расчете термодинамических и теплофизических параметров хладагентов использовались работы [7...9].

Результаты расчетов приведены на рис. 2...5.

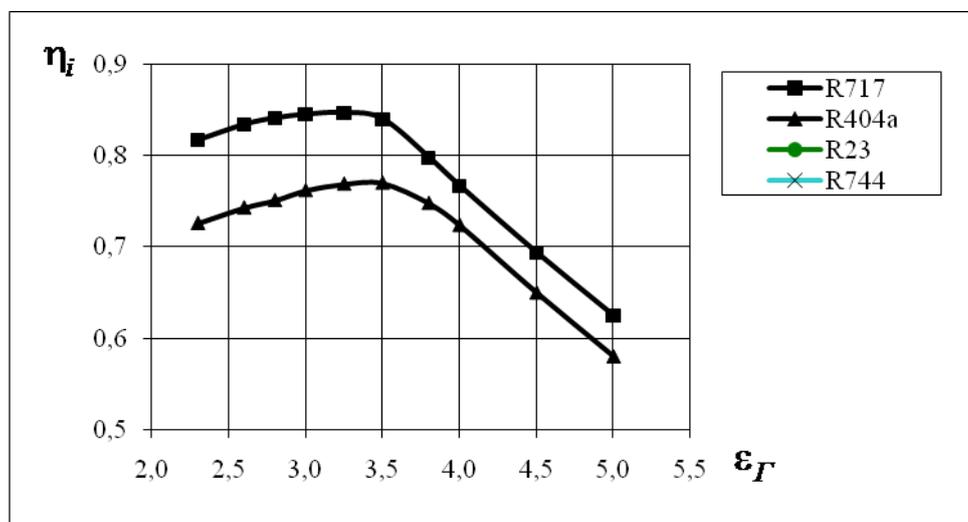


Рисунок 2 - Зависимость индикаторного КПД компрессора  $\eta_i$  от геометрической степени сжатия  $\epsilon_{Г}$

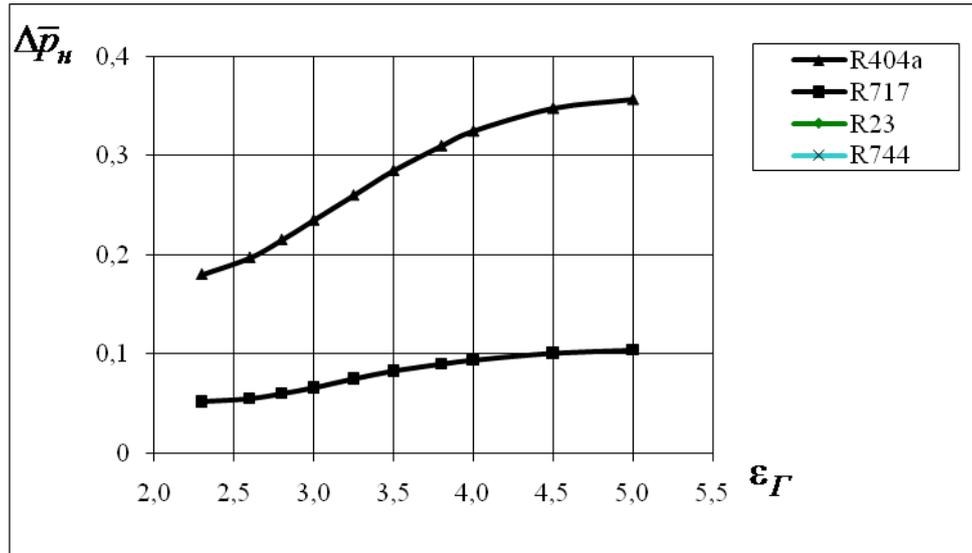


Рисунок 3. Зависимость относительного сопротивления в процессе нагнетания  $\Delta\bar{p}_н$  от геометрической степени сжатия  $\varepsilon_G$

Выполненные расчеты показали, что в режиме среднетемпературной холодильной машины энергетическая эффективность работы винтового компрессора на хладагенте R717 выше, чем на R404a при всех геометрических степенях сжатия, прежде всего из-за большей потери давления при нагнетании хладагента R404a вследствие большей его плотности в процессе выталкивания.

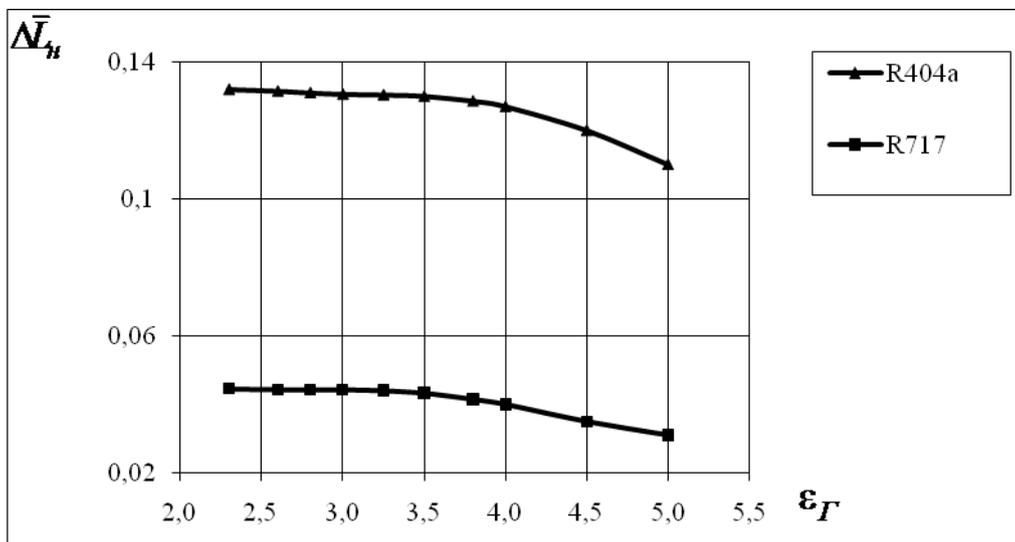


Рисунок 4. Зависимость относительной потери работы компрессора в процессе нагнетания  $\Delta\bar{L}_н$  от геометрической степени сжатия  $\varepsilon_G$

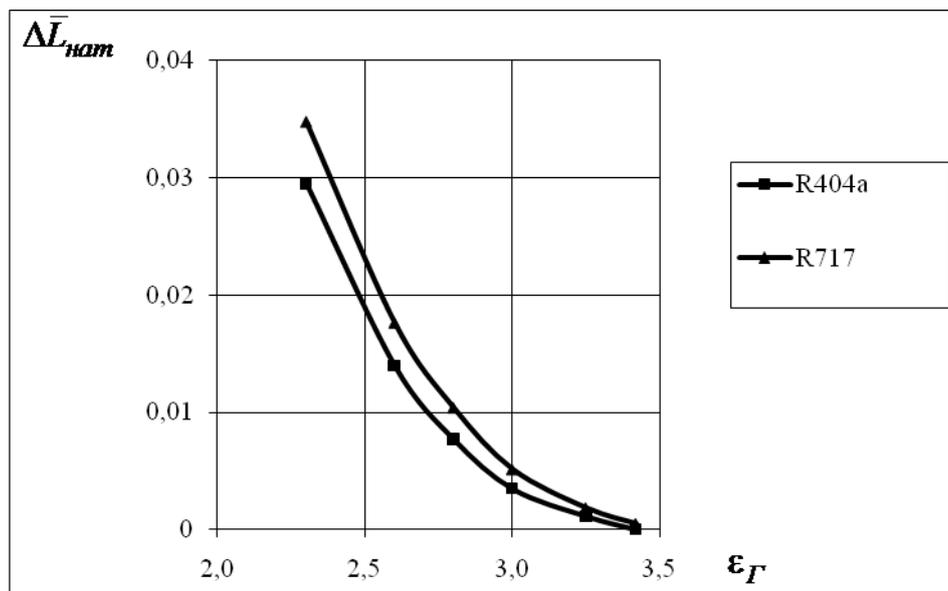


Рисунок 5. Зависимость относительной потери работы компрессора в процессе натекания  $\Delta\bar{L}_{нат}$  от геометрической степени сжатия  $\epsilon_{Г}$

Полученные данные позволяют более обосновано подойти к выбору озонобезопасных хладагентов при работе винтового компрессора на различных режимах.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Носков А.Н. Расчет процесса сжатия холодильного винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. –1997. – № 1–2. – С. 35-39.
2. Носков А. Н., Зимков А.А. Расчет процесса сжатия маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Холодильная техника и кондиционирование. – №1. – 2013.
3. Носков А. Н., Зимков А.А. Расчет процесса всасывания маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Холодильная техника и кондиционирование. – №1. – 2012.
4. Пат. 2109170 России, МКИ F 04 C 18/16. Зубчатое зацепление винтового компрессора / Носков А.Н. 1998. – Бюл. №11.
5. Бараненко А.В., Калюнов В.С., Румянцев Ю.Д. Практикум по холодильным установкам – СПб.: Профессия, 2001. -270 с.
6. Крупененков Н.Ф. К вопросу применения эффекта Ранка-Хильша (вихревая труба) на предприятиях по производству колбасных изделий // Процессы и аппараты пищевых производств. 2013. № 1. С. 23.
7. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. Л.: Машиностроение. 1983. –214 С.
8. Рыков С.В., Кудрявцева И.В., Демина Л.Ю. Единое уравнение состояния R717, учитывающее особенности критической области // Вестник Международной академии холода.-2009.- № 4.- С. 29–32.
9. Рыков С.В., Самолетов В.А., Рыков В.А. Линия насыщения аммиака // Вестник Международной академии холода. -2008.- № 4.- С. 20–21.

УДК 62-533.6:62-541.2:681.5.013

#### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

*Пицанская Н.А., ассистент, Байдак В.Ю., аспирант  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, Украина  
E-mail: (podmazko@mail.ru), (kozak\_admin@ukr.net)*

Основное влияние на величину внешних нагрузок оказывают гидрометеорологические условия расположения объекта. Температура наружного воздуха изменяется в зависимости от времени суток, года, гидрометеорологических условий данного района. Неодинаковы показатели солнечной радиации, которые также должны учитываться. К внутренним нагрузкам относятся тепло- и

влажновыделения (либо поглощения) от технологического процесса, оборудования внутри помещения и от находящихся в нем людей [1].

На многих производствах очень важно поддерживать соответствующую влажность воздуха для нормального протекания технологического процесса, то есть без нежелательных убытков. В холодильных камерах и помещениях для хранения продуктов рекомендуемый уровень влажности поддерживается, чтобы продукты сохраняли качество и внешний вид и не теряли в весе. Сфера применения увлажнительных устройств воздуха практически безгранична (типографии, текстильные фабрики, холодильные камеры и склады, пищевые комбинаты, винные заводы, деревообрабатывающие и табачные фабрики, оранжереи и теплично-парниковое хозяйство, покрасочные камеры, птицефабрики и т.д.).

При выборе увлажнителя важно понимать, какая именно модель лучше подойдет под конкретные требования. Как показывает опыт, наилучшие результаты достигаются при выборе не столько наиболее выгодной с экономической точки зрения модели - что вовсе не означает ее более низкую стоимость, - сколько наиболее оптимальной с точки зрения эффективности кондиционирования воздуха, точности регулирования увлажнения и, в значительной степени, качества исполнения и периодичности обслуживания.

В последнее время широкое распространение получили увлажнители воздуха, в которых используются РН [2,3]. Это объясняется, прежде всего, низким аэродинамическим сопротивлением и высокой массообменной эффективностью. Актуальность исследования новых эффективных моделей РН связана со следующими основными моментами:

- сокращение общего объема циркуляционной воды, что приводит к снижению эксплуатационных затрат на электроэнергию и химическую подготовку оборотной воды.
- повышение эффективности существующих структурированных насадок, то есть способствование их работе с большим КПД без привлечения значительных капитальных затрат.

Математическое моделирование процессов в помещении с нестационарными тепловлажностными нагрузками.

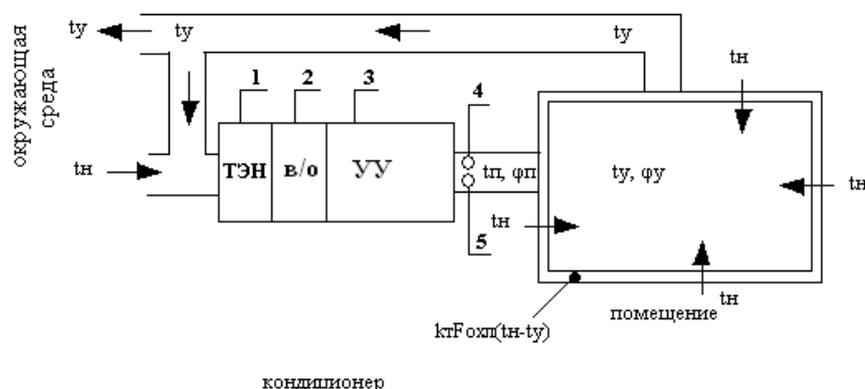


Рисунок 1 - Схема движения воздушных потоков в системе кондиционер-помещение:

1 – калорифер (ТЭН); 2 – воздухоохладитель (в/о); 3 – увлажнительное устройство (УУ); 4 – датчик температуры /управление включением (выключением) ТЭНов и воздухоохладителя/; 5 – датчик относительной влажности /управление подачей воды на увлажнительное устройство.

При математическом моделировании помещения с нестационарными тепловыми и влажностными нагрузками можно использовать уравнения тепловлажностного баланса[4].

Начальное уравнение влажностного баланса имеет вид:

$$M \left( \frac{\partial d_y}{\partial \tau} \right) = G_n \cdot (d_n - d_y) \pm G_y \cdot (d_y - d_n) \quad (1)$$

где: M – масса воздуха в помещении, кг,

$\phi = \frac{d}{d_n}$  - относительная влажность воздуха,

$d_n, d_n, d_y$  – влагосодержание наружного воздуха, приточного и внутри помещения соответственно кг/кг,

$G_{\text{п}}$  – расход приточного воздуха в системе, кг/с,

$G_{\text{н}}$  – расход наружного воздуха, кг/с.

Уравнение теплового баланса можно представить как:

$$M_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} \cdot \frac{dt_{\text{в}}}{d\tau} = G_{\text{п}} \cdot C_{\text{в}} \cdot t_{\text{п}} - G_{\text{н}} \cdot C_{\text{в}} \cdot t_{\text{н}} \pm k_{\text{т}} \cdot F_{\text{охл}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \quad (2)$$

где:  $C_{\text{в}}$  – теплоемкость воздуха, кДж/кгК

$k_{\text{т}}$  – коэффициент теплопередачи стенки помещения, Вт/м<sup>2</sup>К

$t_{\text{в}}$ ,  $t_{\text{п}}$  и  $t_{\text{н}}$  – температуры воздуха внутри помещения, приточного и наружного соответственно, °С

$F_{\text{охл}}$  – площадь поверхности объема помещения, через которую осуществляется проникновение наружных теплопритоков, м<sup>2</sup>

Вышеуказанные уравнения (1,2) можно решить классическим способом. Полное решение по относительной влажности воздуха [5]:

$$\varphi(\tau) = \varphi_{\text{пс}}(0) \cdot e^{-\frac{G_{\text{п}} + G_{\text{н}}}{M} \tau} + \frac{G_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}} + G_{\text{н}} \cdot d_{\text{н}}}{d_{\text{в}} \cdot (G_{\text{п}} + G_{\text{н}})} \cdot \left(1 - e^{-\frac{G_{\text{п}} + G_{\text{н}}}{M} \tau}\right) \quad (3)$$

Полное решение по температуре воздуха [5]:

$$t(\tau) = t_{\text{пс}}(0) \cdot e^{-\frac{(G_{\text{п}} C_{\text{в}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}})}{M_{\text{в}} C_{\text{в}}} \tau} + \frac{G_{\text{п}} C_{\text{в}} t_{\text{п}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}} t_{\text{н}}}{G_{\text{п}} C_{\text{в}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{(G_{\text{п}} C_{\text{в}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}})}{M_{\text{в}} C_{\text{в}}} \tau}\right) \quad (4)$$

Алгоритм расчета орошаемой насадки (увлажнительное устройство).

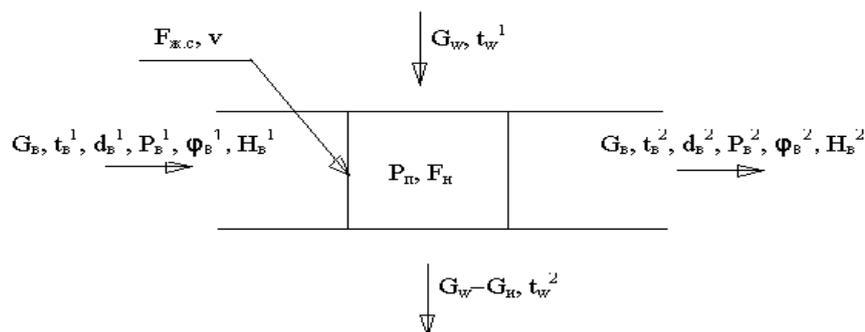


Рисунок 2 - Принципиальная схема орошаемой насадки:

$G_{\text{в}}$  и  $G_{\text{w}}$  – массовые расходы, соответственно, воздуха и воды, кг/с;  $t_{\text{в}}$  и  $t_{\text{w}}$  – температуры, соответственно, воздуха и воды, °С;  $d_{\text{в}}$  – влагосодержание, кг/кг;  $P_{\text{в}}$  – парциальное давление воздуха, Па;  $P_{\text{н}}$  – парциальное давление на линии насыщения, Па;  $h_{\text{в}}$  – энтальпия, кДж/кг;  $G_{\text{и}}$  – количество испарившейся воды, кг/с;  $v$  – скорость движения воздуха в “живом” сечении насадки, м/с;  $F_{\text{ж.с}}$  – “живое” сечение насадки, м<sup>2</sup>;  $F_{\text{н}}$  – площадь поверхности насадки, м<sup>2</sup>

Исходными данными для расчета являются:

1. Параметры воздуха на входе в увлажнительное устройство:  
 $t_{\text{в}}^1$  – температура воздуха, °С;  $d_{\text{в}}^1$  – влагосодержание воздуха, кг/кг
2. Параметры воздуха на выходе из увлажнительного устройства:  
 $t_{\text{в}}^2$  – температура воздуха, °С;  $d_{\text{в}}^2$  – влагосодержание воздуха, кг/кг
3. Расход воздуха  $G_{\text{в}}$ , кг/с
4. Скорость движения воздуха в живом сечении насадки  $v$ , м/с
5. Расход воды  $G_{\text{w}}$ , кг/с

Требуется определить площадь насадки, которая обеспечит заданные условия.

Энтальпия воздуха на входе:

$$h_{\text{в}}^1 = 1,006 \cdot t_{\text{в}}^1 + d_{\text{в}}^1 \cdot (2500 + 1,97 \cdot t_{\text{в}}^1), \text{кДж/кг} \quad (5)$$

Энтальпия воздуха на выходе:

$$h_{\text{в}}^2 = 1,006 \cdot t_{\text{в}}^2 + d_{\text{в}}^2 \cdot (2500 + 1,97 \cdot t_{\text{в}}^2), \text{кДж/кг} \quad (6)$$

Тепловлажностная характеристика процесса:

$$\varepsilon = \frac{(h_{\text{в}}^2 - h_{\text{в}}^1)}{(d_{\text{в}}^2 - d_{\text{в}}^1)}, \text{кДж/кг} \quad (7)$$

Коэффициент испарения [6]:

$$\beta = 0,0017 + 0,0013 \cdot v, \text{1/час} \quad (8)$$

Плотность воздуха:

$$\rho_{\text{в}} = \frac{353}{(273 + \frac{t_{\text{в}}^1 + t_{\text{в}}^2}{2})}, \text{кг/м}^3 \quad (9)$$

Парциальное давление воздуха на входе:

$$P_{\text{в}}^1 = \frac{d_{\text{в}}^1 \cdot 100}{0,622 + d_{\text{в}}^1}, \text{кПа} \quad (10)$$

Парциальное давление воздуха на выходе:

$$P_{\text{в}}^2 = \frac{d_{\text{в}}^2 \cdot 100}{0,622 + d_{\text{в}}^2}, \text{кПа} \quad (11)$$

Необходимое количество испарившейся воды:

$$G_{\text{н}} = G_{\text{в}} \cdot (d_{\text{в}}^2 - d_{\text{в}}^1), \text{кг/с} \quad (12)$$

Поперечное сечение насадки:

$$F = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \cdot v}, \text{м}^2 \quad (13)$$

Используя тепловлажностную характеристику  $\varepsilon$ , находим требуемую температуру воды  $t_w$ , и по уравнению определяем парциальное давление на линии насыщения  $P_{\text{н}}$ :

$$\log P_{\text{н}} = 10,79574 \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{н}}}{T}\right) - 5,028 \cdot \log\left(\frac{T}{T_{\text{н}}}\right) + 1,50475 \cdot 10^{-4} \cdot \left[1 - 10^{-8,2969 \cdot \left(\frac{T}{T_{\text{н}}}-1\right)}\right] + 0,42873 \cdot 10^{-3} \cdot \left[10^{4,76955 \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{н}}}{T}\right)} - 1\right] + 0,78614 \quad (14)$$

Площадь насадки для обеспечения заданных условий:

$$F_{\text{н}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{н}}}{\beta \cdot (P_{\text{н}} - \frac{P_{\text{в}}^1 + P_{\text{в}}^2}{2})}, \text{м}^2 \quad (15)$$

Объем насадки:

$$V_{\text{н}} = \frac{F_{\text{н}}}{F_v}, \text{м}^3 \quad (16)$$

где  $F_v$  – удельная площадь поверхности насадки,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ .

Расчет помещения

Для примера рассмотрим помещение офисного назначения.

Примем следующие исходные данные:

- $F = 50\text{ м}^2$  – общая площадь
- $h = 3,5$  м – высота стен в помещении
- $n_{\text{л}} = 10$  – количество людей в помещении
- $n_{\text{обор}} = 10$  – количество единиц оборудования (в частности компьютеров)

Температура и относительная влажность наружного воздуха, соответственно  $t_{\text{н}} = 30^{\circ}\text{С}$  и  $\phi = 0,3$  (летний режим) и  $t_{\text{н}} = -30^{\circ}\text{С}$  и  $\phi = 0,6$  (зимний режим). При этом требуемые параметры воздуха в помещении должны составлять  $t_{\text{у}} = 24,5^{\circ}\text{С}$  и  $\phi = 0,55$ .

В результате расчетов СКВ по стандартной методике [7], для обеспечения требуемых режимных параметров в помещении необходимо следующее оборудование, которое входит в состав кондиционера: воздухоохладитель (площадь поверхности  $F_{\text{в/о}} = 20\text{ м}^2$ ); calorifer (мощность ТЭНов 12 кВт); увлажнительное устройство (удельная площадь поверхности насадки  $F_{\text{н}} = 43\text{ м}^2$ ).

Используя решения предложенной математической модели (уравнения 3 и 4), можно прогнозировать выход СКВ на требуемый рабочий режим при различных начальных тепловлажностных условиях в помещении. Рассмотрим два варианта:

Вариант №1:  $t_{\text{у}} = 30^{\circ}\text{С}$  и  $\phi_{\text{у}} = 0,3$

Вариант №2:  $t_{\text{у}} = 18^{\circ}\text{С}$  и  $\phi_{\text{у}} = 0,6$

Данные расчетов представлены на рисунках 3 и 4.

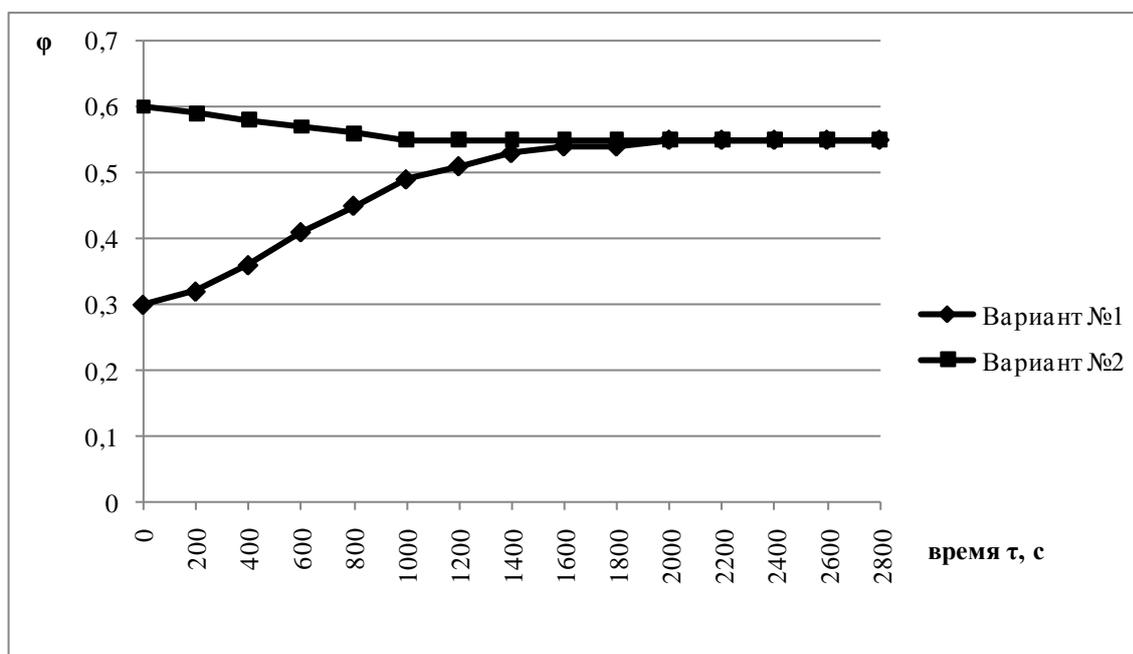


Рисунок 3 - Динамика изменения температуры воздуха в помещении.

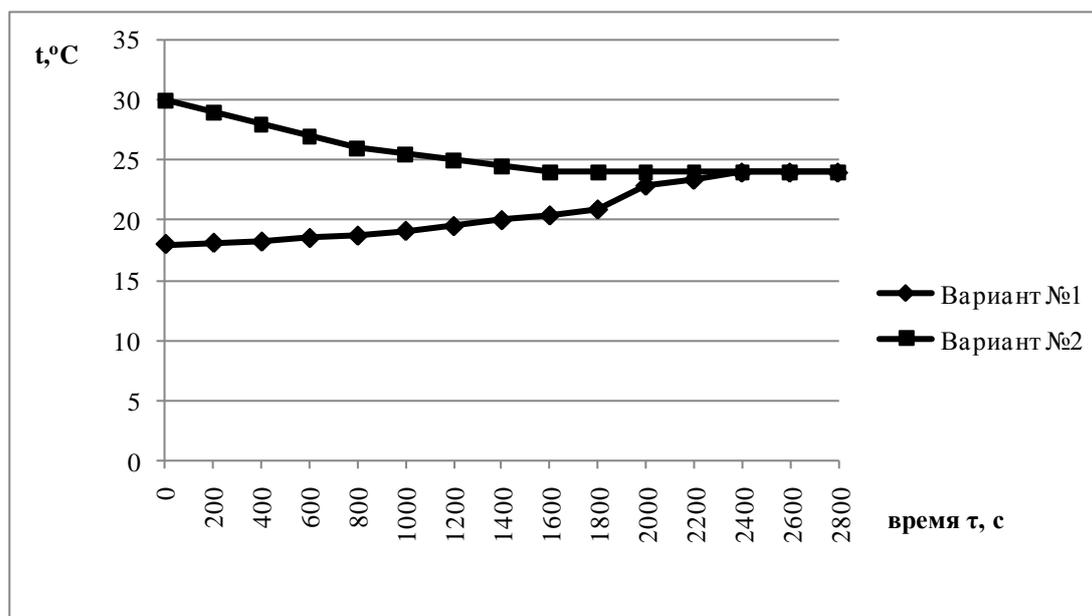


Рисунок 4 - Динамика изменения относительной влажности воздуха в помещении.

Предложенная математическая модель, которая позволяет отслеживать влияние изменения режимных параметров в помещении при нестационарных тепловлажностных нагрузках на систему кондиционирования воздуха имеет ряд преимуществ:

- может учитывать индивидуальные особенности нагрузок помещения любого назначения;
- имеем возможность оценить эффективность использования конкретной системы кондиционирования в данных условиях;
- прогнозировать динамику выхода СКВ на требуемый рабочий режим при нестационарных тепловлажностных нагрузках;
- отслеживает изменение температуры и относительной влажности в помещении при изменении любого из параметров системы кондиционирования воздуха.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Липа О. І., Подмазко Н. О., Аль-Сагаф М. А. Аналіз сучасних проблем вологісної обробки повітря в системах комфортного кондиціонування. Збірник наукових праць 3-ї міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». — Одеса, 2003, с. 51 — 56.
2. Пищанская Н. А. Экспериментальное исследование пленочных увлажнителей в режиме полного безостаточного испарения. /Сборник тез доповідей. Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів “Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології”, ОДАХ, 2011,.-С. 85 – 86.
3. Пищанская Н. А. Исследование режима увлажнения воздуха с импульсным орошением насадов. /Тезисы докладов. “Инновационные разработки в области техники и физики низких температур”, Москва, 2011. – С. 34 – 37.
4. Вычужанин В. Модель кондиционируемого помещения при нестационарных тепловлажностных нагрузках. //Специализированный журнал СОК, Киев.- 2006.- С. 62-64.
5. Пищанская Н. А. Математическая модель кондиционируемого помещения с учетом нестационарных внешних и внутренних тепловлажностных нагрузок. //Холодильна техніка і технологія. – Одеса. – 2014. - № 1 – с.33 – 37
6. Ладыженский Р. М. Кондиционирование воздуха. М., Госторгиздат 1962г. 352с.
7. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха / А.А.Пеклов, Т.А. Степанова // - Киев: "ВИЩА ШКОЛА",1978. - 328 с.
8. Байдак Ю. В., Слободниченко Б.И., Байдак В. Ю. Устройство диагностики энергопотребления электромеханических систем/ Електромашинобудування та електрообладнання. Міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 66. Київ. „Техніка”, 2006.– С. 344–347.

## УРАВНЕНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПИЩЕВОГО СЫРЬЯ С УЧЕТОМ ТЕМПЕРАТУРНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

*Потапов В.А., Семенюк Д.П.*

*Харьковский государственный университет питания и торговли, г. Харьков, Украина*

*E-mail: potapov@bigmir.net; dmitriy.semeniuk@gmail.com*

Уровень разработок при моделировании процессов замораживания является ниже, чем для процессов охлаждения, что связано со сложностью физических процессов, которые сопровождают это явление. Каждый из предложенных в литературе методов вычисления длительности замораживания специфически связан с исходной физической схемой процесса, его начальными и граничными условиями, а в решение обычно вводятся допущения, которые его упрощают. Чаще всего такую задачу называют задачей о теплопроводности в системах с подвижной границей раздела, которая заключается в представлении о перемещении границы раздела между отвердевшей и жидкой фазами от периферии в глубь тела. Еще в прошлом веке были предложены соответствующие решения этой задачи, полученные Ляме и Клапейроном, Нейманом, а затем Стефаном. В холодильной технологии чаще всего пользуются решением задачи о замораживании, разработанным Р. Планком в 1913 г. и существенно развитым им и другими исследователями в последующие годы [1-3]. Формула Планка как фундаментальная включена в рекомендации Международного института холода, но хорошо известно, что на практике все допущения которые входят в формулу Планка не выполняются.

Профессором Онищенко В.П. показано, что модернизацию формул указанного типа следует считать нецелесообразной, и альтернативой является моделирование процесса замораживания в рамках краевой задачи теплопроводности [4]. При этом следует отказаться от использования известного граничного условия Стефана, которое постулирует наличие источника теплоты на подвижной границе контакта охлажденного и замороженного слоя продукта, потому что реально такой границы при замораживании продуктов не существует. Не существует и экспериментальных значений истинной теплоемкости продуктов, в которой бы не учитывалась теплота фазового перехода.

В то же время такой метод решения краевой нелинейной задачи теплопроводности [4] с учетом температурной зависимости теплофизических характеристик (ТФХ) пищевого сырья нуждается в использовании специальных компьютерных программ, что для потребностей инженерных расчетов, безусловно, не является целесообразным.

Целью данной работы является получение инженерной формулы расчета длительности замораживания, которая бы учитывала температурную зависимость теплофизических свойств пищевого сырья.

Объектом исследования является пищевой продукт в процессе охлаждения и замораживания от начальной температуры до температуры холодильного хранения.

В основу расчетов положено интегральное уравнение сохранения и переноса энергии в процессах с фазовыми переходами и химическими реакциями

$$\int_V \frac{\partial(c\rho T)}{\partial \tau} dV + \oint_S j dS = \int_V \frac{\partial(L\rho)}{\partial \tau} dV + \int_V \frac{\partial(q\rho)}{\partial \tau} dV : \quad (1)$$

где:  $j$  - плотность теплового потока;  $c$  - удельная теплоемкость;  $\rho$  - плотность тела;  $T$  - абсолютная температура;  $L$  - удельная теплота фазовых переходов;  $q$  - удельная теплота физико-химических и биохимических реакций;  $\tau$  - текущее время,  $V$  - объем тела;  $S$  - площадь поверхности тела.

Решение уравнения (1) получено в квазиодномерном приближении при постоянной плотности тела и температурной зависимости для коэффициента удельной теплоемкости и коэффициента теплопроводности.

Представим уравнение (1) в следующем виде

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left[ \int_V \rho(C_e T) dV \right] = \oint_S j dS . \quad (2)$$

где

$$C_e = \frac{dH_e}{dT} = \frac{d}{dT} (cT + q + L),$$

где:  $H_e$  - эффективная энтальпия продукта,  $C_e$  - эффективная удельная теплоемкость продукта, которая учитывает все тепловые эффекты включая фазовые переходы и теплоту физико-химических и биохимических реакций.

Если допустить, что плотность продукта не изменяется в процессе замораживания, что практически имеет место, то после усреднения всех величин по объему и поверхности тела получаем

$$R_V \rho \frac{d}{d\tau} (C_e T) = j_s \quad (3)$$

где:  $R_V$  - отношение объема к площади поверхности продукта,  $j_s$  - средняя плотность теплового потока на поверхности тела.

Среднюю плотность теплового потока на поверхности тела можно определить следующим образом. Внешний поток теплоты от поверхности тела равен

$$j_s = \alpha (t_s - t_\infty) S \quad (4)$$

где:  $\alpha$  - коэффициент теплообмена  $t_s$  - температура поверхности продукта,  $t_\infty$  - температура охлаждающей среды.

Внутренний перенос теплоты к поверхности тела в квазиодномерном приближении описывается следующим уравнением [5]

$$j_s = -\lambda \frac{\Gamma}{R_x} (t_c - t_s) \quad (5)$$

где:  $t_c$  - температура в центре продукта;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности;  $R_x$  - минимальное расстояние до термического центра продукта

$\Gamma$  - коэффициент формы тела

$$\Gamma = 1 + \frac{R_x}{R_y} + \frac{R_x}{R_z} \quad (1 \leq \Gamma \leq 3). \quad (6)$$

где  $R_y, R_z$  - расстояние от термического центра продукта до наиболее отдаленных точек на его поверхности (оси  $R_x, R_y, R_z$  - взаимно перпендикулярны).

Определим среднеобъемную температуру продукта как среднее арифметическое между температурой центра и поверхности

$$t = \frac{1}{2} (t_c + t_s). \quad (7)$$

Исключив из системы уравнений (3)-(5) величины  $t_c$  и  $t_s$ , получаем следующее дифференциальное уравнение, которое определяет кинетику среднеобъемной температуры  $t$  при условии, что удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности зависят от температуры

$$\rho R_V \frac{d}{d\tau} [C_e(t) \cdot (t + 273)] = - \frac{2\alpha}{1 + \alpha \frac{R_x}{2\Gamma\lambda(t)}} (t - t_\infty). \quad (8)$$

Температурная зависимость для удельной теплоемкости и коэффициента теплопроводности продукта можно задать известными функциями, например которые предложены в [1]:

$$C(t) = \begin{cases} C_0 & t > t_{kp} \\ C_m + (C_t / t) & t \leq t_{kp} \end{cases}; \quad (9)$$

$$\lambda(t) = \begin{cases} \lambda_0 & t > t_{kp} \\ \lambda_m - (\lambda_t / t) & t \leq t_{kp} \end{cases} \quad (10)$$

где  $C_m, C_t, \lambda_m, \lambda_t$  - эмпирические коэффициенты температурной зависимости для ТФХ [1],  $C_0, \lambda_0$  - удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности продукта при температурах выше

криоскопической  $t_{кр}$ .

Согласно этой модели ТФХ принимаются постоянными при положительных температурах и изменяются по гиперболическому закону при отрицательных температурах.

С учетом температурной зависимости для ТФХ и уравнения (8) получаем следующее дифференциальное уравнение при температурах  $t \leq t_{кр}$ .

$$\frac{\left[1 + \frac{\alpha R_x}{2\Gamma(\lambda_m - (\lambda_t/t))}\right] \cdot [C_m - (273 \cdot C_t/t^2)]}{t - t_\infty} dt = -\frac{2\alpha}{\rho R_V} d\tau. \quad (11)$$

Его решение при начальном условии  $t(0)=t_{кр}$ , где  $t_{кр}$  - криоскопическая температура продукта имеет следующий вид

$$\tau_{зам} = \frac{\rho R_V}{2\alpha} \left[ B_1 \ln\left(\frac{t}{t_{кр}}\right) + B_2 \ln\left(\frac{t - t_\infty}{t_{кр} - t_\infty}\right) + B_3 \ln\left(\frac{\lambda_m t_{кр} - \lambda_t}{\lambda_m t - \lambda_t}\right) + 273 C_t \frac{t_{кр} - t}{t_\infty t_{кр} t} \right]; \quad (12)$$

где

$$B_1 = 273 C_t \frac{(t_\infty \alpha R_x / 2\Gamma) - \lambda_t}{\lambda_t t_\infty^2};$$

$$B_2 = \left( \lambda_m t_\infty - \lambda_t + t_\infty \frac{\alpha R_x}{2\Gamma} \right) \frac{t_\infty^2 C_m - 273 C_t}{t_\infty^2 (\lambda_t - \lambda_m t_\infty)};$$

$$B_3 = \frac{\alpha R_x}{2\Gamma} \frac{\lambda_t^2 C_m - 273 \lambda_m^2 C_t}{\lambda_t \lambda_m (\lambda_t - \lambda_m t_\infty)}.$$

Эта формула определяет продолжительность замораживания  $\tau_{зам}$  от криоскопической  $t_{кр}$  до конечной среднеобъемной температуры  $t$ .

Если в (12) положить постоянными ТФХ ( $C_m=C_0$ ;  $C_t=0$ ;  $\lambda_m=0$ ;  $\lambda_t=0$ ), то получаем длительность охлаждения от начальной  $t_0$  до криоскопической температуры

$$\tau_{охл} = \frac{1}{2} R_V C_0 \rho \frac{\lambda_0 + \alpha R_x / 2\Gamma}{\alpha \lambda_0} \ln\left(\frac{t_\infty - t_0}{t_\infty - t_{кр}}\right). \quad (13)$$

Полная длительность процесса охлаждения и замораживания от начальной температуры продукта до конечной определяется суммой полученных величин

$$\tau_{проц} = \tau_{охл} + \tau_{зам}. \quad (14)$$

Полученные формулы пригодны для инженерных расчетов длительности охлаждения и замораживания пищевых продуктов с учетом температурной зависимости теплофизических характеристик. Перспективой последующих исследований является теоретическая и экспериментальная проверка адекватности предложенных решений.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рогов И.А. Куцакова В.Е., Филиппов В.И, Фролов С.В. Консервирование пищевых продуктов холодом (Теплофизические основы) М.: Колос, 1999. - 176 с.
2. Cleland D.J. A generally applicable simple method for prediction of food freezing and thawing times // Proc. XVIII Int. Congr. Refrig. - 1991. - №4. - P. 1884-1887.
3. Hossain Md.M., Cleland D.J., Cleland A.C. Prediction of freezing and thawing times for foods of three-dimensional irregular shape by using a semi-analytical geometric factor// Int. J. Refrig. - 1992. - №15. - P. 241-246.
4. Чумак, І.Г. Холодильні установки: підручник / І.Г. Чумак [та ін.]; за ред. І.Г. Чумака. - Одеса: Пальміра; 2006. - 522 с.
5. Потапов В.О., Семенюк Д.П. Удосконалена методика розрахунку тривалості заморожування// Наукові праці ОНАХТ. Одеса, 2011.,-Випуск 40.- Т2. С. 395-399.

## ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ РАСТИТЕЛЬНОГО МАСЛА

*Потапов В.А., Мольский С.М., Гриценко О.Ю.*

*Харьковский государственный университет питания и торговли, г. Харьков, Украина*

*E-mail: potapov@bigmir.net*

Важным продуктом экспорта Украины является подсолнечное масло. Около 60% подсолнечного масла в мире производится в нашей стране. В тоже время энергозатраты на его производства в Украине выше в 1.5...1.7 раза по сравнению с европейским уровнем. Одной из причин этого является неэффективный процесс охлаждения подсолнечного масла после экстракции и дезодорирования.

В настоящее время в мини-цехах коллективных и фермерских хозяйств широко распространена упрощенная технология получения растительных масел (подсолнечного, рапсового, соевого и др.), базирующаяся на простом и недорогостоящем оборудовании.

В стандартный комплект оборудования для маслобойни входят: оборудование для приема, транспортировки, хранения семян; оборудование предварительной подготовки семян к отжиму; оборудование для прессования; оборудование для фильтрования и очистки растительных масел; оборудование для фасовки масел [1].

Особенно влияет на качество конечного продукта тепловая обработка мятки. Если температура нагрева больше 120°C, то масса полезных веществ (в том числе витаминная группа E) уничтожается. Поэтому широко используется шнековое оборудование. Нагрев масла в нем происходит от трения, но температура семечек больше 120°C не поднимается. Температура масла после шнека в среднем +80°C.

Масло, которое только что вышло из-под пресса, рекомендуется сразу охладить до 60 градусов. Иначе оно тут же, поглощая кислород и влагу, начнет терять в качестве.

После пресса масло требует доработки. Первые две ступени рафинации (очистки) - это очистка от механических примесей и от воска. Для ускорения этого процесса масло также охлаждают различными способами. Это и использование естественных источников «холода»: водопроводной воды, воздуха и искусственное охлаждение холодильными установками. Масло, остывшее до 20°C, подвергают "тонкой", более тщательной фильтрации [2].

Таким образом в технологической схеме производства масла требуется быстрое охлаждение продукта в потоке от температуры +80°C до температуры +20°C. Как правило для этих целей используются чилеры. Известно, что эффективность их использования существенно зависит от сезонных колебаний температуры окружающей среды. Так, в холодное время года появляется возможность естественного охлаждения, когда большая часть тепловой нагрузки может быть снята в сухой градирне без участия холодильной машины. Это позволяет существенно сократить затраты на машинное охлаждение и повысить энергоэффективность системы охлаждения в целом.

В настоящее время вопрос об оптимальном соотношении холодопроизводительности сухой градирни и холодильной машины остается открытым, поскольку это соотношение зависит не только от энергопотребления всей системы в зависимости от сезона, но и от стоимости соответствующего оборудования.

В связи с этим целью данной работы является определение оптимальной машинной конфигурации системы охлаждения подсолнечного масла в потоке, исходя из стоимости оборудования и срока его окупаемости.

Рассмотрен комбинированный способ охлаждения масла: последовательное охлаждение в двух пластинчатых теплообменных аппаратах: «масло-гликоль» и «масло-вода».

В теплообменник «масло – гликоль» подается водный раствор пропиленгликоля, охлаждаемый воздухом в сухой градирне (СХ). В теплообменник «масло - вода» подается вода, охлажденная в чиллере (рис.1).

Были использованы следующие исходные данные для моделирования: производительность системы охлаждения 2т/ч; начальная температура продукта: +80°C; конечная температура продукта: +20°C; процесс охлаждения непрерывный (24 часа в сутки); местоположение производства: Харьковская область.

Работу оборудования и расчет энергопотребления рассматривали в рамках годового цикла. Температурный диапазон был условно разбит на 10 групп:

- выше +35;
- от +30...+35;

- от +25...+30;
- от +20...+25;
- от +15...+20;
- от +10...+15;
- от +5...+10;
- от +0...+5;
- от -5...0;
- ниже -5°C.

На основании архива погоды метеостанции г. Харькова, предоставленного интернет-ресурсом [3], подсчитано среднее за пять лет количество часов в году для каждой температурной группы.

На основании этих данных рассчитывалась температура конденсации, текущая холодопроизводительность компрессора и эффективность применения сухой градирни. Расчетное регулирование холодопроизводительности холодильной машины производилось следующими способами: понижением температуры кипения в рамках одной ступени производительности, отключением пары цилиндров при большем понижении температуры кипения.

Для расчетов были использованы прикладные программы: BITZER SOFTWARE, GUENTNER GPC, ALFA LAVAL CAS.

Результаты расчетов представлены на в таблице 1 и на рис.2. Первая точка на графике 100% холодопроизводительности соответствует охлаждению только при помощи холодильной машины. Последняя точка 42% соответствует двухступенчатому охлаждению при соотношении холодопроизводительностей холодильной машины -42%, сухой градирни 58%.

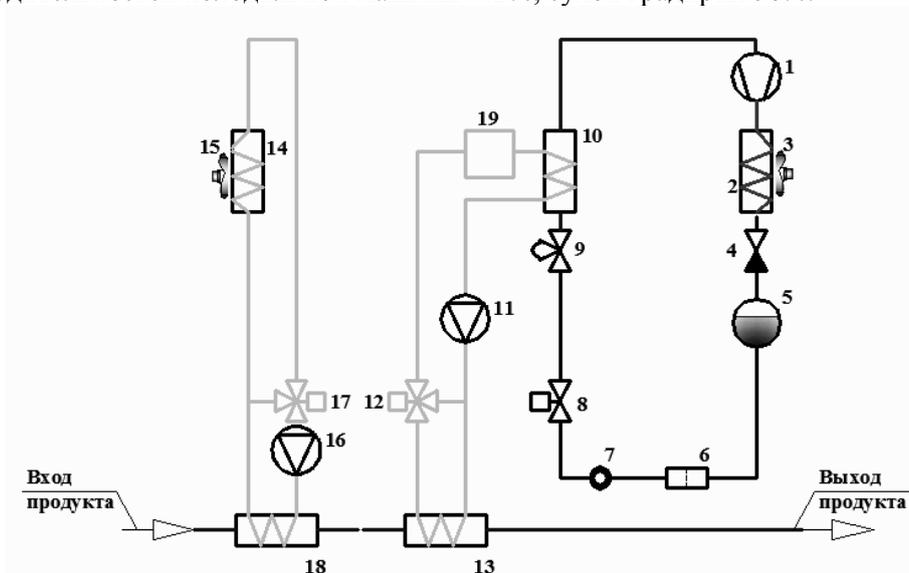


Рисунок 1 - Принципиальная схема установки охлаждения подсолнечного масла:

- 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – вентилятор конденсатора; 4 – обратный клапан; 5 – ресивер;
- 6 – фильтр-осушитель; 7 – смотровой глазок; 8 – соленоидный вентиль; 9 – TRV; 10 – испаритель «фреон-вода»;
- 11 – насос для воды; 12 – трехходовой кран; 13 – теплообменник «масло-вода»; 14 – сухая градирня;
- 15 – вентилятор сухой градирни; 16 – насос для гликоля; 17 – трехходовой кран; 18 – теплообменник «масло-гликоль»;
- 19 – аккумуляционный бак.

Таблица 1 - Варианты комбинированной системы охлаждения

Характеристика комбинированной системы							
Машинное охлаждение, %	100	85	75	69	59	50	42
Естественное охлаждение, %	0	15	25	31	41	50	58
Стоимость оборудования, тыс. грн	229	211	195	189	193	226	250
Стоимость эл.энергии, тыс. грн /год	243	169	125	141	117	85	90
Капитальные и эксплуатационные затраты за 1 год, тыс. грн	473	380	320	330	310	311	340

Как показали расчеты, использование двухступенчатого охлаждения подсолнечного масла снижает стоимость годовых энергозатрат практически в 2 раза при соотношении холодопроизводительности ХМ/СХ порядка 50% на 50%. Минимальная стоимость оборудования для двухступенчатого охлаждения при заданной производительности 2 т/ч порядка 200 тыс. грн при

соотношении холодопроизводительности ХМ/СХ порядка 73% на 27%. Минимальный срок окупаемости двухступенчатой системы охлаждения имеет место для конфигурации системы при соотношении холодопроизводительности ХМ/СХ порядка 59% на 41%.

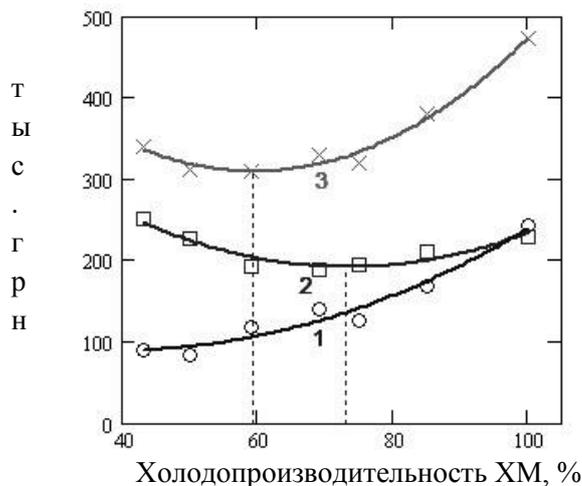


Рисунок 2 - Финансовые затраты на охлаждение подсолнечного масла в зависимости от соотношения холодопроизводительности машинного и естественного охлаждения: 1-годовые затраты на электроэнергию; 2-стоимость оборудования; 3-капитальные и эксплуатационные расходы.

Проведен технико-экономический анализ процесса охлаждения подсолнечного масла в потоке для линии непрерывного разлива производительностью 2т/ч. Предложено использование комбинированной двухступенчатой системы охлаждения: сухая градирня и холодильная машина. Показано, что при оптимальном соотношении холодопроизводительности холодильной машины и сухой градирни порядка 59% на 41% имеют место наименьшие капитальные и эксплуатационные расходы и соответственно минимальный срок окупаемости данной системы охлаждения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Щербаков В.Г. Технология получения растительных масел. Учебник. - М.: Колос, 1992. – 207 с.
2. Топилин Г., Гальцев В., Шерстобитов В. Энергосберегающее оборудование для нейтрализации свободных жирных кислот и дезодорации растительного масла.//НВЖ "Олейно-жировый комплекс".- 2005.- №3 (10). – С. 88-90.
3. Расписание погоды [Электронный ресурс] Режим доступа : [http://trp5.ua/Погода\\_в\\_Украине](http://trp5.ua/Погода_в_Украине). – Дата доступа : 25.01.2013.

УДК 621. 59/56

### АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ФЛЮИДИЗАЦИОННОГО СКОРОМОРОЗИЛЬНОГО АППАРАТА ПРИ РАБОТЕ НА РАЗНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ

Филатов А.С.

Национальный Исследовательский Университет Информационных Технологий Механики и Оптики  
Институт Холода и биотехнологий, г. Санкт-Петербург, Россия  
E-mail: [filatov\\_alex037@mail.ru](mailto:filatov_alex037@mail.ru)

Рост потребления замороженных пищевых продуктов обуславливает необходимость создания полностью автоматизированных и энергоэффективных процессов, что вполне возможно осуществить с помощью применения современных технологий автоматизации совместно с детальным изучением основных слабых мест в имеющемся оборудовании и технологиях. В настоящее время при высоком уровне развития вычислительной техники и наличии мощных пакетов вычислительных программ, некоторые важные процессы изучены недостаточно глубоко. Мировая тенденция создания энергоэффективных систем вызывает необходимость создания более точных и глубоких методик для расчетов и оценок процессов, происходящих в используемых системах.

Рынок скороморозильных аппаратов предлагает широкий ассортимент флюидизационных морозильных аппаратов для обработки различных продуктов. При этом предоставляемая заказчику документация отражает недостаточное количество энергетических и технологических параметров, которые могут понадобиться для оптимального подбора данного типа оборудования. Подбор оборудования, производимый по таким данным, естественно, приведет к погрешностям, в результате которых возможно завышение либо занижение необходимых характеристик. В этой связи заказчику для правильного выбора оборудования необходимо запрашивать у поставщика более детальную информацию, которая будет включать в себя производительность аппарата при использовании конкретного продукта, энергетические показатели при работе в режиме эксплуатации, а также параметры используемого в аппарате холодильного оборудования.

В связи с недостатком исходных данных, влиянием различных технологических режимов и физических свойств продукта, обрабатываемого в рассматриваемых аппаратах, на варианты холодоснабжения, было проведено исследование. В ходе исследования большое внимание было уделено вариантам технологических режимов для одного и того же продукта (клубника) разных геометрических размеров при различных скоростях и температурах внутри флюидизационного аппарата, а также влиянию этих режимов на систему холодоснабжения данного технологического оборудования. Результаты исследования свидетельствуют о влиянии различных технологических режимов и свойств продуктов на процесс замораживания, а также на энергетическую эффективность всего флюидизационного аппарата.

Для исследования был выбран флюидизационный аппарат непрерывного действия. Длина и ширина флюидизационного желоба аппарата были приняты соответственно 6 м и 0,6 м, производительность аппарата 1 тонна в час. Исследование проводилось для клубники с диаметрами 20 мм, 25 мм, 30 мм. Исследования проводились при девяти технологических режимах, для каждого режима температур  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , скорость воздуха принималась равной  $1,5 \cdot w_{\text{ф}}$ ,  $2 \cdot w_{\text{ф}}$ ,  $2,5 \cdot w_{\text{ф}}$ , где:  $w_{\text{ф}}$  – начальная скорость флюидизации, м/с. Результаты полученных данных приведены на графике (рис. 1).

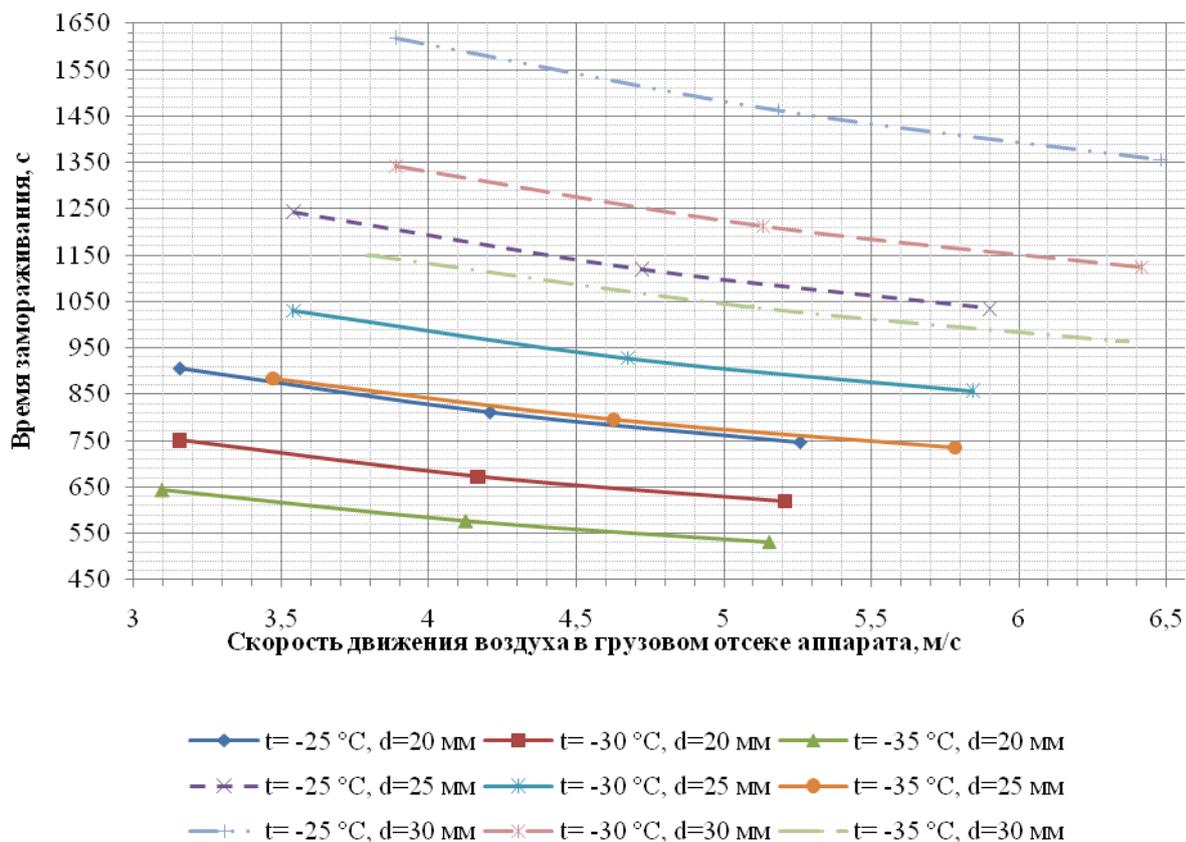


Рисунок 1 - Влияние температуры и скорости воздуха в аппарате на время замораживания (продукт - клубника).

Из диаграммы видно, что для клубники различных размеров при изменении температуры внутри аппарата и изменении скорости воздуха в нём время замораживания также меняется в достаточно широких пределах. Однако, как видно из графика, для некоторых условий скорости замораживания

совпадают. К примеру для клубники диаметром 25 мм и 20 мм, и соответственно температурах  $-35^{\circ}\text{C}$  и  $-25^{\circ}\text{C}$ , при скорости воздуха внутри аппарата в диапазоне от 3,5 м/с до 5,26 м/с, время замораживания будет практически одинаковым. То же самое происходит для клубники диаметром 25 мм и 30 мм при температуре соответственно  $-25^{\circ}\text{C}$  и  $-35^{\circ}\text{C}$ , в диапазоне скорости воздуха от 3,8 м/с до 5,9 м/с. Осуществить различные варианты технологических режимов можно за счет применения различных вариантов сочетания вентиляторов и компрессорно-конденсаторных агрегатов.

При различных режимах работы аппарата высоты насыпного и флюидизированного слоя продукта достаточно сильно различаются. Для исследованных режимов они варьируются в следующих пределах: высота насыпного слоя  $H_{\text{нас}}=0,07-0,22$  м, высота флюидизированного слоя  $H_{\text{ф}}=0,11-0,32$  м. Эти значения существенно влияют на мощность устанавливаемых вентиляторов. Следовательно, для разных режимов работы флюидизационного аппарата требуются разные вентиляторы, на графике (рис 2.) приведены значения мощностей вентиляторов для исследованного аппарата. Как видно из диаграммы наибольшие значения мощности получаются в результате обработки крупных плодов при высокой скорости воздуха внутри аппарата и напротив меньшие значения получаются при обработке плодов при малых скоростях воздуха.

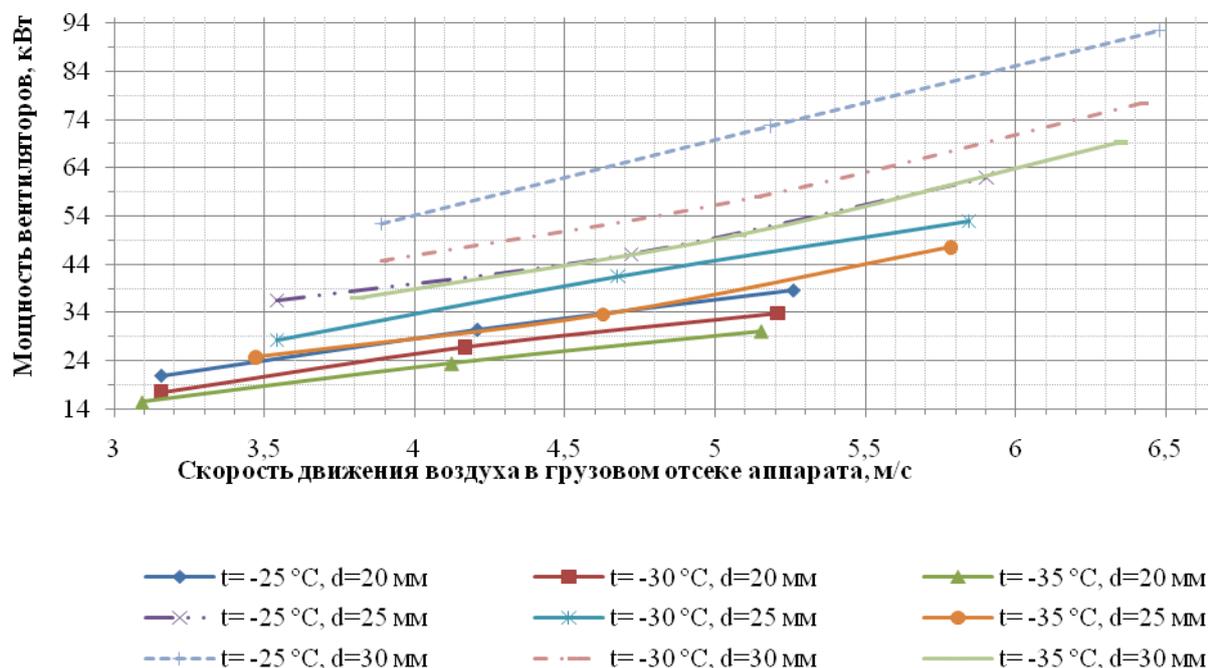


Рисунок 2 - Зависимость мощности вентиляторов от размеров обрабатываемого продукта при разных технологических режимах (продукт - клубника).

Мощность вентиляторов напрямую влияет на мощность применяемой холодильной системы, это видно из формулы расчета тепловой нагрузки на воздухоохладители:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_{4\text{дв}} + Q_{4\text{ок}}, \text{ кВт.}$$

- где:  $Q_1$  – теплоприток через ограждающие конструкции аппарата, кВт  
 $Q_2$  – теплоприток от замораживаемого продукта, кВт  
 $Q_{4\text{дв}}$  – эксплуатационные теплопритоки от двигателей вентиляторов, кВт  
 $Q_{4\text{ок}}$  – эксплуатационные теплопритоки через загрузочные и выгрузочные окна, кВт.

Так как величины  $Q_1$ ,  $Q_{4\text{ок}}$  имеют достаточно низкие значения, а  $Q_2$  не изменяется в связи с тем, что исследования проводились для аппарата непрерывного действия с неизменной производительностью, то мощность выбранных вентиляторов оказывает большую роль. Установка вентиляторов с завышенными значениями мощности приведет к повышенным расходам электроэнергии, а также к установке более дорогостоящего холодильного оборудования.

На диаграмме (рис. 3) представлены зависимости суммарного энергопотребления компрессоров от вариантов технологического режима и обрабатываемого продукта. Даже для одного продукта нагрузки варьируются в достаточно широких пределах. В этой связи при выборе флюидизационного

аппарата необходимо достаточно внимания уделять выбору системы холодоснабжения.

Суммарное энергопотребление электродвигателей компрессоров и вентиляторов является одним из основных энергетических характеристик флюидизационных аппаратов. Зависимость этих параметров от технологического режима представлена на графике (рис. 4).

Как видно из графика при минимальных скоростях движения воздуха имеет место минимальное суммарное энергопотребление.

Влияние различных технологических режимов работы флюидизационных скороморозильных аппаратов достаточно ощутимо и заметно сказывается на энергетических характеристиках системы холодоснабжения. При заказе технолог для выбора наиболее подходящего оборудования должен запрашивать у поставщика более детальную информацию, которая будет включать в себя производительность аппарата при использовании конкретного продукта, энергетические показатели при работе в режиме эксплуатации, а также параметры используемого в аппарате холодильного оборудования.

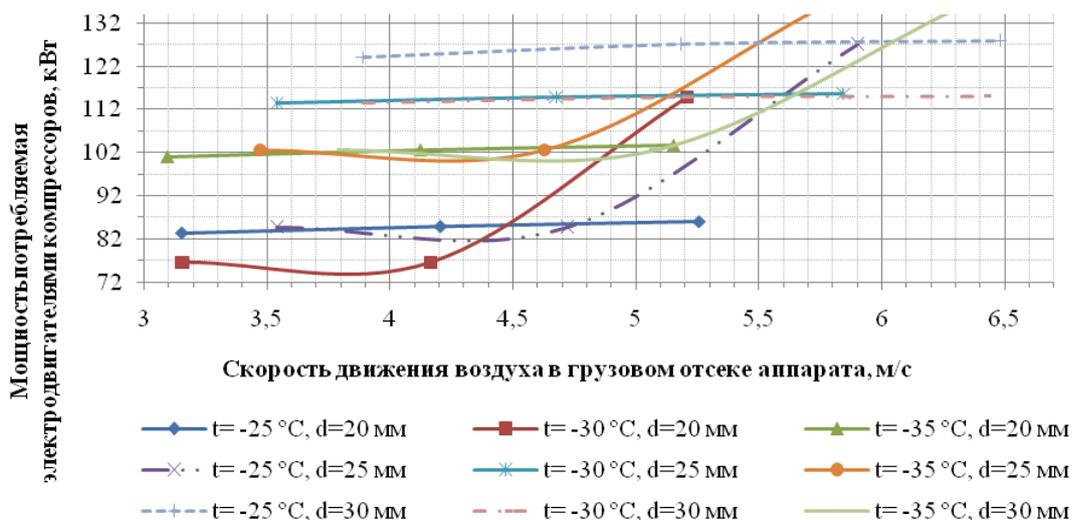


Рисунок 3 - Зависимость энергопотребления электродвигателей компрессоров от технологического режима (продукт - клубника).

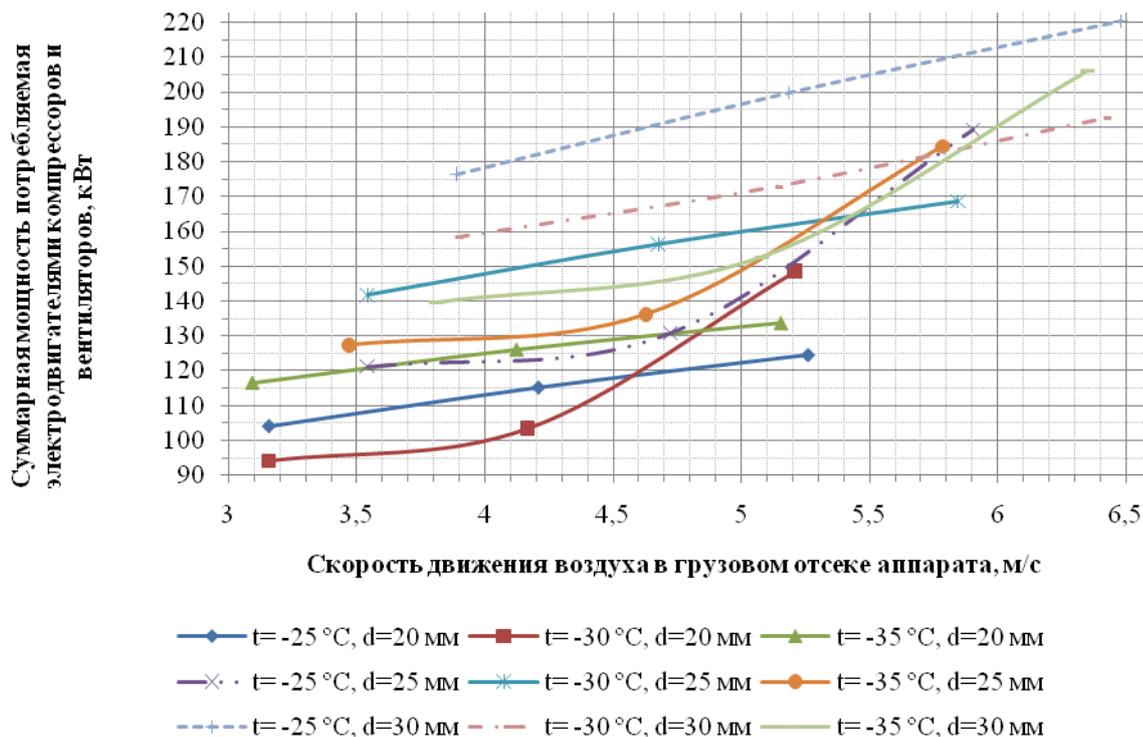


Рисунок 4 - Зависимость суммарного энергопотребления электродвигателей компрессоров и вентиляторов от выбранного технологического режима (продукт - клубника).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бараненко А. В., Куцакова В. Е., Борзенко Е. И., Фролов С. В.. Примеры и задачи по холодильной технологии пищевых продуктов. Ч.3. Теплофизические основы. – М.: КолосС, 2004. – 249 с.: ил. – (Учебники и учеб.пособия для студентов вузов).
2. Постольский Я., Груда З.. Замораживание пищевых продуктов\ пер. с польского Ю. Ф. Заяса, И.Е. Фельдман. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 606 с.
3. Голянд М. М., Малеванный Б. Н., Печатников М. З., Плотников В. Т.. Сборник примеров расчетов и лабораторных работ по курсу «Холодильное технологическое оборудование» - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 168 с.

УДК 621.514

### ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ СХЕМА ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ С ВОДО-ВОДЯНЫМ ЧИЛЛЕРОМ И СИСТЕМОЙ ФРИКУЛИНГА

*Безбородов А.Д., Технический специалист по системам холодоснабжения  
ООО «АиркатКлиматехник» г. Санкт-Петербург, Россия*

Среди энергоэффективных решений в системах холодоснабжения, работающих круглогодично, самым очевидным является применение фрикулинга (от английского freecooling, дословно переводится как свободное охлаждение), который предназначен для охлаждения промежуточного хладоносителя в сухом охладителе, без использования контура хладагента в холодное время года.

Применение такой схемы, когда в теплое время года используется контур хладагента, а в холодное фрикулинг, имеет несколько существенных достоинств:

- Значительно уменьшается потребление электроэнергии в холодный период года;
- Увеличивается срок службы компрессоров чиллера;
- Отсутствует ограничение работы системы по минимальной наружной температуре.

При температуре наружного воздуха ниже  $-15^{\circ}\text{C}$  такая система работает стабильней и исключает «тяжелые» условия эксплуатации чиллера.

Ориентировочный срок окупаемости системы фрикулинга зависит от капитальных затрат, времени использования естественного холода, разницы потребляемых мощностей, тарифов на электроэнергию и других факторов. Обоснованность применения фрикулинга в холодильной системе в большей степени зависит от количества дней в году со среднесуточной температурой ниже температуры хладоносителя для данной местности. Пример для некоторых городов России из СНиП 23-01-99 «Строительная климатология»:

Город	Продолжительность суток, со средней суточной температурой воздуха		
	$\leq 0^{\circ}\text{C}$	$\leq 8^{\circ}\text{C}$	$\leq 10^{\circ}\text{C}$
Архангельск	177	253	273
Екатеринбург	168	230	245
Иркутск	177	240	258
Казань	156	215	229
Москва	145	214	231
Мурманск	187	275	302
Нижний Новгород	151	215	231
Новосибирск	178	230	243
Санкт-Петербург	139	220	239

Время использования фрикулинга зависит не только от уличной температуры, но и от схемного решения. Рассмотрим наиболее часто применяемые схемы.

Схема 1. Чиллер наружного размещения с сухим охладителем.

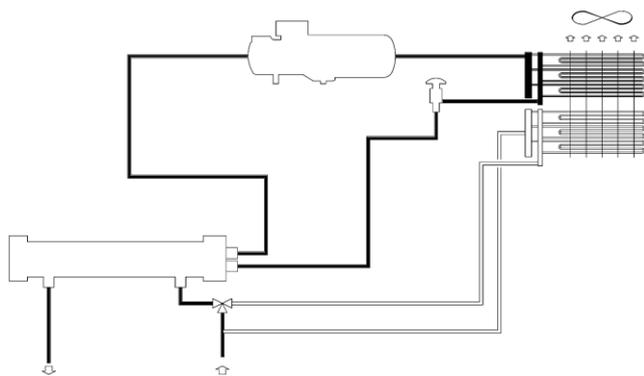


Рисунок 1.

Хладоноситель – гликолевый раствор. Если невозможно его использование во всей системе, то контур разделяют промежуточным теплообменником на водяной и гликолевый контуры с насосной группой в каждом.

#### Теплый период года (рис. 1).

Хладоноситель через трехходовой клапан направляется в испаритель, где происходит его охлаждение до заданной температуры. То есть используется только чиллер.

#### Переходный период (рис. 2).

Хладоноситель через трехходовой клапан направляется сначала в сухой охладитель, где происходит его частичное охлаждение, затем в испаритель, где происходит до охлаждения до заданной температуры. То есть контур хладагента и фрикулинг используются совместно.

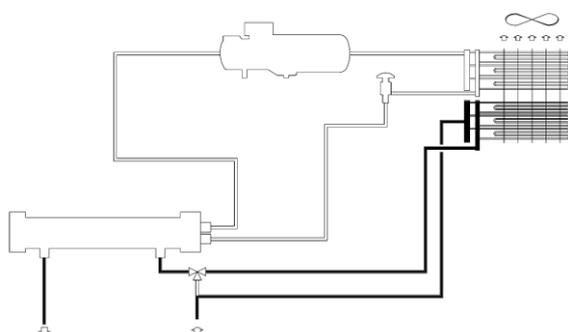


Рисунок 3.

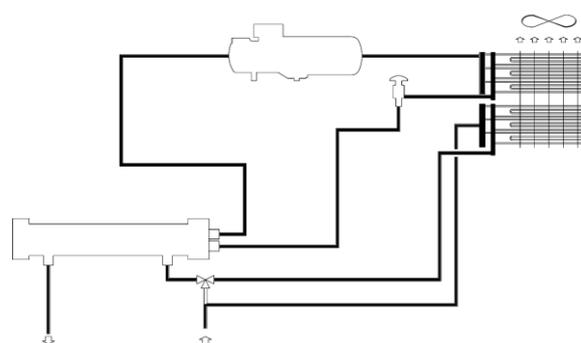


Рисунок 2.

#### Холодный период (рис. 3).

Хладоноситель через трехходовой клапан направляется в сухой охладитель, где происходит его охлаждение до заданной температуры, затем в испаритель. Компрессоры в этом случае не включаются, так как заданная температура достигнута. То есть используется только фрикулинг.

Такая схема имеет хорошие показатели энергоэффективности, однако применение чиллера наружного размещения не всегда возможно.

Схема 2. Чиллер внутреннего размещения, сухой охладитель и промежуточный теплообменник (два режима работы).

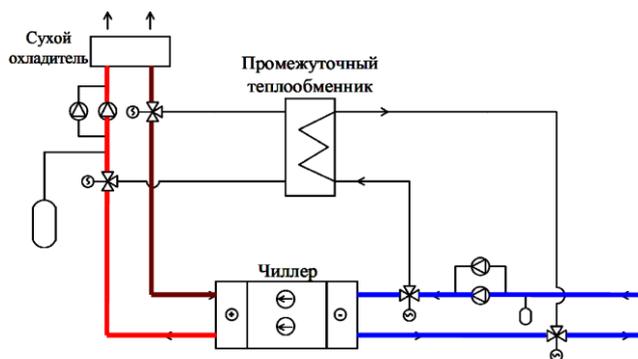


Рисунок 4.

#### Теплый период года (рис. 4).

Вода трехходовыми клапанами направляется в испаритель, где происходит ее охлаждение до заданной температуры. Теплота конденсации переносится гликолевым раствором через трехходовые клапаны в сухой охладитель и сбрасывается в атмосферу. То есть используется только чиллер.

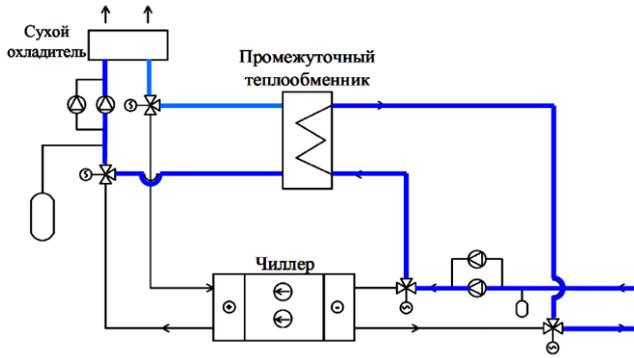


Рисунок 5.

### Холодный период (рис. 5).

Вода трехходовыми клапанами направляется в промежуточный теплообменник, где происходит ее охлаждение до заданной температуры. Трехходовые клапаны направляют охлажденный в сухом охладителе гликолевый раствор в промежуточный теплообменник для охлаждения воды. То есть используется только фрикулинг.

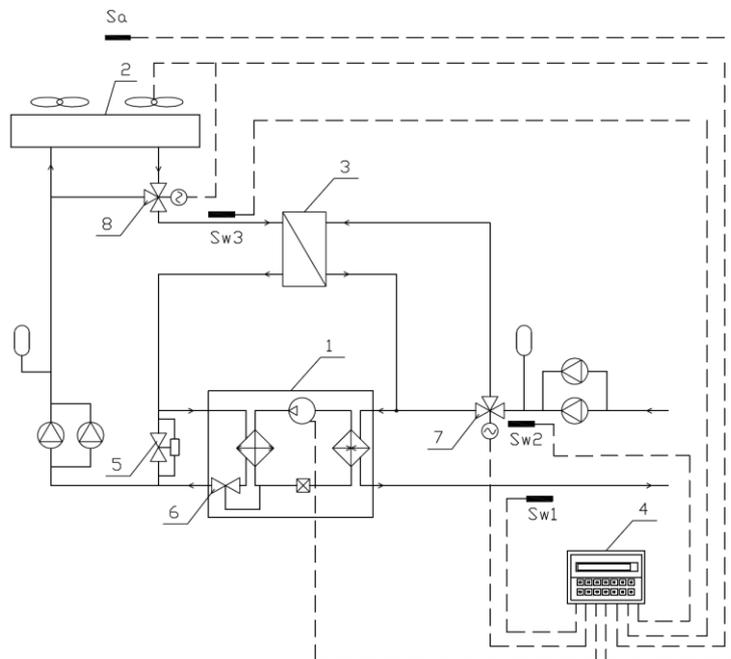
Такая схема вполне работоспособна и проста, но при ее применении невозможно совместное использование контура хладагента и фрикулинга в переходный период.

Нашей компанией была разработана схема холодильной системы с фрикулингом на базе водоводяного чиллера BlueBox, которая позволяет в переходный период совместно использовать контур хладагента и фрикулинг.

Система включает в себя следующие основные элементы: чиллер (вода-вода), сухая градирня, промежуточный теплообменник и две насосные группы. Первая насосная группа на стороне охлаждаемой воды в контуре потребителей холода, промежуточного теплообменника и испарителя чиллера, вторая на стороне гликолевого раствора в контуре сухой градирни, промежуточного теплообменника и конденсатора чиллера. Холодильная система включает в себя интегрированную автоматику, осуществляющую полностью автоматическое управление и регулирование.

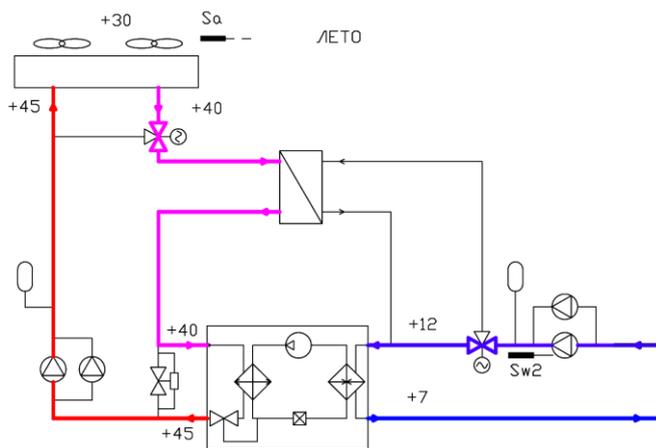
Схема 3. Чиллер внутреннего размещения, сухой охладитель и промежуточный теплообменник (три режима работы).

ПРИНЦИПАЛЬНАЯ СХЕМА



- 1 – Чиллер
- 2 – Сухая градирня
- 3 – Промежуточный теплообменник
- 4 – Контроллер
- 5 – Перепускной клапан
- 6 – 2-х ходовой клапан – регулятор давления конденсации в составе чиллера
- 7 – 3-х ходовой клапан переключения в режим «freecooling»
- 8 – 3-х ходовой клапан регулирования производительности промежуточного теплообменного агрегата

- Sw1 – датчик температуры охлаждаемой воды
- Sw2 – датчик температуры обратной воды
- Sw3 – датчик температуры гликолевого раствора на входе в промежуточный теплообменник
- Sa – датчик температуры наружного воздуха



### Теплый период.

#### Водяной контур.

При температуре окружающего воздуха (по датчику Sa) выше температуры обратной воды (по датчику Sw2), вода через трехходовой клапан поступает напрямую в испаритель чиллера, где охлаждается до заданной температуры, а далее направляется к потребителям холода.

#### Гликолевый контур.

Гликолевый раствор охлаждается в сухой градирне, проходит через промежуточный теплообменник без процесса теплообмена и направляется в конденсатор и отводит теплоту конденсации, а далее насосами направляется вновь в сухую градирню для охлаждения.

### Переходный период.

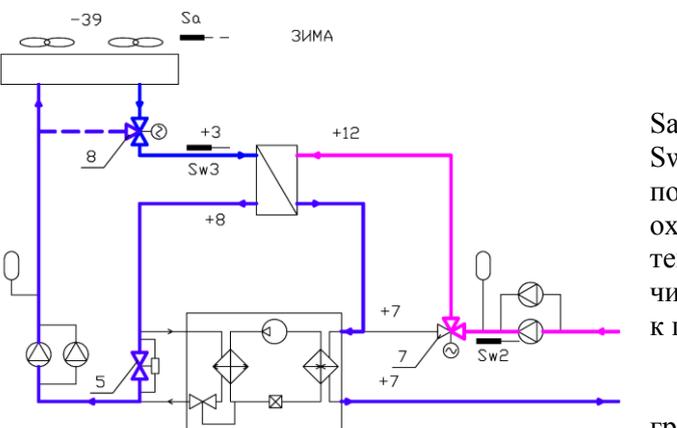
#### Водяной контур.

Если температура уличного воздуха (по датчику Sa) опускается ниже температуры обратной воды (по датчику Sw2), поток этой жидкости через трехходовой клапан (7) поступает в промежуточный теплообменник, где охлаждается гликолевым раствором. При этом температура воды не достигает заданного значения. Далее вода направляется в испаритель чиллера, где охлаждается до заданного значения температуры. Холодильная установка в этом случае работает не на полную мощность, которая будет снижаться по мере понижения температуры уличного

воздуха до момента полного перехода на свободное охлаждение.

#### Гликолевый контур.

Гликолевый раствор охлаждается в сухой градирне и направляется в промежуточный теплообменник, где охлаждает воду контура потребителей на 1 – 4°C, и далее в конденсатор. Поскольку температура жидкости на входе в конденсатор низкая, давление конденсации регулируется двухходовым клапаном (6). Часть потока направляется в конденсатор и отводит теплоту конденсации, а часть проходит через байпасную линию с перепускным клапаном (5).



### Холодный период.

#### Водяной контур.

Температура уличного воздуха (по датчику Sa) ниже температуры обратной воды (по датчику Sw2), поток воды через трехходовой клапан (7) поступает в промежуточный теплообменник, где охлаждается гликолевым раствором до заданной температуры. Далее проходит через испаритель чиллера без процесса теплообмена и направляется к потребителям холода.

#### Гликолевый контур.

Гликолевый раствор охлаждается в сухой градирне и направляется в промежуточный теплообменник, где охлаждает воду контура потребителей до заданной температуры. Далее через байпасную линию с перепускным клапаном 5 поступает в сухой охладитель.

При низких температурах уличного воздуха, для поддержания заданной температуры охлаждаемой жидкости (по датчику Sw3), уменьшается расход воздуха через теплообменник сухого охладителя за счет изменения частоты вращения вентиляторов.

При очень низких значениях температуры окружающего воздуха и нулевом потоке воздуха через сухой охладитель (выключенных вентиляторах) температура охлаждаемой жидкости на выходе может быть ниже заданной. Трехходовой клапан (8) смешивает поток из сухого охладителя и поток от насосов через байпасную линию, минуя сухой охладитель. Далее поток гликолевого раствора с необходимой температурой (выше 0°C), направляется в промежуточный теплообменник. Таким образом, обеспечивается надежная работоспособность установки при очень низких температурах окружающего воздуха без опасности разморозить промежуточный теплообменник.

УДК663.5 : 663.26

## ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ УТИЛИЗАЦИИ ПОСЛЕСПИРТОВОЙ БАРДЫ

*Суржко О.А., д.т.н., профессор; Грибут Е.А.*

*Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) им. М.И. Платова, Россия*

*E-mail: eng\_ecology@bk.ru*

В настоящее время в Российской Федерации послеспиртовая барда является малоиспользуемым или вообще не используемым крупнотоннажным, агрессивным, быстрозакисающим отходом спиртового производства.

Барда, с одной стороны, обладает высоким ресурсным потенциалом (материальным и энергетическим), с другой – наносит значительный экологический ущерб окружающей среде [1].

Проблема полной утилизации барды с позиции энергоэффективности, ресурсосбережения и экологии актуальна и не полностью решена. В настоящее время существуют следующие технологии утилизации барды: технология получения сухопродукта за счет сушки обезвоженной части барды (DDGS, DDG, DDS, WDG, CDG, WDGS,) с различными вариантами обезвреживания жидкой фазы; технология получения кормовых дрожжей из цельной барды; мембранная технология с разделением барды на фазы и возвратом жидкой фазы в производство; биотехнология; консервация барды; технология упаривания фугата; технология аэробной переработки барды с получением концентрированных кормовых дрожжей; технология сбраживания барды с получением метана. Основным недостатком этих технологий являются высокие энергозатраты на сушку барды, что не отвечает требованиям энергоэффективности и ресурсосбережения [3].

Переработка послеспиртовой барды сегодня становится не менее важной и экономически привлекательной задачей, чем производство самого спирта. Организация переработки барды в высокоэффективный продукт будет способствовать организации нового высокорентабельного бизнеса [4].

Реализация комплексных технологий позволит обеспечить безотходную переработку барды в пищевые и кормовые добавки, снизить себестоимость спирта на 25-30%, решить экологические проблемы спиртовой отрасли.

Повторное использование хлебной барды не является новшеством. Посредством возврата жидкой составляющей барды (30%) можно достичь повышения выхода спирта, т.к. с бардой возвращаются остатки крахмала и сахара. Возврат очищенной воды также способствует обогащению солода солями и питательными веществами, что не мешает работе энзимов и дрожжей.

Целью работы является разработка энергоэффективной технологии обработки послеспиртовой барды с получением кормового продукта для животных и очищенной воды, возвращаемой в основной технологический цикл, решение проблем ресурсосбережения и достижения высокого уровня защиты окружающей среды.

Объектом исследований являются современные технологии обработки и утилизации послеспиртовой барды, в частности процессы, аппараты и сооружения обеспечивающие их энергоэффективность.

Приведена технико-экономическая оценка технологии утилизации послеспиртовой барды.

Анализ научно-технической информации и сложившейся патентной ситуации в отношении способов утилизации послеспиртовой барды, в основе которой лежит патентование изобретений в нашей стране и за рубежом, позволил сделать вывод, что ведущей страной в данной области является Российская Федерация.

С целью изучения потенциала экономии тепловой энергии, природной воды и электроэнергии в 2011 году была выполнена первая фаза энергетического анализа, который включает в себя оценку текущей ситуации и предложения по экономии электроэнергии и воды.

На основании патентного поиска (классы патентов C12F3/10, A23K3/00, C12G3/12), литературного обзора и собственного исследования предложена новая инновационная ресурсосберегающая технология полной утилизации послеспиртовой барды с использованием усовершенствованной авторами сушилки (рис.1).

В основе данной работы лежит идея авторов в использовании тепловой энергии горячей барды (105°C) для сушки осадка. Для достижения этой цели проведен теплотехнический расчет и разработаны мероприятия для усовершенствования конструкции сушилки, в которой теплоносителем является горячая барда. В этом случае достигается экономия энергоресурсов на сушку твердой фазы барды, исключение стадии охлаждения, ускорение процесса за счет обнуления времени остывания барды для её последующей обработки (обязательный процесс в существующих технологиях), что значительно снижает капитальные затраты на строительство ёмкостных сооружений (приёмных резервуаров).

На рисунке 1 представлена схема технологии утилизации барды, разработанная с использованием методологии построения малоотходных и ресурсосберегающих технологий.

После обработки жидкой фазы барды реагентами с последовательным применением блоков ультра- и нанофильтрации получаем очищенную воду для возврата в основной технологический процесс, т.е. практически разработали технологию рециклинга наиболее приоритетную в области управления отходами [5]. Важно отметить, что одним из компонентов «сиропа», образующегося после блоков фильтрации, являются аминокислоты, прежде всего, глутаминовая и аспарагиновая, а также пролин, валин и фенилаланин, которые применяются в фармакологии и косметологии и являются дорогостоящим товарным продуктом.

Проблема обработки жидкой фазы барды решена путём подбора флокулянтов, что позволяет наиболее эффективно разделить барду на твердую и жидкую фазы. Обработка жидкой фазы барды реагентами с последующим применением блоков ультра- и нанофильтрации позволит до 80 % очищенной воды вернуть в технологический процесс. Установлено, что применение известного, но дорогостоящего флокулянта «Праестол» на стадии осветления жидкой фазы барды нецелесообразно. Экспериментально авторами доказано, что необходимо использовать Российские препараты, такие как КФ-91 (поли-1,2-диметил-5-винилпиридиний метилсульфат). Использование данного реагента позволяет уменьшить затраты и получить приемлемую цену за утилизацию барды, составляющую примерно 3,8 \$ за 1м<sup>3</sup>.

Проведена работа по автоматизации технологического процесса утилизации послеспиртовой барды, в частности выбрана архитектура системы управления процесса сушки. В усовершенствованной сушилке контролируются следующие параметры: расход барды (теплоносителя) и ее температура на входе и выходе, влажность осадка до и после сушилки.

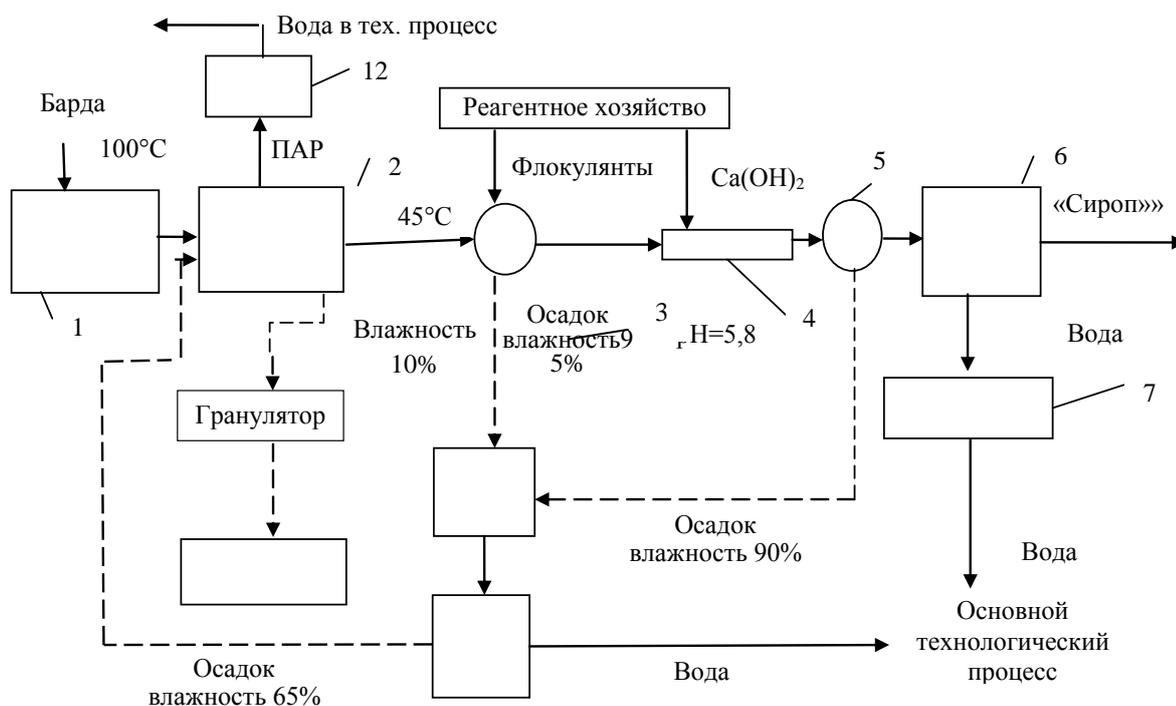


Рисунок 1 - Технологическая схема полной утилизации послеспиртовой барды:

1- приемный резервуар; 2-специальная сушилка; 3- отстойник-сгуститель; 4- смеситель; 5- отстойник;

6- блок ультра - и нанофльтрации; 7- резервуар; 8-приемный резервуар; 9- пресси-шнековый сепаратор; 10- автоматическая линия по упаковке гранул; 11- гранулятор; 12- конденсатор.

Авторами проведены технико-экономические расчёты для спиртового завода производительностью 1800 дал/сут, позволившие оценить экономическую целесообразность внедрения предлагаемого проекта [6]. Горячая барда, являясь теплоносителем для сушки осадка, отдаёт примерно 380 кВт · ч энергии, что в пересчёте на денежный эквивалент составит 326,4 тыс. \$ в год, а продажа гранулированного сухого осадка барды позволит получить 658,2 тыс. \$ в год. (в ценах 2007 года). В 2011г. средняя цена за 1 тонну сухого осадка полученного по технологии DDGS в ОАО «Исток» составляла 81,2 \$, а в ОАО «Татспиртпром» 93,8 \$.

Проведена экологическая оценка воздействия на окружающую среду спиртазаводов при исключении сброса неочищенной барды и использовании 80% очищенной воды в основном технологическом процессе. Предотвращённый экологический ущерб составляет 55,9 тыс. \$ в год.

Экологичность предлагаемой технологии утилизации послеспиртовой барды заключается в следующем:

1. Прекращаем сброс агрессивной барды на локальные канализационные очистные сооружения или объекты окружающей среды;
2. Утилизируем тепловую энергию послеспиртовой барды;
3. Уменьшаем потребление (на 80%) природной воды;
4. Полностью выделяем ценные компоненты барды с получением готовой товарной продукции - гранул пищевой добавки для животных;
5. Получаем концентрат аминокислот, широко используемый в промышленности, что позволяет уменьшить их производство на химических заводах, сильно загрязняющих окружающую среду.

Конкурентное преимущество технологии заключается в сокращении потребления электроэнергии – 380 кВт/ч на сушку барды, уменьшении затрат на покупку природной воды в размере 151,96 тыс. \$. (тариф для Ростовской области), получении прибыли за счёт продажи кормовой добавки – 658,8 тыс. \$. руб. в год и концентрата аминокислот.

Предложенная технология утилизации послеспиртовой барды является энергоэффективной, ресурсосберегающей и экологичной. Анализ экономических параметров утилизации барды в усовершенствованной сушилке позволяют сделать вывод о существенном уменьшении затрат на сушку барды.

Полученные результаты позволяют отнести данную разработку к разряду наилучших доступных технологий, т.к. она отвечает экологическим критериям по обеспечению комплексного предотвращения загрязнения окружающей среды, сокращению образования отходов, снижению энергоемкостей и ресурсоемкостей производства спирта.

Представленный проект имеет практическое значение и может быть реализован на спиртовых, пивоваренных и дрожжевых заводах. Авторы заинтересованы в широком внедрении представленной технологии.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грибут Е.А., Суржко О.А. Эколого-экономическая оценка утилизации послеспиртовой барды// Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион.- 2012.- №4.
2. Журба О.С., Шереверов В.Д., Ненайденко Г.Н., Баусов А.М, Сибирякова Т.В. Послеспиртовая барда в качестве органического удобрения//Ликероводоч. пр-во и виноделие.- 2008.- №7 (103).
3. ГОСТ Р 54199-2010. Ресурсосбережение. Промышленное производство. Руководство по применению наилучших доступных технологий для повышения энергоэффективности.
4. Мордвинова Е.М. Биоконсервация послеспиртовой барды в белковый кормовой продукт: автореф. дис. канд. биол. наук / Е.М. Мордвинова; Мос. гос. ун-т инженерной экологии (МГУИЭ). – Москва, 2009г. – 24 с.
5. Первов А.Г., Смирнов Д.Г., Мотовилова Н.Б. Мембранные технологии для доочистки сточных вод и их повторного использования// Водоснабжение и сан.техника.- 2009.- №7.
6. Прейскурант № 05-01. Оптовые цены на химическую продукцию общепромышленного назначения. М.: Прейскурант, 2007.

## РАЗРАБОТКА КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Ташибаева А.Е., профессор, к.т.н., Хан С.Г.

Алматинский университет энергетики и связи, г. Алматы, Республика Казахстан

E-mail: ainur\_16611@mail.ru, khansvetlana@rambler.ru

В настоящее время для комбинированных систем теплоснабжения из всех видов возобновляемых источников наиболее широко используется солнечная энергия, технологии преобразования которой в тепловую энергию наиболее развиты и широко распространены.

Основными составляющими проектируемой комбинированной системы теплоснабжения жилого помещения были выбраны тепловой насос «вода-вода», дизель-генераторная установка, солнечный коллектор.

Для проектируемой комбинированной системы теплоснабжения жилого помещения была использована идея выработки тепла в первом контуре тригенерационной установки.

Контур I включает в себя 1 – двигатель, 2 – бак-аккумулятор (БА), 3 – теплообменник выхлопные газы – вода, 4 – трехходовой клапан, 5 – система аварийного охлаждения, 6 – электрогенератор, 7 – циркуляционный насос (рис. 1).

В контуре I теплота отбирается от систем охлаждения двигателя и выпуска отработавших газов. Происходит ступенчатый подогрев сетевой воды, теплоноситель, проходя последовательно систему охлаждения двигателя 1, рекуператор тепла отходящих газов 3, а затем встроенный теплообменник бойлера 2, подогревается до расчетной температуры [1-3].

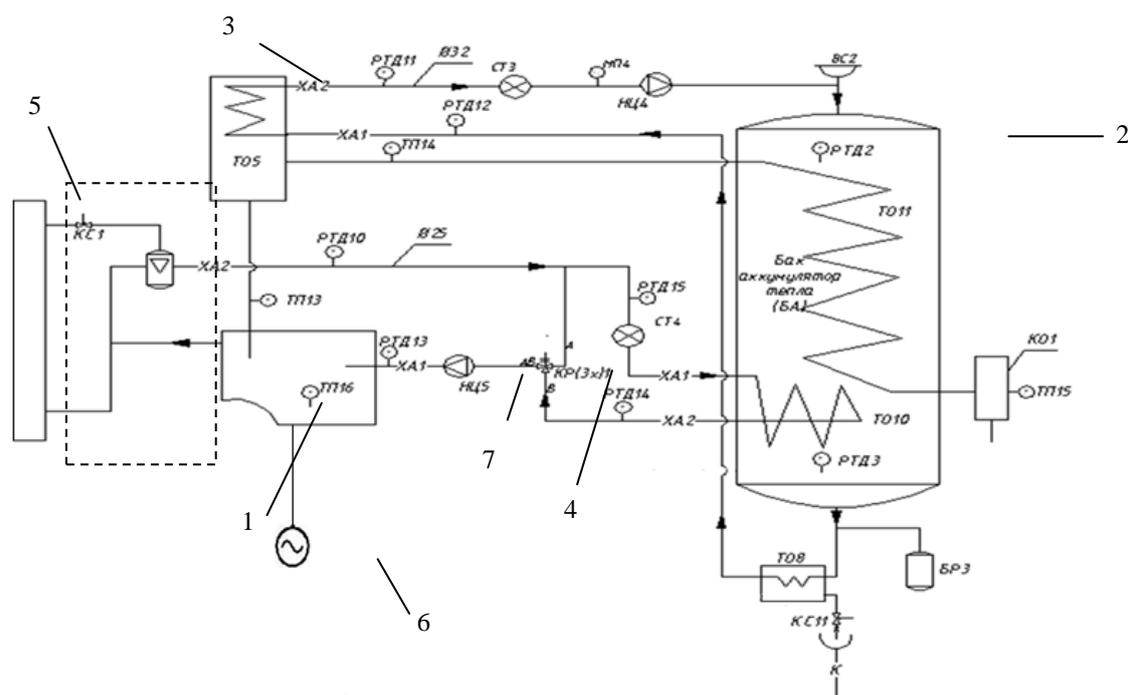


Рисунок 1 - Контур выработки тепла (контур I) тригенерационной установкой учебно-научной лаборатории «Энергосбережение и нетрадиционные возобновляемые источники энергии» АУЭС.

После исследования основных составляющих частей комбинированной системы теплоснабжения был осуществлен выбор оборудования данной системы для жилого помещения - одноэтажного коттеджа площадью 120 м<sup>2</sup>.

Выбор дизельного генератора осуществили по значению электрической мощности, отпускаемой потребителю. Она составляет 5 кВт. Был подобран дизельный генератор FG Wilson K8-1 мощностью 6 кВт [4].

Исходными данными для расчета солнечного коллектора площадью 2 м<sup>2</sup> были поток солнечной энергии, падающий на поверхность коллектора-700 Вт/м<sup>2</sup> (коллектор установлен под углом 43°-широта города Алматы), теплоемкость воды-4200 Дж/кг\*град и известное соотношение между

тепловыми Ваттами и Джоулями-1 Ватт\*час = 3600 Дж. Используя эти данные, вычислили условную величину-1200 /кг\*град. Это число показывает, сколько килограммов воды на сколько градусов можно нагреть за 1 час в солнечном коллекторе площадью в 2 м<sup>2</sup>. Цифру 1200 можно считать действительной только для температур в пределах 10-70°C. Что же значат эти 1200 /кг\*град? Это значит, что солнечный коллектор нагреет за 1 час: 250 литров на 5 °С; 200 литров на 6°C; 100 литров на 12°C ; 50 литров на 24°C [5]. Подобран солнечный коллектор Thermotech FP202[6].

Для расчета теплового насоса необходимо рассчитать тепловую мощность, которая необходима для отопления выбранного жилого помещения - одноэтажного коттеджа площадью 120 м<sup>2</sup>. Рассчитать ее можно по следующей формуле:  $V * T * K$  (ккал/ч), где V-объем отапливаемого помещения, T- разница между температурой воздуха вне помещения и необходимой температурой внутри помещения (°С), K-коэффициент рассеяния[7]. Принимая следующие исходные данные: V=336 м<sup>3</sup>, K=1 (коэффициент рассеяния для жилого помещения со средней теплоизоляцией), T=18 °С-(-20°C)=38°C, получили следующее значение тепловой мощности для коттеджа-12768 ккал/ч (14,8 кВт). По полученной тепловой мощности был подобран тепловой насос ClimateMaster TMW060 [8].

После подбора оборудования для проектируемой системы теплоснабжения разработали алгоритм ее функционирования (рис. 2). Предполагается 2 режима работы системы: режим «лето» и режим «зима».

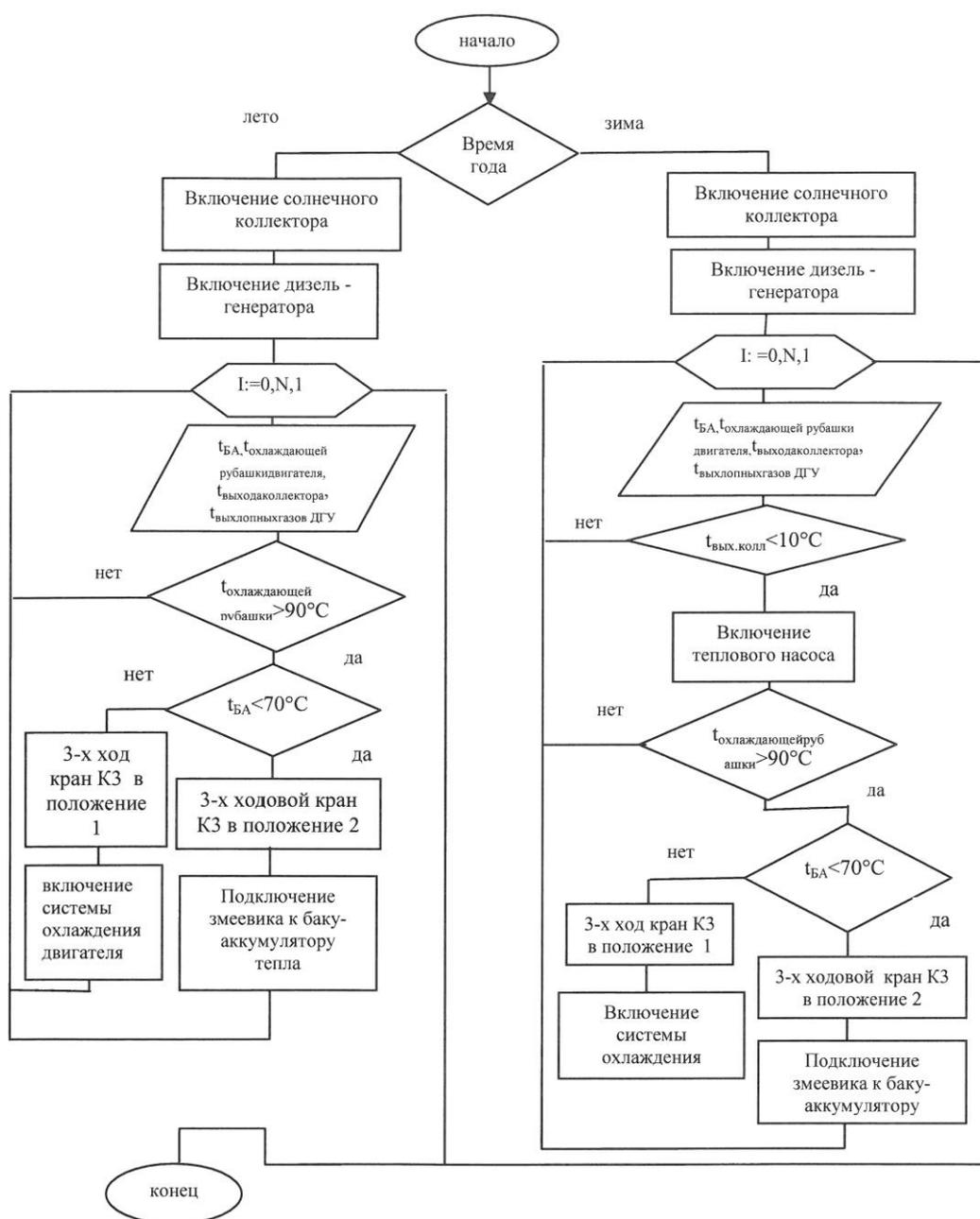


Рисунок 2 - Алгоритм работы комбинированной системы теплоснабжения на базе возобновляемых источников энергии.

Для запуска комбинированной системы теплоснабжения необходимо выбрать режим работы – «зима» или «лето». Режим «зима» предполагает решение задач горячего водоснабжения и отопления, для чего в комбинированной системе теплоснабжения предусмотрены солнечный коллектор, тепловой насос и дизель-генераторная установка. Через некоторое время совместной работы солнечного коллектора и дизель-генераторной установки включаем цикл опроса датчиков, измеряющих температуру воды в баке-аккумуляторе дизель-генераторной установки, в рубашке охлаждения дизельного двигателя в дизель-генераторной установке, температуру воды на выходе коллектора, а также температуру выхлопных газов на выходе дизель - генератора. Если температура воды на выходе солнечного коллектора меньше  $10^{\circ}\text{C}$ , то необходимо включить тепловой насос. После теплообмена с хладагентом в испарителе, вода с выхода солнечного коллектора снова поступает на его вход. Хладагент, после теплообмена с водой с выхода солнечного коллектора, начинает кипеть, затем производится его сжатие компрессором, в результате чего резко повышается температура и давление данной легкокипящей жидкости. В конденсаторе происходит теплообмен между нагретым хладагентом и водой из системы отопления. В цикле опроса датчиков температуры необходимо также проверить температуру воды в системе охлаждения двигателя и температуру воды в баке-аккумуляторе, если температура воды в баке-аккумуляторе меньше  $70^{\circ}\text{C}$ , а температура воды в системе охлаждения двигателя превышает  $90^{\circ}\text{C}$ , то необходимо трехходовой кран КЗ открыть в направлении 1-то есть подключить змеевик в баке-аккумуляторе для теплообмена между водой из системы охлаждения двигателя и водой из бака-аккумулятора. Если же температура воды в баке-аккумуляторе превышает  $70^{\circ}\text{C}$ , и температура жидкости в системе охлаждения двигателя выше  $90^{\circ}\text{C}$ , то трехходовой кран КЗ необходимо открыть в направлении 2-го, то есть направить воду из бака-аккумулятора в систему охлаждения двигателя. Количество опросов датчиков температуры задается в цикле for переменной N.

Следующий режим работы комбинированной системы теплоснабжения - режим «лето». В данном режиме работы решается задача горячего водоснабжения, для этого в системе функционируют солнечный коллектор и дизель-генераторная установка. После включения этих составляющих комбинированной системы теплоснабжения, запускается цикл опроса температурных датчиков, производящих измерение температуры воды на выходе солнечного коллектора, температуры воды в баке-аккумуляторе тепловой энергии дизель-генераторной установки, температуры выхлопных газов после дизель – генератора, и температуры воды в системе охлаждения двигателя. Если температура воды в баке-аккумуляторе меньше  $70^{\circ}\text{C}$ , а температура в системе охлаждения двигателя превышает  $90^{\circ}\text{C}$ , то необходимо трехходовой кран КЗ открыть в направлении 1-то есть подключить змеевик в баке-аккумуляторе для теплообмена между водой из системы охлаждения двигателя и водой из бака-аккумулятора тепловой энергии. Если же температура воды в баке-аккумуляторе превышает  $70^{\circ}\text{C}$ , и температура жидкости в системе охлаждения двигателя выше  $90^{\circ}\text{C}$ , то трехходовой кран КЗ необходимо открыть в направлении 2 - то есть направить воду из бака-аккумулятора в систему охлаждения двигателя. Количество опросов датчиков температуры задается в цикле for с помощью переменной N.

По построенному алгоритму, описание которого приведено выше, построен интерфейс проектируемой комбинированной системы теплоснабжения на базе возобновляемых источников энергии в среде графического программирования NI LabVIEW (рис. 3).

LabVIEW представляет собой высокоэффективную среду графического программирования, в которой можно создавать гибкие и масштабируемые приложения измерений, управления и тестирования с минимальными временными и денежными затратами. NI LabVIEW сочетает в себе гибкость традиционного языка программирования с интерактивной технологией экспресс-виртуальные приборы, которая включает в себя автоматическое создание кода, использование помощников при конфигурировании измерений, шаблоны приложений и настраиваемые экспресс-виртуальные приборы. Благодаря этим особенностям и новички, и эксперты могут легко и быстро создавать приложения в NI LabVIEW. Интуитивно понятный процесс графического программирования позволяет уделять больше внимания решению проблем, связанных с измерениями и управлением, а не программированию.

Программные приложения, создаваемые в NI LabVIEW, носят название виртуальных приборов. Виртуальный прибор состоит из двух основных частей:

- передняя или лицевая панель (Front Panel), представляющая собой интерактивный интерфейс пользователя и имитирующая панель некоторого пульта управления, на котором размещаются кнопки, переключатели, индикаторы, диаграммы, графики и другие средства отображения и управления;
- функциональная панель или блок-схема (Block-diagram), представляющая собой иллюстрированный алгоритм действий виртуального прибора, одновременно являющийся исходным текстом виртуального прибора, в которой с помощью языка G осуществляется процесс разработки

исходного кода виртуального инструмента в виде отдельных графических пиктограмм, осуществляющих различные функции, и связей между ними.

Построенный интерфейс комбинированной системы теплоснабжения показывает результат выполнения алгоритма с его задачами управления и измерения. В задачу измерения входит измерение температуры нагретой воды после солнечного коллектора, температуры воды на входе, выходе теплового насоса, температур выхлопных газов и воды в различных частях дизель-генераторной установки (в баке-аккумуляторе тепловой энергии, в системе охлаждения двигателя, в системе утилизации тепла выхлопных газов), давления воды до и после теплового насоса, расхода воды в системе отопления. На интерфейсе показаны места установки датчиков с оцифрованными значениями. В задачу управления входит управление трехходовыми кранами K1 и K2 для переключения режимов работы системы (режимы «лето» и «зима»), а также управление трехходовым краном K3 для подключения системы охлаждения двигателя к баку-аккумулятору.

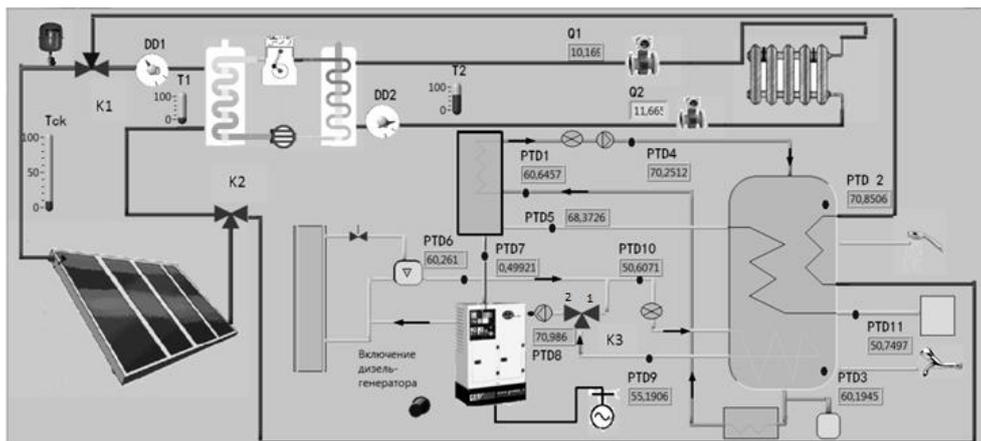


Рисунок 3- Интерфейс комбинированной системы теплоснабжения на базе возобновляемых источников энергии

В режиме «зима» (рис. 4) используются следующие составляющие комбинированной системы теплоснабжения - солнечный коллектор, тепловой насос и дизель-генераторная установка. Нагретая вода на выходе солнечных коллекторов поступает на вход теплового насоса «вода-вода», затем отдает тепло фреону, находящемуся в испарителе, и возвращается на вход солнечного коллектора. Фреон, получив тепло от нагретой воды в коллекторе, начинает закипать, затем переходит в газообразную фазу и далее поступает на компрессор, где повышается его давление, и соответственно, температура. Фреон с увеличенным давлением и температурой в газообразном состоянии поступает в конденсатор, где передает свое тепло воде из системы отопления, после этого его температура и давление уменьшаются, он переходит в жидкую фазу и далее с помощью дроссельного клапана производится уменьшение его температуры и давления. Далее процесс может быть проведен повторно.

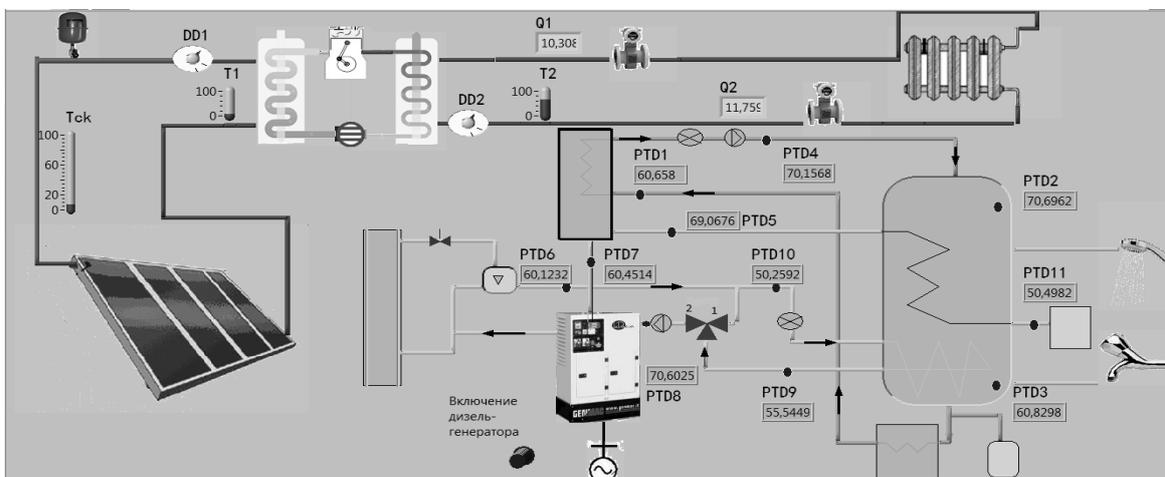


Рисунок 4 - Интерфейс комбинированной системы теплоснабжения на базе возобновляемых источников энергии (режим «зима»).

Для решения задачи горячего водоснабжения используется дизель-генераторная установка. Вода в баке-аккумуляторе тепла, которую нагрели с помощью системы утилизации тепла выхлопных газов дизель - генератора и с помощью системы охлаждения двигателя, используется для нужд горячего водоснабжения, а подача холодной воды для бака-аккумулятора тепловой энергии осуществляется из водопровода.

Примечание: для электропитания компрессора теплового насоса используется электроэнергия, выработанная дизель - генератором.

В режиме «лето» (рис. 5) работают следующие составляющие комбинированной системы теплоснабжения - солнечный коллектор и дизель-генераторная установка, так как летом требуется решить только задачу горячего водоснабжения.

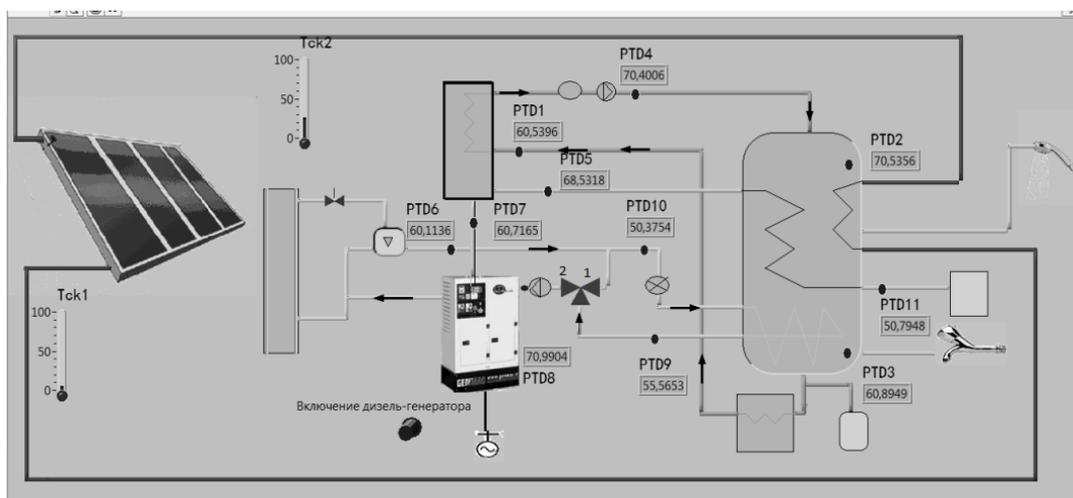


Рисунок 5 - Интерфейс комбинированной системы теплоснабжения на базе возобновляемых источников энергии (режим «лето»).

На рисунке 6 приведена блок-диаграмма разработанного интерфейса. Блок-диаграмма – это код программы, составленной в среде графического программирования NI LabVIEW.

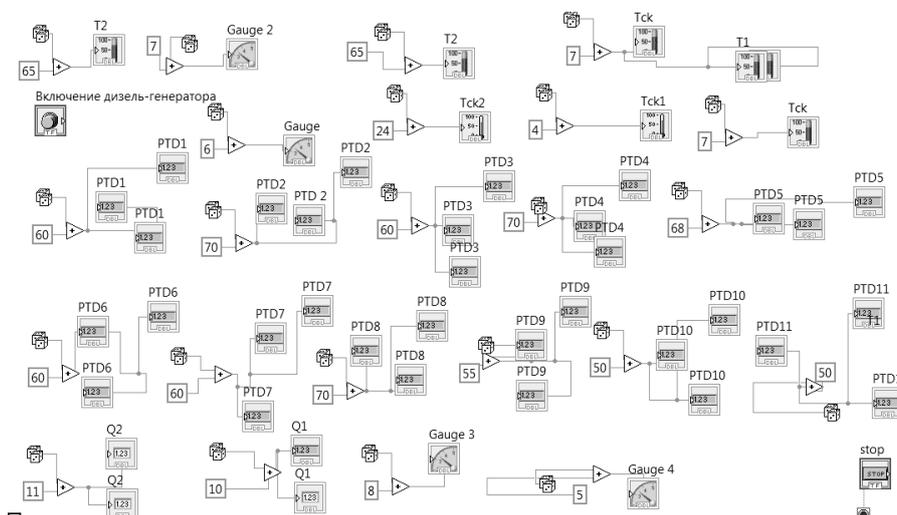


Рисунок 6 - Блок-диаграмма интерфейса комбинированной системы теплоснабжения на базе возобновляемых источников энергии в среде программирования NI LabVIEW.

Спроектированная структура комбинированной системы теплоснабжения будет использована для разработки измерительно-управляющей системы комбинированной системы теплоснабжения жилого помещения, предполагается внедрение ее в учебно-научную лабораторию «Энергосбережение и нетрадиционные возобновляемые источники энергии» Алматинского университета энергетики и связи и учебный процесс кафедры «Инженерная кибернетика» Алматинского университета энергетики и связи для обучения студентов специальности 5В070200 «Автоматизация и управление» программированию контроллеров LabVIEW Real Time.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ташибаева А.Е., Жалмукашева Ш.И., Хан С.Г. Разработка беспроводной системы мониторинга температуры тригенерационной установки //Материалы V Республиканской студенческой научно-практической конференции по математике, механике и информатике.- Астана, ЕНУ, 2013. – С.177-179.
2. Хан С.Г., Ташибаева А.Е., Жалмукашева Ш.И. Разработка автоматизированного лабораторного практикума "Беспроводная система мониторинга температуры тригенерационной установки"//Материалы XIX Международной научно-методической конференции "Современное образование: содержание, технологии, качество". - Санкт-Петербург, СПбГЭТУ «ЛЭТИ» им. В.И.Ульянова (Ленина), 2013.-С. 114-116.
3. Хан С.Г., Ташибаева А.Е., Жалмукашева Ш.И. Технологии National Instruments в беспроводной системе мониторинга тригенерационной установки //Материалы Международной научно-практической конференции "Козыбаевские чтения 2013:Казахстан в мировых культурно -цивилизационных процессах".- Петропавловск, СКГУ им. М. Козыбаева ,2013.-С.52-54.
4. Интернет- ресурс : <http://www.elec.ru/market/offer-3466297353.html>
5. Интернет-ресурс:<http://thermotech.ru/thermotechvostok.4.222a7869134649.html>
6. Интернет-ресурс:<http://www.smarthome26.ru/sun-energy/solnechnye-kollektory/>
7. Интернет-ресурс:<http://viketherm.ru/teplovoi-nasos/teplovoi-nasos-rasciot.html>
8. Интернет-ресурс:<http://www.ekoteplo.com/ru/novosti/final-sale?id=17>

УДК 536.2

### **ВЫБОР ХЛАДАГЕНТА И РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДА КОАКСИАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО ДВИЖЕНИЯ МОЛЕКУЛ\***

*Цветков О.Б., д.т.н., профессор, Лаптев Ю.А., к.т.н.*

*\*Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 13-08-00541), г. Санкт-Петербург, Россия*

*E-mail: max\_iar@gunipt.spb.ru*

За последние 20 лет техника низких температур претерпела существенные изменения на фоне энергетических и экологических проблем, определяющих тенденции в развитии всех составляющих этого промышленного кластера: криогеники и холодильной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения, низкотемпературной энергетики [1, 2].

В рамках настоящего исследования рассмотрены практически все возможные холодильные агенты, общее число которых по литературным источникам составило, включая смеси, 284. Рассмотрены диапазоны рабочих параметров, влиянии гидродинамических, теплофизических и технологических факторов на выбор смесевых синтетических хладагентов нового поколения, в том числе как объектов исследования настоящего проекта.

Создана экспериментальная установка, адаптированная для исследования теплопроводности хладагентов НФС-типа. Измерительная ячейка реализует метод коаксиальных цилиндров в стационарном варианте. Для устранения торцевых утечек теплоты от внутреннего цилиндра использована пассивная система охранных цилиндров. Внутренний и наружный цилиндры изготовлены из меди, охранные – из фторопласта. По центру внутреннего цилиндра располагается нагреватель. В продольных каналах внутреннего цилиндра уложены спаи дифференциальных медь–константановых термопар, служащих для измерения перепадов температур в слое исследуемого газа (жидкости). Бифилярно намотанный константановый нагреватель, имеющий сопротивление около 100 Ом, расположен по оси измерительного цилиндра и питается от стабилизированного источника напряжения. В теле наружного цилиндра высверлены отверстия для размещения «холодных» спаев дифференциальных термопар, измеряющих разность температур на поверхностях коаксиальных цилиндров. Наружный цилиндр ячейки проводимости изготовлен из меди, имеет внешний диаметр 100 мм и массу более 20 кг. Благодаря этому оказалось возможным создать инерционный внешний термостатирующий блок, который в сочетании с жидкостной системой охлаждения и нагрева обеспечивал стабильность поддержания температуры наружного цилиндра и большую достоверность в измерении небольших значений радиальных перепадов температур. Изотермичность ячейки контролировали дифференциальной термопарой, расположенной в теле цилиндра. По высоте наружного цилиндра разность температур не превышала 0,01 К при измерениях теплопроводности и не более 0,002 – 0,003 К при градуировке термопар.

При организации эксперимента учитывали:

- геометрическую постоянную ячейки;

- поправки, учитывающие изменение постоянной ячейки проводимости от температуры;
- значения разностей температур (брутто) в слое жидкости, включающие в том числе перепад температур в теле цилиндров;
- мощность нагревателя внутреннего цилиндра;
- поправки на торцевые утечки, скорректированные по результатам тарировочных опытов;
- поправки на перепад температур в стенках внутреннего и наружного медных цилиндров.

Утечки теплоты с торцов внутреннего цилиндров рассчитывали с учетом рассмотрения задачи о температурном поле цилиндра с торцевыми оттоками теплоты через фторопластовые цилиндры «пассивной тепловой защиты» [3]. Расчеты показали адекватность реальной ситуации эксперимента, но по абсолютной величине превышали значения поправок, которые оценивались в опытах по теплопроводности эталонных газов. Вместе с тем, величина этих поправок и по расчетам, и, особенно, после уточнений в эксперименте была незначительной, что позволило говорить об изотермичности внутреннего цилиндра.

Для аттестации ячейки использовали воздух, аргон и газообразный R22. Воздух осушали, аргон использовали марки ВЧ с содержанием титульного компонента 99,99 % по объему. В парах фреона 22 могли находиться примесные газы, в частности, R23 до 0,5 % по объему, что учитывалось при расчетах.

В процессе апробации измерительной ячейки уточняли геометрическую постоянную прибора, находили оптимальные значения поправки на торцевые утечки теплоты и тепловые контактные сопротивления центрирующих устройств внутреннего цилиндра. Получен массив экспериментальных данных из 97 тарировочных опытов: 35 – с аргоном, 20 – с воздухом и 42 – с фреоном 22. Опыты проводили в интервале температур до 80 °С и атмосферном или близких к нему (для аргона и газообразного R22) давлениях, не превышающих 1 МПа. Диапазон изменения теплопроводности в опытах с эталонными газами составил 0,010–0,022 Вт/(м·К). Значение поправки для наименее теплопроводного газа (R22) достигало 22 % и, соответственно, уменьшалась для воздуха и аргона. Численно значения поправки были представлены в функции от расчетных ее значений, найденных аналитически. При изучении жидких HFC-хладагентов, теплопроводность которых почти на порядок выше теплопроводности газообразного R22, значения поправки по проведенным оценкам и результатам тарировочных опытов не превышали в самом неблагоприятном случае 2–3 % от значения проходящего через слой жидкости теплового потока.

Выбор толщины слоя выбран, исходя из необходимости предотвращения свободной конвекции в исследуемом газе (жидкости). Тривиальный подход оказался не однозначен, поскольку возникают особенности поведения многокомпонентного хладагента – бинарной или тройной смеси индивидуальных фреонов. При анализе устойчивости слоя хладагента смесового состава в вертикальном канале от конвективного переноса рассмотрено влияние неустойчивой стратификации плотности при диффузионном числе Рэлея  $Re_D$ , превышающем некое критическое значение [4, 5]

$$Re_D = \frac{d\rho}{dz} \frac{gr^4}{\eta D_{12}} \gg Re_{D,кр}, \quad (1)$$

где:  $\rho, \eta$  – плотность и вязкость смесового хладагента,  $r$  – радиус цилиндра,  $D_{12}$  – коэффициент диффузии. Важно было определение областей термодинамических и геометрических параметров, при которых в двухкомпонентных, как например, в R507, R410A и трехкомпонентных (R404A, R407C, R402A и др.) смесях, наблюдается аномальная диффузионная неустойчивость и развитие свободной гравитационной конвекции. Оценивались однородность температурного поля, влияние давления и толщины вертикального зазора, влияние геометрических параметров ячейки проводимости на режим развитой свободной конвекции и интенсивность неустойчивого процесса возможной концентрационной конвекции в смеси, связь коэффициента термодиффузии, особенно газов, с другими коэффициентами переноса:  $\lambda, \eta$  и  $D_{12}$ .

Толщина зазора между цилиндрами наряду с диффузионно-конвективными особенностями переноса, существенно влияет на радиационно-конвективную составляющую потока. С ростом температуры доля излучения, т. е. радиационной составляющей, может достигать десятой и более доли молекулярной теплопроводности [6]. Оценки подобного рода основывались на учете коэффициента поглощения и показателе преломления исследуемого хладагента, а также радиационных характеристик и индикатрисы рассеяния цилиндрических поверхностей, ограничивающих исследованный слой. Измеренные в опыте значения теплопроводности с точки

зрения теории явлений переноса содержат две составляющие: молекулярную и радиационную. Так, жидкие фторпроизводные углеводородов представляют собой, так называемые, полупрозрачные жидкости и, соответственно, эксперимент проходит в слоях поглощающих и излучающих жидкостей. Логарифмическое распределение температур в цилиндрическом слое вследствие излучения искажается вплоть до изменения вида распределения избыточных температур в слое при одинаковых отражательных способностях поверхностей, ограничивающих слой исследуемой жидкости. Коэффициент радиационной теплопроводности оценен по приближенной формуле [4, 7]

$$\lambda_p = \frac{16}{3} \Phi \sigma n^2 T^3, \quad (2)$$

где:  $\sigma$  – постоянная Стефана–Больцмана абсолютно черного тела;  $n$  – средний показатель преломления жидкости;  $\Phi$  – эмпирический коэффициент, характеризующий определенные группы жидкостей;  $T$  – температура.

Вклад излучения в процесс переноса теплоты существенно возрастает при высоких температурах, как  $T^3$ . Поскольку  $n^2$  примерно равно 2 для многих жидкостей, величина радиационной теплопроводности зависит от коэффициента  $\Phi$ , величина которого определяется оптической толщиной слоя. Оценка доли лучистой составляющей в процессе переноса в слое с параметрами  $R_2/R_1 \approx 10$  (где  $R_2$  и  $R_1$  – радиусы поверхностей, ограничивающих слой полупрозрачной жидкости) для н-октана дают значения 0,6 и 1,2 % соответственно для температур в районе 20 и 70 °С.

Соответствующие выводы были использованы при создании стенда и выборе толщины рабочего зазора  $\delta$  ячейки проводимости. В диапазоне температур проведения эксперимента выбиралась геометрия зазора так, что соотношение  $\delta/R < 10$ , а отношение  $R_2/R_1$  было не более 1,03. Поверхности тщательно полировались и хромировались с учетом небольшой величины зазора между цилиндрами и существенного значения коэффициента поглощения при исследовании органических жидкостей. Спектры пропускания изучаемых хладагентов в области жидкого состояния не известны, а значения коэффициентов поглощения в целом могут изменяться от 0,3 до 10,0 1/мм в зависимости от спектрального диапазона. Известно, что в диапазоне значений коэффициентов поглощения 0,3–1,0 1/мм радиационная составляющая теплопроводности определялась авторами нескольких работ в опытах по теплопроводности с различной толщиной слоя исследуемой жидкости. Так, подобные исследования на толуоле выполняли ранее методом плоского слоя и методом нагретой нити с экстраполяцией результатов на нулевой зазор, чтобы оценить молекулярную составляющую [8].

Учитывая значения зазоров, которые использовали авторы подобных работ, от 0,5 до 2 мм и соотношение  $R_2/R_1 \approx 10$ , а также необходимость исключения конвекции, геометрические размеры разработанной ячейки проводимости были приняты следующими: зазор  $\delta = 0,22$  мм и  $R_2/R_1 \approx 1,022$ . В этом контексте принятое решение согласуется с работой Цибланда и Бартона, проводивших исследования толуола также методом вертикальных коаксиальных цилиндров и не обнаруживших для толуола радиационной компоненты теплопроводности для толщин слоя от 0,26 до 0,76 мм [8].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цветков О.Б., Лаптев Ю.А. Холодильные агенты в рамках Монреальского протокола// Холодильная техника. – 2013. – № 3. – С. 58-60;
2. Бараненко А.В. Холод в глобальном мире// Холодильная техника. – 2013. – № 3. – С. 4–9.
3. Марковцев Б.Г. Закономерности изменения теплопроводности жидких холодильных агентов и их бинарных смесей на основе галогенопроизводных метана в области низких температур, включая окрестности критической точки: Дисс. ... канд. техн. наук. – Л.: ЛТИХП, 1984. – 272 с.
4. Филиппов Л.П. Исследование теплопроводности жидкостей. – М.: Изд-во МГУ, 1970. – 239 с.
5. Косов В.Н. Диффузия и конвективная неустойчивость в газовых системах, содержащих хладон-12// Современные проблемы газодинамики и тепломассообмена и пути повышения эффективности энергетических установок. – М., 1987. – С. 107.
6. Мень А.А. Лучисто-кондуктивный теплообмен в среде с цилиндрической геометрией. Часть I// ИФЖ. – 1973. – Т. 24, № 6. – С. 984-991.
7. Панфилович В.К., Аляев В.А. Коэффициенты поглощения и показатели преломления некоторых полупрозрачных органических жидкостей// Тр. XI Росс. конф. по теплофизическим свойствам веществ. – СПб., 2005. – С. 64.
8. Ziebland H. The thermal conductivity of toluene, new determinations and an appraisal of recent experimental work// Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1960. – Vol. 1, № 2. – P. 242-254.

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНОГО РАДИАТОРА С ИНФРАКРАСНЫМ СПЕКТРОМ ИЗЛУЧЕНИЯ В КОСМИЧЕСКОЕ ПРОСТРАНСТВО

*Цой А.П., к.т.н.*

*Алматинский технологический университет, г. Алматы, Республика Казахстан*

В настоящее время в связи с важностью внедрения энергоэффективных и экологически безопасных технологий, использование альтернативных, в том числе возобновляемых источников энергии является актуальным.

Одним из важных возобновляемых источников энергии для холодильных систем является использование инфракрасного излучения Земли[4]. Все тела, имеющие температуру выше абсолютного нуля, обладают свойствами излучения.

Поверхность Земли, нагретая солнечными лучами выше температуры окружающей среды, в ночное время испускает непрерывный инфракрасный спектр в небесную сферу. Инфракрасное излучение составляет до 45-50 % солнечного излучения, падающего на землю. Около 60 % тепловой энергии распространяется в окружающей среде путем инфракрасного излучения. Твёрдые и жидкие тела, температура которых выше абсолютного нуля, излучают инфракрасный спектр. При низких температурах (ниже 500<sup>0</sup>С) излучение нагретого твёрдого тела почти целиком расположено в инфракрасной области, и такое тело кажется тёмным. При повышении температуры доля излучения в видимой области увеличивается, и тело вначале кажется тёмно-красным, затем красным, жёлтым и, наконец, при высоких температурах (выше 4500<sup>0</sup>С) - белым; при этом возрастает как полная энергия излучения, так и энергия инфракрасного излучения. Длина волны, излучаемая телом, зависит от температуры нагрева, с повышением температуры, уменьшается длина волны [6]. Поверхность Земли имеет невысокую температуру нагрева, поэтому излучение происходит полностью в инфракрасном спектре. Тепловое излучение – сложный процесс передачи энергии электромагнитными волнами. Электромагнитные волны распространяются прямолинейно и при поглощении их телом или средой вновь преобразуются в теплоту. Полный поток излучения  $Q$  (Вт), направленный на тело, частично отражается  $Q_R$  от тела, часть энергии поглощается  $Q_A$  телом и часть проходит через тело  $Q_D$ [3]. По закону сохранения энергии,

$$Q = Q_R + Q_A + Q_D.$$

Поверхностная (интегральная) плотность потока излучения  $E_0$ (Вт/м<sup>2</sup>) - поток излучения, проходящий через единицу поверхности по всевозможным направлениям в пределах полусферического телесного угла

$$\begin{aligned} E_0 &= dQ/dH. \\ E_0 &= E_R + E_A + E_D \end{aligned} \quad (1)$$

Излучение, падающее на некоторое тело, отражается, поглощается и проходит сквозь тела. Коэффициенты отражения  $R$ , поглощения  $A$  и пропускания  $D$ , в сумме равняются единице

$$R + A + D = 1.$$

Эффективное излучение земной поверхности  $E_{Эф}$  – это разность между собственным излучением земной поверхности и той энергией, которую поверхность земли получает обратно от противоизлучения атмосферы. С позиции расчетов это разность между восходящими  $E_3$  и нисходящими потоками теплового излучения  $E_{Ат}$  на уровне земной поверхности[2]:

$$E_{Эф} = E_3 - E_{Ат}$$

Согласно фундаментальной теории и формулам, применяемым в актинометрии, можно написать

$$E_3 = E_0, E_{Ат} = E_R,$$

тогда

$$E_{Эф} = E_0 - E_R.$$

Подставляя значение  $E_0$  из формулы (1) получим, что эффективное излучение земной поверхности равняется сумме энергий поглощения и пропускания космического пространства.

$$E_{\text{эф}} = E_A + E_T.$$

Ведем понятие - коэффициент эффективного излучения земной поверхности, для которого справедливо соотношение

$$Z = A + T.$$

Эффективное излучение земной поверхности повышается с увеличением коэффициента поглощения и пропускания атмосферы.

Холодильные радиаторы и другие технические устройства, предназначенные для охлаждения в ночное время, излучают инфракрасный спектр и таким образом охлаждаются ниже температуры окружающего воздуха [4]. Инфракрасные лучи, которые радиаторы и установки, находящиеся на поверхности земли излучают, при прохождении через воздушную массу ослабевают. Капли воды, водяные пары, углекислый газ, метан, озон, гексафторид серы и хлорфторуглерод поглощают инфракрасное излучение и вновь излучают его обратно на землю. Наличие в атмосфере взвешенных частиц дыма, пыли, мелких капель воды – приводит к дополнительному ослаблению инфракрасного излучения в результате рассеяния его на этих частицах. Азот и кислород не поглощают инфракрасное излучение [2].

При температуре +15<sup>0</sup>С земная радиация (собственное излучение земной поверхности) составляет  $E_z = 3,73 \cdot 10^2 \text{ Вт/м}^2$  [2]. При существующих пределах абсолютной температуры на земной поверхности +80<sup>0</sup>С - -80<sup>0</sup>С инфракрасная область спектра лежит в пределах 4 – 120 мкм, а максимум энергии приходится на 10 – 15 мкм. Водяной пар и диоксид углерода поглощают длинноволновое излучение в диапазоне от 4,5 до 80 мкм.

Максимальное поглощение излучения водяными парами происходит в области длин волн 5 – 7,5 мкм, а области 8, 5 – 12 мкм поглощение практически отсутствует. Этот диапазон называют окном прозрачности атмосферы [2].

У диоксида углерода наиболее существенное поглощение земного излучения приходится на диапазон длин волн 13 – 17 мкм. Содержание диоксида углерода относительно постоянно, тогда как содержание водяного пара меняется очень значительно, в зависимости от метеорологических условий. Поэтому влажность воздуха играет значительную роль в пропускании излучения в космическое пространство.

Встречное излучение атмосферы  $E_{\text{ат}}$  ещё зависит от географической широты и высоты над уровнем моря. Средне годовое встречное излучение у экватора 0,35 – 0,42 кВт/м<sup>2</sup>, на равнинных территориях составляет 0,21 – 0,28 кВт/м<sup>2</sup> и ближе к полярным районам убывает до 0,21 кВт/м<sup>2</sup>. А в горах в связи с уменьшением водяного пара с высотой встречное излучение уменьшается до 0,07 – 0,14 кВт/м<sup>2</sup> [2].

Поэтому для создания энергетически эффективных охлаждающих устройств необходимо применять радиаторы с высокой излучательной способностью инфракрасного спектра. В настоящее время для расчета эффективного излучения применяются формулы Ефимовой [2], Чена [7,8], Паркера [10], Луцука [9] и Брента [2].

Для расчета радиаторов с инфракрасным спектром излучения используются все вышеуказанные формулы, приведенные к виду формулы Брента [5].

$$E_{\text{эф}} = \delta [\sigma \cdot (273,15 + t_v)^4 \cdot k_{\text{вп}} \cdot k_{\text{об}} + k_{\text{ст}}] \quad (1)$$

где:  $E_{\text{эф}}$  – эффективное излучение, Вт/м<sup>2</sup>;

$\delta$  – относительная излучательная способность поверхности установки;

$\sigma$  – постоянная Стефана-Больцмана,  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град}^4)$ ;

$k_{\text{ст}}$  – поправка на разницу между температурой излучающей поверхности и температурой воздуха, Вт/м<sup>2</sup>;

$t_v$  – температура воздуха на высоте 2 м над уровнем земной поверхности, °С;

$k_{\text{вп}}$  – коэффициент, учитывающий влияние содержания водяного пара в воздухе приземного слоя атмосферы;

$k_{\text{об}}$  – коэффициент, учитывающий влияние общей облачности.

Также для расчетов применяется формула [11]

$$E_{\text{эф}} = \delta \sigma (T_1^4 - T_n^4) \quad (2)$$

где:  $T_1$  – температура поверхности радиатора;  $T_n$  – эффективная температура неба.

Формулы позволяют анализировать влияние отдельных параметров на величину эффективного излучения. В работе [5] проанализировано влияние атмосферных параметров  $k_{\text{ст}}$ ,  $k_{\text{вп}}$ ,  $k_{\text{об}}$  на величину эффективного излучения.

Для определения максимального эффективного излучения и в итоге создания более энергетически эффективной установки необходимо провести анализ изменения относительной излучательной способности поверхности радиатора.

Инфракрасная область спектра значительно отличается от оптических свойств в видимой и ультрафиолетовой областях.

Инфракрасные лучи занимают спектральную область между красным концом видимого света (с длиной волны  $\lambda = 0,74 \text{ мкм}$ ) и коротковолновым радиоизлучением ( $\lambda = 1 - 2 \text{ мм}$ ). Инфракрасную область спектра обычно разделяют на ближнюю ( $\lambda$  от  $0,74 \text{ мкм}$  до  $2,5 \text{ мкм}$ ) среднюю (2,5-50 мкм) и далекую (50-2000 мкм). Источники инфракрасного излучения принято делить на четыре группы:

1. температура излучающей поверхности до  $500^\circ\text{C}$  (наружная поверхность печей и др.), длина волны 1,9-3,7 мкм;

2. температура поверхности от 500 до  $1300^\circ\text{C}$  (открытое пламя, расплавленный чугун и др.), длина волны 1,9-3,7 мкм;

3. температура от 1300 до  $1800^\circ\text{C}$  (расплавленная сталь и др.), длина волны 1,2-1,9 мкм имеется видимый свет;

4. температура  $1800^\circ\text{C}$  (температура электродуговых печей, сварочных аппаратов и др.), их спектр содержит, наряду с инфракрасными и видимыми, ультрафиолетовые лучи [6].

Согласно спектральному анализу максимум излучения тающего льда приходится на длину волны  $\lambda = 10,6 \text{ мкм}$  [1].

Таким образом поверхность радиатора и других технических устройств холодильной системы излучают инфракрасные лучи средней и далекой области спектра.

Коэффициент излучения  $\delta$  это степень способности материала излучать инфракрасное излучение, который изменяется в зависимости от свойств поверхности материалов и в случае с некоторыми материалами от температуры объекта. Максимальная излучательная способность:  $\delta = 1$ , которая в действительности не встречается. Многие неметаллические материалы (ПВХ, бетон, органические вещества) обладают высокой излучательной способностью в длинноволновом инфракрасном диапазоне, которая не зависит от температуры ( $\delta \approx 0,8$  до  $0,95$ ). Металлы с «гладкой» поверхностью обладают низкой излучательной способностью, которая меняется в зависимости от температуры [1].

Коэффициент отражения  $R$  - это степень способности материала отражать инфракрасное излучение, который зависит от свойств поверхности, температуры и типа материала. Гладкие полированные поверхности имеют большую отражательную способность, чем шероховатые, матовые поверхности, изготовленные из одного и того же материала. Во многих случаях отраженная температура соответствует температуре окружающей среды.

Коэффициент пропускания  $D$  (прозрачность) - это степень способности материалов пропускать инфракрасное излучение, которая зависит от типа и толщины материала. В инфракрасной области спектра оптические свойства веществ – коэффициенты отражения, поглощения и прозрачность, отличается от оптических свойств в видимой и ультрафиолетовой областях. Прозрачные материалы для видимых лучей оказываются непрозрачными для инфракрасного излучения и наоборот. Стекло прозрачно в видимом диапазоне и совершенно непрозрачно для инфракрасного излучения. Слой воды толщиной в несколько сантиметров непрозрачен для инфракрасного излучения с длиной волны  $\lambda > 1 \text{ мкм}$ . Стекло прозрачно для инфракрасного излучения до  $2,7 \text{ мкм}$ , кварц до  $4,0 \text{ мкм}$  и от  $100 \text{ мкм}$  до  $1000 \text{ мкм}$ , каменная соль до  $15 \text{ мкм}$ , йодистый цезий до  $55 \text{ мкм}$ , полиэтилен, парафин, тефлон, алмаз, прозрачны для  $\lambda > 100 \text{ мкм}$  [1].

Между интенсивностью инфракрасного излучения и температурой, цветом, гладкостью, физическими свойствами вещества и структурой поверхностного слоя существует непосредственная зависимость [1]:

1. интенсивность инфракрасного излучения меняется с изменением абсолютной температуры нагретой поверхности;

2. при одной и той же температуре нагретой поверхности ее излучательная способность меняется в зависимости от цвета поверхности. Разница в излучении от поверхностей, окрашенных в разные цвета, достигает 40-100 %;

3. при одинаковой температуре нагретой поверхности ее излучательная способность меняется, а зависимости от гладкости поверхности. Разница в излучении от «гладкой» и «шероховатой» поверхности составляет 30-90%, а «гладкой» и «обычной» - 3-7%. Наименьшая излучательная способность у «гладкой» поверхности.

Имеется ввиду следующие виды гладкости:

а) «обычная» поверхность материалов, выпускаемых промышленностью без дополнительной обработки;

б) «шероховатая» поверхность, имеющая неровности в виде выступов и углублений размерами 1-3 мм;

в) «гладкая» поверхность, отшлифованная на станке.

4. излучательная способность нагретой поверхности определяется физическими свойствами вещества и структурой поверхностного слоя толщиной не более 35-40 мкм (толщина алюминиевой фольги, керамического покрытия, двойного слоя масляной краски и т.п.).

Материалы, имеющие одно и то же покрытие, при одинаковой температуре поверхности излучают инфракрасную радиацию одной и той же интенсивности.

Излучательная способность «обычной» или «шероховатой» поверхности, окрашенной масляной краской различного цвета, следующая [1]:

- белый цвет 70%;
- серый или шаровый цвет 42%;
- цвет киновари 17%;
- цвет железного сурика 14%;
- зеленый цвет 12 %;
- черный цвет 5,2 %.

Интенсивность инфракрасной радиации определяется дифференциальными радиометрами различных типов, тепловизорами и производственными актинометрами. Точность показаний радиометров должна быть не менее  $\approx 7$  Вт/м<sup>2</sup>. Измерение интенсивности инфракрасного излучения следует производить непосредственно у источников излучения (в 1 см от излучающей поверхности) на различных участках каждой из нагретой поверхности не менее чем в 5 точках. Температуру радиатора с высоким коэффициентом излучения  $\delta \geq 0,8$  можно точно измерить с помощью тепловизора. Температуру радиатора, имеющего средний коэффициент излучения  $0,8 > \delta > 0,6$ , также можно измерить с помощью тепловизора. Для радиаторов, имеющих низкий коэффициент излучения, измерение температуры посредством тепловизора возможно, но необходимо производить корректную настройку компенсации отраженной температуры, т.к. это является основным фактором при расчете температуры. Корректная настройка коэффициента излучения критически важна при значительной разнице между температурой радиатора и температурой окружающей среды. Радиаторы, имеющие высокий коэффициент излучения, показывают завышенные показания температуры, а при низком коэффициенте излучения происходит занижение показаний температуры. В случае, когда температура радиатора ниже температуры окружающей среды, высокий коэффициент излучения приводит к заниженным показаниям температуры, а низкий коэффициент излучения объекта показывает завышенные показания температуры.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Инфракрасное излучение Режим доступа: <http://dic.academic.ru/dic.nsf/bse/>; [http://www.newchemistry.ru/letter.php?n\\_id=3623&cat\\_id=&page\\_id=8](http://www.newchemistry.ru/letter.php?n_id=3623&cat_id=&page_id=8)
2. Кондратьев К.Я. Актинометрия. Ленинград: Гидрометеорологическое издательство, 1965. – 693 с.
3. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы. Справочник/Под общей редакцией В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергия, 1980-528 с., ил. – (Теплоэнергетика и теплотехника)
4. Цой А.П., Бараненко А.В., Эглит А.Я. Использование эффективного излучения в холодильной системе открытого ледового катка. //Вестник МАХ 2012.- № 4. - С. 8-11
5. Цой А.П., Грановский А.С., Бараненко А.В. Моделирование и математическая программа для расчета величины эффективного излучения. //Вестник МАХ.- 2013. -№ 4.
6. Физический энциклопедический словарь. — М.: Советская энциклопедия. Главный редактор А. М. Прохоров. 1983.
7. Determination of the clear sky emissivity for use in cool storage roof [Электронный ресурс] / Bing Chen. – Omaha: University of Nebraska, 1991. – Режим доступа: <http://www.ceen.unomaha.edu/solar/>.
8. Measurement of night sky emissivity in determining radiant cooling. [Электронный ресурс] / Bing Chen. – Omaha: University of Nebraska, 1991. – Режим доступа: <http://www.ceen.unomaha.edu/solar/>.
9. Night radiative cooling. The effect of clouds and relative humidity. [Электронный ресурс] / Luciuk M. – Cranford: William Miller Sperry Observatory, 200?. – Режим доступа: <http://www.asterism.org/>.
10. Parker D.S. Theoretical evaluation of the night cool nocturnal radiation cooling concept: report : FSEC-CR-1502-05 / Florida Solar Energy Center, – Clearlake Rd., 2005. – 44 p.
11. D.G. Leo Samuel. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review [Text] / D.G. Leo Samuel, S.M. Shiva Nagendra, M.P. Maiya // Building and Environment. – 2013. – № 66. – P. 54–64.

## БЕСПРОВОДНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОЛНЕЧНОГО И НОЧНОГО РАДИАЦИОННОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

*Цой А.П., к.т.н.; Шалипова А.А., магистрант  
Алматинский технологический университет, г. Алматы, Республика Казахстан  
E-mail: assel-91@mail.ru*

Энергосберегающие и экологически безопасные технологии с каждым днем становятся все более востребованными. Причины данного явления очевидны: высокая стоимость энергоносителей, их ограниченность, а также загрязнение окружающей среды. Использование такого теплофизического процесса, как ночное радиационное излучение земной поверхности в космос, ведущее к охлаждению, способно одновременно сократить потребление электроэнергии холодильными машинами и опасность загрязнения окружающей среды веществами, используемыми в холодильной технике [3, 4].

В связи с тем, что современные технологии обеспечивают повсеместное использование интернета и других беспроводных средств передачи информации, следующим этапом в нашей работе является задача разработка беспроводной автоматизации холодильных систем, использующих охлаждающий эффект космического пространства.

В нашем случае применение беспроводной системы повышает энергоэффективность и надежность теплохладоснабжения, работающей в неблагоприятных условиях наружной атмосферы. В данной работе рассматривается возможность применения технологии Zigbee стандарта 802.15.4 в беспроводной автоматизации теплохладоснабжения, использующей солнечное излучение и ночное радиационное охлаждение [2].

Простейшая комбинированная система, использующая солнечное излучение и ночное радиационное охлаждение, состоит из радиатора, аккумуляторов холода и тепла и теплообменника (рис. 1). Насос для принудительной циркуляции теплохладоносителя может отсутствовать в некоторых видах установок.

Принцип работы простейшей комбинированной системы, использующей дневное солнечное излучение и ночное радиационное охлаждение следующий: ночью при открытых вентилях 5 и 6 и закрытых вентилях 7, 8 и 9, когда отсутствует солнечная радиация, насос 1 прокачивает хладоноситель через радиатор 2. Здесь хладоноситель остывает за счет теплового излучения. После этого хладоноситель проходит в аккумулятор холода 3, температура которого за ночь снижается до определенной величины. Днем перекрываются вентили 5 и 6 и открываются вентили 7, 8 и 9, и включается второй насос 10. Хладоноситель, накопленный в аккумуляторе холода, с помощью насоса 1 начинает циркулировать через теплообменник 4 и аккумулятор холода. При этом хладоноситель забирает тепло в теплообменнике, а сам нагревается. А насос 10 прокачивает теплоноситель через солнечный радиатор, который нагревается и аккумулируется в баке 11.

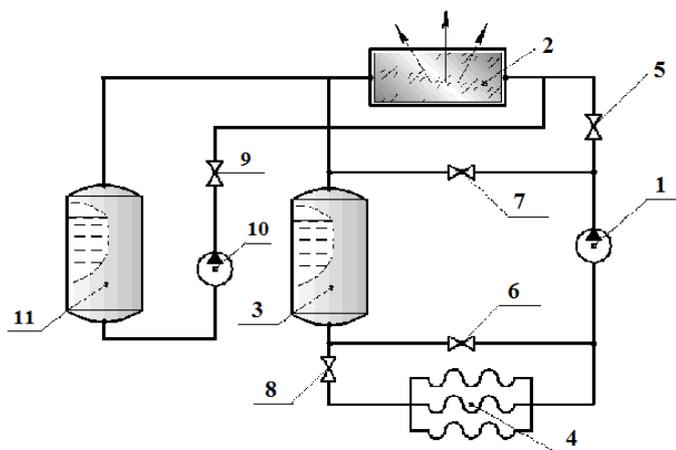


Рисунок 1 - Простейшая комбинированная система нагрева и охлаждения тепловым излучением в космическое пространство:

1, 10 – насосы; 2 – радиатор; 3 – аккумулятор холода; 4 – теплообменник; 5, 6, 7, 8, 9 – вентили; 11 – аккумулятор тепла.

На рис. 2 представлена структурная схема комбинированной системы, использующей дневное солнечное излучение и ночное радиационное охлаждение и аппаратная часть NI WSN в программном обеспечении LabView. Разработанный интерфейс беспроводной автоматизации системы теплоснабжения визуализирует входные сигналы, полученные с датчиков физической установки с помощью контроллеров NI WSN, среды графического программирования LabView.

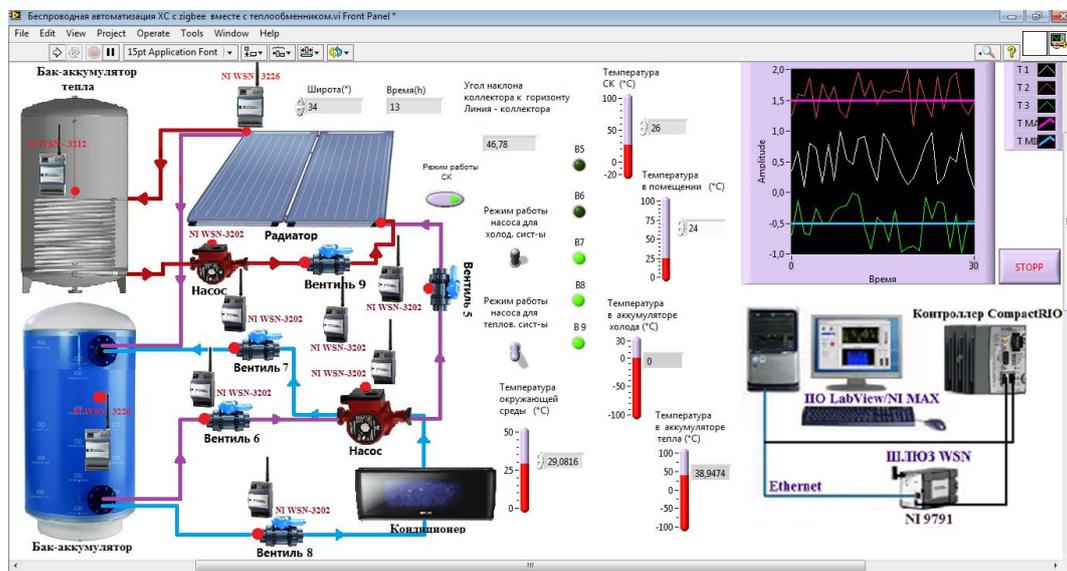


Рисунок 2 - Интерфейс беспроводной автоматизации системы теплоснабжения, с применением технологии Zigbee.

Таким образом, устанавливаем термодатчик (NI WSN-3212) на датчик температуры бака-аккумулятора тепла и терморезисторные модули (NI WSN-3226) на датчики температуры на трубопроводе радиатора и на датчик температуры бака-аккумулятора холода. Также установлены 6 аналоговых модулей (NI WSN-3202) на датчики положения для режимов работы насосов и вентилей 5, 6, 7, 8, 9. Далее полученные от датчиков сигналы передаются беспроводным образом в шлюз (NI WSN-9791). После чего процесс автоматизации осуществляется контроллером компании NI CompactRIO-9014, подключаемый через порт Ethernet, откуда уже сконфигурированная информация также проводным образом поступает в компьютер с программным обеспечением LabView и MAX. По данной программе существует 3 режима работы системы теплоснабжения: 1) если температура в помещении выше  $20^{\circ}\text{C}$ , то система работает в режиме кондиционирования воздуха и аккумуляции тепла для горячего водоснабжения, т.е. перекрываются клапаны 5 и 6 и открываются 7, 8 и 9; 2) если температура окружающей среды ниже  $+22^{\circ}\text{C}$ , и температура радиатора ниже  $+22^{\circ}\text{C}$ , то система переходит в режим накопления холода в баке-аккумуляторе, т.е. перекрываются клапаны 7, 8 и 9, и открываются вентили 5 и 6; 3) если температура окружающей среды выше  $+22^{\circ}\text{C}$ , а температура в помещении ниже  $20^{\circ}\text{C}$ , то система работает только в режиме накопления тепла, работает насос 10 при открытом вентиле 9, все остальные вентили закрыты, и насос 1 отключен.

На рис. 3 представлена блок-диаграмма программы беспроводной комбинированной системы, использующей дневное солнечное излучение и ночное радиационное охлаждение с применением технологии Zigbee. На данной блок-диаграмме запрограммирован интерфейс беспроводной автоматизации системы теплоснабжения.

Начальным этапом проектирования данной системы являлся выбор аппаратных средств, необходимых для передачи и принятия сигнала [1]. Для сбора данных о температуре системы теплоснабжения использовали беспроводные узлы для подключения термодатчика (NI WSN-3212) и терморезисторного (RTD) - NI WSN 3226 и 6 модулей NI WSN 3202, которые могут работать как от внешнего питания, так и питаться от аккумуляторной батарейки. Узлы измерений NI WSN имеют 4 аналоговых канала ввода и 4 цифровых канала ввода/вывода для легкого подключения датчиков, в то время как щелочной элемент в батарее имеет срок службы 3 года. Каждый цифровой канал можно настроить как канал ввода, вывода типа исток, вывода типа сток. Собранные данные с температурных датчиков передаются модулями на шлюз NI 9792. Шлюз NI WSN Ethernet координирует процесс коммуникации между узлами измерений и принимающим контроллером в беспроводной сенсорной сети NI. Узел ввода имеет передатчик частотой 2.4 ГГц стандарта IEEE

802.15.4 для сбора данных от сенсорной сети и порт Ethernet 10/100 МБит/с для гибкого соединения с хост-контроллерами под управлением Windows или ОСРВ LabVIEW Real-Time. Шлюз может соединять до 8 конечных узлов, однако, коммуникация может быть расширена до 36 узлов за счет применения маршрутизатора в сетевой топологии.

Программная часть реализуется с помощью программной оболочки LabView и MAX, т.к. используется оборудование компании National Instruments (рис. 4). Для работы с аппаратными модулями понадобится программный модуль NI WSN (его можно скачать на сайте ni.com, при заказе оборудования NI с ними поставляется диск с этим модулем).

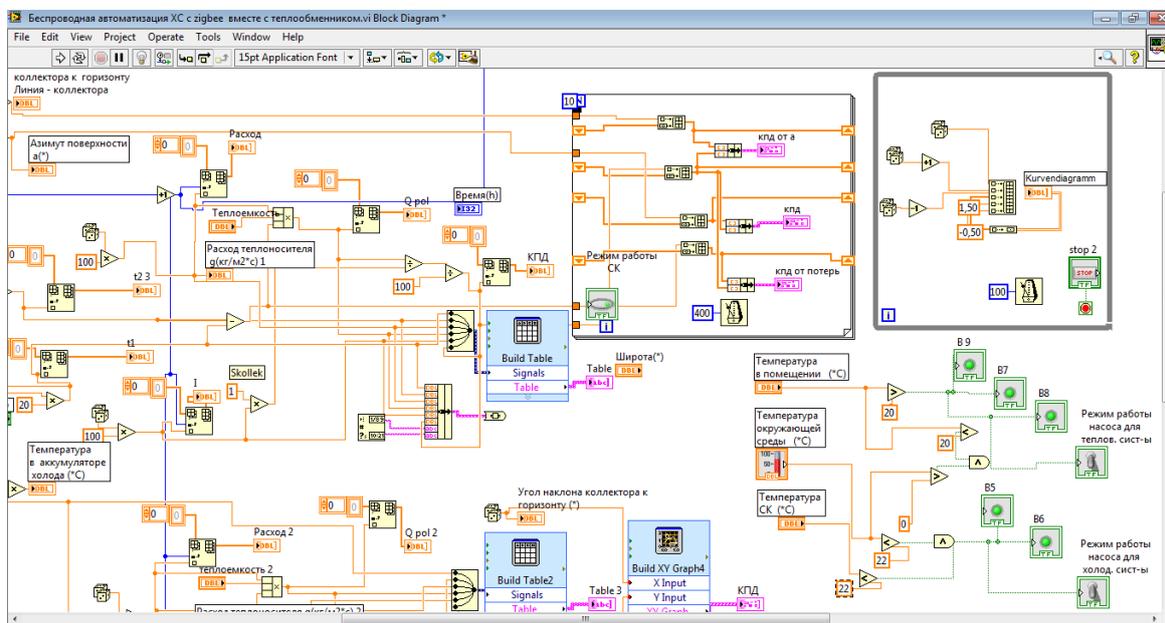


Рисунок 3 - Блок-диаграмма интерфейса комбинированной системы теплохладоснабжения.

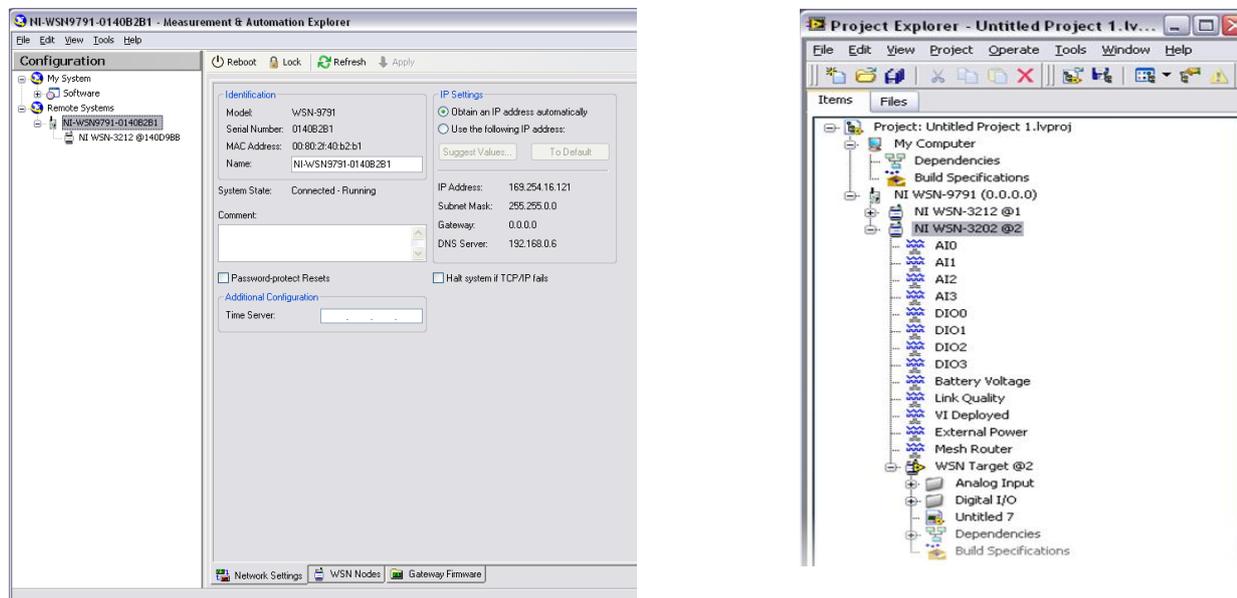


Рисунок 4 - Методика программирования беспроводной автоматизации системы теплохладоснабжения с использованием технологии ZigBee в ПО NI LabVIEW/MAX.

Все коммуникации между LabVIEW/MAX модулями производятся через шлюз (в данной работе используется шлюз NI 9791). Шлюз подключается к компьютеру кабелем Ethernet. Конфигурация, прошивка модулей и образование связи осуществляется в MAX в разделе Remote Systems, где развернув категорию на значке сервера, появляется весь список модулей, которые видит шлюз. Взаимодействие между модулями и шлюзом работает сразу при включении питания, то есть настраивать именно связь не надо. Сами входные и выходные данные модулей находятся в Project-е,

где их можно переименовывать, добавлять и убавлять. Для того, чтобы померить что-то модулем, необходимо перетянуть в проекте иконку измерительного канала на блок-диаграмму LabView [5].

Модули используют протокол ZigBee, настроить в плане протокола нельзя ничего, все прошито и фиксировано, в LabView нет доступа к низкоуровневым функциям протокола. С одной стороны, это позволяет не обращать внимания на прием/передачу данных при построении именно измерительной системы, с другой стороны, подключить к шлюзу какой-нибудь не NI датчик с протоколом ZigBee не получится (по крайней мере, стандартными средствами).

Очень часто объект, на котором происходит мониторинг какого-либо технологического параметра, и точка приема бывают достаточно удалены друг от друга (между ними существуют препятствия в виде стен, полов и т.п). В этом случае для сохранения связи используют роутеры, которые усиливают сигнал. В NI MAX настраивается такая функция модуля NI WSN3202, т.е. он может одновременно измерять и работать ретранслятором.

Таким образом, система проста и универсальна, что позволяет осуществить ее быстрое масштабирование, то есть увеличение количества беспроводных измеряющих модулей. В перспективе данная методика может быть внедрена также на пространственно распределенных объектах, где требуется непрерывное наблюдение за критичными параметрами и оперативное аварийное оповещение удаленного оператора в системе теплоснабжения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ананьев В.А., Балуева Л.Н., Гальперин А. Д. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика: Учебное пособие для ВУЗов.-Алматы: Эверо, 2006.-264с.
2. Панфилов Д.Е. Введение в беспроводную технологию Zigbee стандарта 802.15.4 //Ж. «Электронные компоненты», 2004.- №12.
3. Цой А.П., Бараненко А.В., Эглит А.Я. Использование эффективного излучения в холодильной системе открытого ледового катка.// Ж. «Вестник МАХ», 2012.- №4.-С.8-11.
4. Цой А.П., Грановский, Бараненко А.В., Эглит А.Я. Анализ холодильных систем, использующих тепловое излучение земной поверхности в космическое пространство. / III-я Международная научно-техническая конференция «Казахстан-Холод 2013» - Ж. «Вестник АТУ».- №1.- 2013.-С. 57-59.
5. Джеффри Тревис: Пер. с англ. Клушин Н.А. Lab VIEW для всех. Прибор Комплект, М.: ДМК Пресс, 2005.-544 с.

УДК 621.515

#### НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ BITZER NEW ECOLINE

*Шокин И.Г., инженер  
BITZER, Германия-Россия*

В апреле 2013 года компания BITZER GmbH выпустила на рынок новую инновационную серию поршневых компрессоров NEW ECOLINE, которая полностью заменила все предшествующие. Эти компрессоры поднимают планку эффективности на новую высоту, и укрепляют лидирующие позиции BITZER в производстве самого передового компрессорного оборудования.

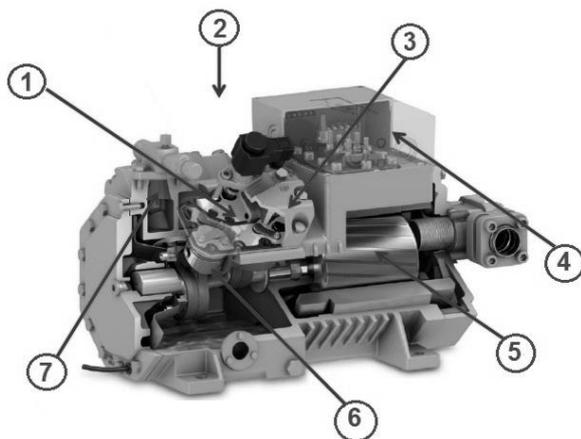
Необходимость обновления конструкции и модельного ряда поршневых компрессоров предопределили возрастающие требования рынка, растущая конкуренция, а также накопившееся у разработчиков как самих компрессоров, так и поступающих для их сборки комплектующих, немалое количество инновационных решений. Внедрение всех самых современных решений в конструкцию NEW ECOLINE позволило кардинально улучшить потребительские качества компрессоров без увеличения их стоимости.

Увеличить COP до 10% и сделать компрессоры NEW ECOLINE самыми эффективными, универсальными и удобными в обслуживании поршневыми компрессорами из представленных на рынке удалось благодаря применению:

- новых клапанных досок с оптимально подобранным количеством и диаметрами отверстий всасывания и нагнетания;
- более прочных корпусов компрессоров, рассчитанных на рабочие давления HP 32 bar;
- новых крышек головок цилиндров с лучшими показателями по шумоглушению, но с

меньшими гидравлическими потерями;

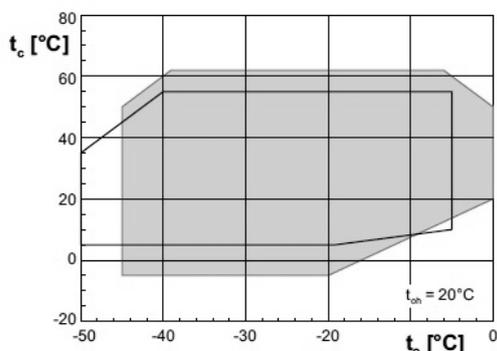
- новых клеммных панелей и клеммных коробок;
- более эффективных моторов, подобранных для каждой модели с оптимальной номинальной мощностью;
- поршней со специальным рельефом на торцевых поверхностях для уменьшения величины «мёртвого объёма», а также новых тонких стальных поршневых колец с покрытием для ещё большего снижения трения;
- запорных клапанов и внутренних полостей в корпусах компрессоров с существенно меньшими гидравлическими потерями.



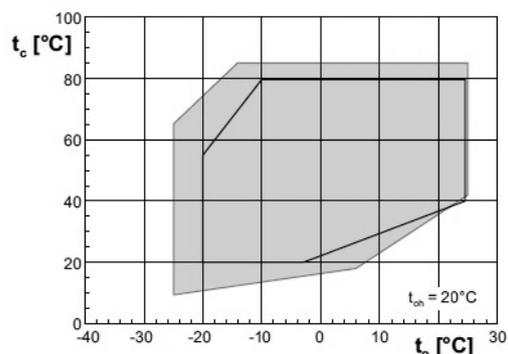
Модельный ряд компрессоров нового поколения NEW ECOLINE, предназначенных для работы на всех хладагентах: R134a, R404A, R507A, R407C, R22 и др., включает в себя 64 модели, сгруппированные в 7 серий: от CE1 до CE8, и охватывает диапазон объёмной производительности от 4 до 221 м<sup>3</sup>/ч.

Область допустимого применения компрессоров NEW ECOLINE на R404A/ R507A расширена на 7K в сторону более высоких температур конденсации, а также на 5K в сторону более высоких температур испарения для низкотемпературных моделей с мотором 2. Это позволяет использовать более дешёвые компрессоры во всех видах среднетемпературного холодильного оборудования и обеспечивает холодильным компаниям и конечным пользователям дополнительную экономию инвестиционных затрат. Особенно наглядно это уникальное преимущество NEW ECOLINE выглядит в сравнении с самым современным конкурентным аналогом на диаграммах.

R404A AND R507A



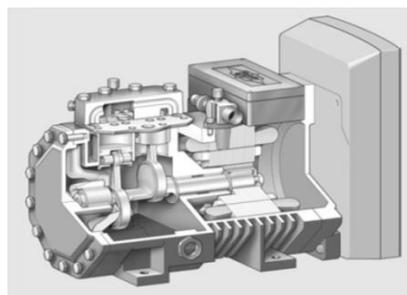
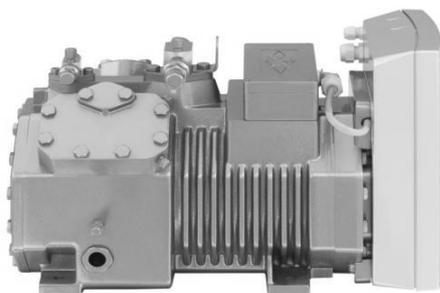
R134a



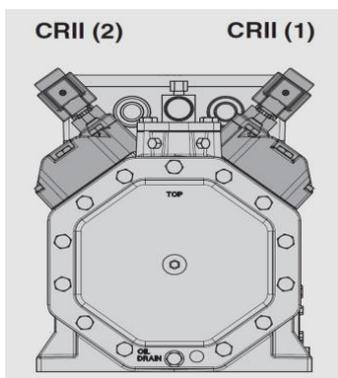
Кроме того, в серии NEW ECOLINE практически отпала необходимость применения дополнительного вентилятора обдува в системах на R404A, так как сектор области, где эта дорогостоящая опция ещё необходима, сдвинут до  $t_c \Rightarrow 38^\circ\text{C}$  и  $t_e = -45^\circ\text{C}$ , где уже целесообразнее использовать двухступенчатое сжатие.

Компрессоры NEW ECOLINE полностью взаимозаменяемы с ранее выпускавшимися компрессорами BITZER. Размеры и расположение всех опорных частей корпусов компрессоров сохранены без изменений. Присоединения патрубков и расположение запорных клапанов в подавляющем большинстве моделей компрессоров NEW ECOLINE идентичны ранее выпускавшимся моделям компрессоров. Таким образом, не ожидается каких-либо проблем при сервисной замене компрессоров разных поколений, например, в одной централи.

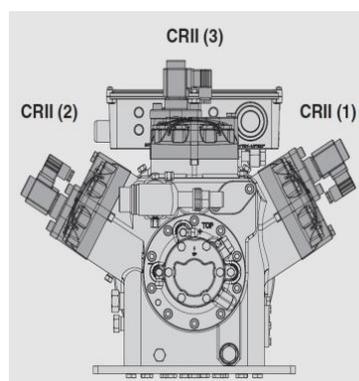
Компрессоры NEW ECOLINE идеально адаптированы для частотного регулирования производительности. Серии компрессоров BITZER с встроенным инвертором VARISPEED будут производиться и в дальнейшем на базе компрессоров NEW ECOLINE.



Для новых компрессоров NEW ECOLINE разработаны специальные CR-II клапаны-регуляторы производительности, работающие в импульсном режиме и обеспечивающие глубину регулирования 100%..10%. Такой способ регулирования более предпочтителен с точки зрения энергоэффективности (COP) и сезонной эффективности (ESEER и SEPR) по сравнению с традиционными CR-клапанами.



Для четырехцилиндрового компрессора



Для шестицилиндрового компрессора

Внедрение современных технических решений в новейшую конструкцию компрессоров БИТЦЕР дает возможность не только улучшить их потребительские качества и оптимизировать затраты на производство, это также позволяет компрессорам БИТЦЕР сохранять признанное лидерство на рынке поршневых компрессоров в сегменте коммерческого холода.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Technical documentation. [Электронный ресурс]/ - Режим доступа: [http://bitzer.de/eng/products/docu/doc\\_det/3](http://bitzer.de/eng/products/docu/doc_det/3)
2. Technical documentation. [Электронный ресурс]/-Режим доступа: [http://www.bitzer.de/eng/products/docu/doc\\_det/5](http://www.bitzer.de/eng/products/docu/doc_det/5)

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ СЕТЕЙ ХИМИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

*Яковлева О.Ю.<sup>1</sup>, к.т.н., Дервянко Г.В.<sup>2</sup>, к.т.н., Яковлев Ю.А.<sup>1</sup>, к.т.н., доц.,  
Хмельнюк М.Г.<sup>1</sup>, д.т.н., проф.*

<sup>1</sup>Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, Украина

<sup>2</sup>HARMOTECH GROUP GMBH, г. Берлин, Германия

*E-mail: osarja@gmail.com*

Энергетическая эффективность химико-технологических систем (ХТС) в большой мере зависит от правильности выбора основных режимных параметров установки и вида ее технологической схемы. Современный подход к решению указанных задач из-за сложности таких установок возможен только на основе современных методов математического моделирования и оптимизации.

В настоящее время на рынке программных продуктов лучшими являются программные комплексы PRO-2 [1] и HYSYS [2], предназначенные для программного построения математических моделей. Модели такого типа требуют пополнения задачи экспериментальными (модельными) данными по теплофизическим свойствам веществ, а также конструктивным и химическим характеристикам элементов системы, что затрудняет формализацию технологического моделирования.

В работах [3,4] предпринята попытка построить обобщенные представления об инженерных схемах, получившая наименование HeatExchangerNetwork(HEN) (теплообменная сеть) и MassExchangerNetwork(MEN) (массообменная сеть). Методология HEN/MEN позволяет разработать адекватную математическую модель, качественно и количественно удовлетворяющую вышеперечисленным требованиям.

Объекты исследования – производственные схемы сложных химико-технологических систем, их структура и режимные параметры.

Методы исследования - математическое моделирование теплообменных сетей ХТС, позволяющее выполнить численный эксперимент и аналитическое исследование эффективности теплообмена с использованием пакета прикладных программ.

Представлены принципы построения математических HEN-моделей химических производств.

В работе [5] на основе представления элемента межсетевое и внутрисетевое обмена энергией введено понятие энергопотенциала для элемента системы и эффективности энергетического обмена. Данные определения позволяют построить систему уравнений, связывающую температуры на выходе из элемента со значениями этих величин на входе в него.

В работе [6] приведены правила и приемы преобразования инженерной схемы ХТС в ее топологическую HEN модель. На примере часто встречающегося схемного решения сетевой модели энергообмена по аналогии с введенным в работе [3] понятием эффективности элемента межсетевое обмена, в качестве интегральной характеристики системы вводится понятие её эффективности.

В рамках предпринятых построений могут быть решены две задачи.

Первая сводится к определению мер энергии в узлах системы при заданных соотношения расхода потоков и эффективностях изменения меры энергии в элементах системы, следовательно, к проверке реализации требуемой интегральной характеристики.

Вторая сводится к определению эффективности обмена энергией в элементах системы и потоков на её ветвях, удовлетворяющих требуемой интегральной характеристике.

Показано, что при такой формализации подхода к постановке задач их решение будет удовлетворять фундаментальным принципам, таким как закон сохранения и превращения энергии и второе начало термодинамики.

На топологии системы, представленной в работе [6], построим упорядоченную сеть. Для этого дополнительный и основной узлы сети пополним условными ветвями и установим на них компенсационный элемент, предназначенный для подохлаждения потока подводимого из узла № 1 до требуемой температуры в узле № 13. Таковую сеть будем называть упорядоченной.

Систему будем называть термодинамически упорядоченной или просто упорядоченной, если каким-либо эквивалентным преобразованием её сети упорядочены, другими словами сети имеют один вход. Используем обозначения, принятые в работах [5,6], где  $T, \Theta$  - меры энергии на входе в систему. Максимально возможное количество энергии  $\Delta\Phi$ , которым могут обменяться потоки, примем в качестве предельного энергопотенциала для элемента системы. Величину отношения

фактически переданной энергии к энергетическому потенциалу будем называть эффективностью энергетического обмена  $\eta_E$ , а отношение изменения температуры в элементе к разности температур на входе - эффективностью изменения температур  $\phi$ .

Для общей оценки работоспособности системы введем понятие ее интегральной характеристики. Как правило, в качестве такой характеристики для систем вводят коэффициент полезного действия, представляющий собой отношение количества энергии полученного в одном или нескольких элементах промежуточных сетей к количеству энергии переданной системе в передающей сети. В рассмотренном примере в качестве КПД можно определить:

$$\eta = \frac{Q_4}{Q_1} = \frac{CP_{III} \cdot (T_{14} - T_{13})}{CP_I \cdot (T - T_2)}, \quad (1)$$

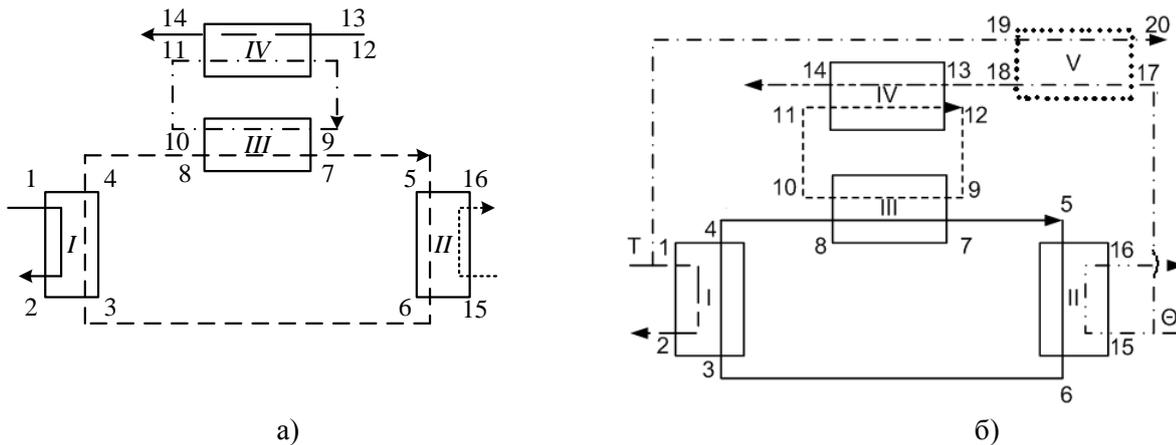


Рисунок 1 - Схема сетевой модели энергообмена:

а) – без компенсационного элемента; б) - с компенсационным элементом; I, II, III, IV – элементы межсетевое энергообмена; V – компенсационный элемент.

По аналогии с введенным понятием эффективности элемента межсетевое обмена [5], в качестве интегральной характеристики системы введем понятие ее эффективности как отношение количества энергии переданного в ней  $Q$  к приложенному энергетическому потенциалу  $\Delta\Phi$  [4]:

$$\eta_E = \frac{Q}{\Delta\Phi}, \quad (2)$$

Введем ряд дополнительных определений.

1. Любое объединение сетей элементами межсетевое обмена или контурами, предназначенное для организации энергообмена, будем называть системой.
2. Узлы входа потока с наибольшим значением меры энергии будем называть опорными, узлы входа потока с наименьшим значением меры энергии будем называть основными, остальные узлы входа потока рассматриваемой сети будем называть дополнительными.
3. Сети с наибольшим и наименьшим значением меры энергии на входе потоков в систему будем называть, соответственно, передающей и принимающей, а остальные – промежуточными.
4. Основной и опорный узлы передающей и принимающей сети будем называть основным и опорным узлами системы.

Рассматривая схемное решение при использовании принятых определений, очевидно, что есть четыре элемента объединенных контурами с нумерацией узлов  $\{3,4,8,7,5,6\}$  и  $\{9,10,11,12\}$ . Предположим, что передача энергии реализуется от сети  $\{1,2\}$  к сетям  $\{15,16\}$  и  $\{13,14\}$ .

Определим узел 1 опорным для системы, узел 15 основным для сети  $\{15,16\}$ , узел 13 основным для сети  $\{13,14\}$ , кроме того, будем полагать, что узел 15 является основным для системы. Исходя из этого, определим сеть  $\{1,2\}$  как передающую, сеть  $\{15,16\}$  как принимающую, сеть  $\{13,14\}$  как промежуточную.

Припишем каждому узлу системы, в соответствии с его номером, значение температуры и определим расходные теплоемкости потоков  $CP$  в сетях и контурах:  $CP_I$  – для сети  $\{1,2\}$ ;  $CP_{II}$  – для

сети {15,16};  $CP_{III}$  – для сети {13,14};  $CP_{IV}$  – для контура {3,4,8,7,5,6};  $CP_V$  – для контура {9,10,11,12}.  
в сети {19,20}  $CP_{VI}$  – для сети {19,20}.

Предполагая отсутствие потерь на ветвях сетей, запишем:

$$\begin{aligned} T_3=T_6; T_4=T_8; T_5=T_7; T_{10}=T_{11}; \\ T_9=T_{12}; T_{19}=T; T_{18}=T_{13}; T_{17}=\Theta. \end{aligned} \quad (3)$$

В соответствии с принятыми выше обозначениями, определим отношение расходных теплоемкостей на элементах системы:

$$\alpha_1 = \frac{CP_I}{CP_{IV}}; \quad \alpha_2 = \frac{CP_{IV}}{CP_{II}}; \quad \alpha_3 = \frac{CP_{IV}}{CP_V}; \quad \alpha_4 = \frac{CP_V}{CP_{III}}; \quad \alpha_5 = \frac{CP_{VI}}{CP_{III}} \quad (4)$$

Учитывая введенное определение эффективности изменения температур (мер энергии) для каждого элемента схемы  $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4, \phi_5$ , запишем систему уравнений баланса энергий и изменения эффективностей мер энергии:

$$\begin{cases} \alpha_1 \cdot (T - T_2) = T_4 - T_3 \\ \alpha_3 \cdot (T_3 - T_5) = T_{10} - T_9 \\ \alpha_2 \cdot (T_5 - T_3) = T_{16} - \Theta \\ \alpha_4 \cdot (T_{10} - T_9) = T_{14} - T_{13} \\ \alpha_5 \cdot (T - T_{20}) = T_{13} - \Theta \end{cases} \begin{cases} T - T_2 = \phi_1 \cdot (T - T_3) \\ T_4 - T_5 = \phi_3 \cdot (T_4 - T_9) \\ T_5 - T_3 = \phi_2 \cdot (T_5 - \Theta) \\ T_{10} - T_9 = \phi_4 \cdot (T_{10} - T_{13}) \\ T - T_{20} = \phi_5 \cdot (T - \Theta) \end{cases} \quad (5)$$

Система уравнений баланса энергий и изменения эффективностей мер энергии в матричном виде запишется:

$$\begin{pmatrix} -\alpha_1 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_3 - \alpha_3 & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_2 & 0 & \alpha_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_5 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_{20} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ -\alpha_4 & \alpha_4 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_9 \\ T_{10} \\ T_{14} \\ T_{16} \\ T_{13} \end{pmatrix} = T \cdot \begin{pmatrix} -\alpha_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\alpha_5 \end{pmatrix} + \Theta \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{pmatrix} -1 & \phi_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 - \phi_3 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 - \phi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_{20} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \phi_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 - \phi_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_9 \\ T_{10} \\ T_{14} \\ T_{16} \\ T_{13} \end{pmatrix} = T \cdot \begin{pmatrix} -(1 - \phi_1) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -(1 - \phi_5) \end{pmatrix} + \Theta \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\phi_2 \\ 0 \\ -\phi_5 \end{pmatrix}$$

Выделим систему уравнений для компенсационного элемента:

$$T - T_{20} = \phi_5 \cdot (T - \Theta); \quad \alpha_5 \cdot (T - T_{20}) = T_{13} - \Theta. \quad (7)$$

Получим:

$$T_{13} = T - (T - \Theta) \cdot (1 - \alpha_5 \cdot \phi_5); \quad T_{20} = T - \phi_5 \cdot (T - \Theta). \quad (8)$$

С учётом этого система уравнений для неупорядоченной системы примет вид:

$$\begin{pmatrix} -\alpha_1 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_3 & -\alpha_3 \\ 0 & -\alpha_2 & 0 & \alpha_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ -\alpha_4 & \alpha_4 & -1 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_9 \\ T_{10} \\ T_{14} \\ T_{16} \end{pmatrix} = T \cdot \begin{pmatrix} -\alpha_1 \\ 0 \\ 0 \\ -\alpha_5 \cdot \phi_5 \end{pmatrix} + \Theta \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ -(1-\alpha_5 \cdot \phi_5) \end{pmatrix}; \quad (9)$$

$$\begin{pmatrix} -1 & \phi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1-\phi_3 & -1 \\ 0 & -1 & 0 & 1-\phi_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \phi_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1-\phi_4 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_9 \\ T_{10} \\ T_{14} \\ T_{16} \end{pmatrix} = T \cdot \begin{pmatrix} -(1-\phi_1) \\ 0 \\ 0 \\ -\phi_4 \cdot \phi_5 \cdot \alpha_5 \end{pmatrix} + \Theta \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\phi_2 \\ -(1-\alpha_5 \cdot \phi_5) \end{pmatrix}$$

Отметим, что предложенная процедура упорядочения системы пополняет задачу об определении мер энергии в ее узлах задачей построения модельных представлений об обмене энергией в компенсационном элементе, что сводит топологию системы к двум взаимодействующим сетям. Поскольку количество переданной и принятой энергии в таких сетях равны, то это приводит к единственному энергопотенциалу, реализующему инженерную задачу, предполагая существование меры энергии, характеризующей количество принятой и переданной энергии на выходе из этих сетей.

Представлены принципы построения математических HEN-моделей химических производств.

Построенная концепция позволяет воспринимать информацию в виде алгоритмов, приемлемых для разработки программного обеспечения, с целью автоматизировать схему построения системы уравнений, а также построить программную среду, генерирующую модель системы по её топологическому представлению.

Для проверки на адекватность было выполнено моделирование полной технологической схемы действующего предприятия по производству карбамида и проведен численный эксперимент с использованием программного комплекса, разработанного компанией NETWORK SOLUTION DEVELOPMENT CO.INC .

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Invensys SimSci-Esscor. PRO/II. [http://iom.invensys.com/EN/Pages/SimSci-Esscor\\_ProcessEngSuite\\_PROII.aspx](http://iom.invensys.com/EN/Pages/SimSci-Esscor_ProcessEngSuite_PROII.aspx) May 2011.
2. Aspen Technology, Inc. HYSYS. <http://www.aspentech.com/hysys/> May 2011.
3. Yee, T. F., Grossmann I. E. and Kravanja, Z., Simultaneous Optimization Models for Heat Integration – I. Area and Energy Targeting and Modeling of Multi – Stream Exchangers, Comp. and Chem. Eng., 14(10):1151 – 1164, 1990.
4. Yee, T. F. and Grossmann, I. E., Simultaneous Optimization Models for Heat Integration – II. Heat Exchanger Network Synthesis, Comp. and Chem. Eng., 14(10):1165 – 1184, 1990.
5. Яковлев А.Ю., Хмельнюк М.Г., Яковлева О.Ю. Оценка эффективности межсетевых энергообменов // Холодильная техника і технологія. – 2008. - № 6. (116). – С. 25-27.
6. Яковлев А.Ю., Хмельнюк М.Г., Яковлева О.Ю. Сетевой анализ энергообмена в сложных системах. Тематичний збірник наукових праць «Обладнання та технології харчових виробництв», Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. -М. Туган-Барановського. – 2009. – Вип.21.-С.322-328.

УДК 637.521.47:664.34

### ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ МЯСНЫХ РУБЛЕННЫХ ЗАМОРОЖЕННЫХ ПОЛУФАБРИКАТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭМУЛЬСИОННЫХ СИСТЕМ

*Янчева М.А., Дроменко Е.Б., Потанов В.А., Гринченко О.А.*

*Харьковский государственный университет питания и торговли, г. Харьков, Украина  
E-mail: ya\_marina@rambler.ru, Droma2000@mail.ru, potapov@bigmir.net, grenol@mail.ru*

Современные технологии замораживания и холодильного хранения замороженного мяса и мясных продуктов располагают широким арсеналом технических средств и большими возможностями реализации различных технологических режимов [1].

Однако, несмотря на огромные технико-технологические возможности холодильной обработки, в процессе замораживания необратимо происходят нежелательные изменения, вызванные

кристаллообразованием. Возникновение в межклеточном пространстве кристаллов льда в результате замораживания приводит к разрыву мышечных волокон, что впоследствии негативно влияет на технологические свойства размороженного мяса и, выражается в первую очередь, в значительных потерях мясного сока и снижении потребительских характеристик готовых продуктов [2].

В настоящее время большое внимание уделяется разработке технологии мясных продуктов, в состав которых входят многокомпонентные эмульсионные системы. Преимущества применения эмульсионных систем заключаются в возможности эффективного использования мясного сырья, высоком уровне функционально-технологической совместимости эмульсионных систем со структурным матриксом базовой мясной эмульсий, положительном влиянии эмульсионных систем на структурно-механические показатели и выход готовой продукции.

Анализируя накопленный опыт использования эмульсионных систем в производстве мясных продуктов, можно утверждать, что на сегодняшний день отсутствуют исследования по их использованию в производстве мясных рубленых замороженных полуфабрикатов.

В ХГУПТ разработана технология производства мясных рубленых замороженных полуфабрикатов с использованием эмульсионной системы криопротекторного действия на основе животного белка. При разработке и обосновании данной технологии проведены исследования по изучению теплофизических характеристик систем на основе измельченного мясного сырья и жировых тканей в процессе замораживания-размораживания.

Объектами исследования являлись:

- системы на основе измельченного мяса говядины высшего, 1 и 2 сорта;
- системы на основе измельченного мяса свинины нежирной, полужирной и жирной;
- жир-сырец говяжий, шпик свиной;
- эмульсионные системы (ЭС), полученные на основе белка животного и рафинированного дезодорированного подсолнечного масла с содержанием жировой фазы 60%;
- системы на основе измельченного мяса говядины с содержанием эмульсионных систем в количестве 10...30%.

Сырье, используемое для получения мясных систем, по показателям качества и безопасности соответствовало требованиям действующей в Украине нормативной документации.

Системы на основе мясного сырья получали путем измельчения мяса говядины (или свинины) на мясорубке с диаметром отверстий решетки  $(3...4) \times 10^{-3}$  м с последующим перемешиванием до получения однородной массы. Эмульсионные системы получали на лабораторном эмульсификаторе при частоте вращения рабочих ножей 3000 об/мин путем введения масла подсолнечного рафинированного дезодорированного в предварительно гидратированный животный белок.

Для получения мясных систем с ЭС в предварительно измельченное мясо добавляли ЭС и перемешивали до получения однородной массы.

Мясные системы подвергали замораживанию-размораживанию на лабораторной низкотемпературной установке; температура образцов измерялась автоматически с дискретностью  $\Delta t = 1$  мин.

Исследование теплофизических характеристик мясных систем в процессе замораживания-размораживания осуществляли путем построения термограмм в температурном интервале  $-20...+20^\circ\text{C}$ ; расчет параметров температурной зависимости эффективной теплоемкости осуществляли с использованием метода анализа кинетики явлений переноса в неравновесных термодинамических системах [3, 4].

Эффективная энтальпия и эффективная удельная теплоемкость - физические величины, учитывающие все виды тепловых эффектов, которые имеют место в процессе замораживания-размораживания системы: температурные изменения теплоемкости, теплоту фазовых переходов, теплоту химических и биохимических реакций. Анализ термограмм проводили с учетом этих величин.

Информационными параметрами, получаемыми по температурной зависимости эффективной удельной теплоемкости, являлись (рис.1):

$T_{кр}$  – криоскопическая температура,  $^\circ\text{C}$ ;

$\Delta T_{кр}$  – криоскопический интервал температур,  $^\circ\text{C}$ ;

$\Delta H_{кр}$  – удельная теплота фазового перехода в криоскопическом интервале температур, кДж/К;

$\Delta H$  – изменение энтальпии во всем измеренном интервале температуры образца  $\Delta T$ , Дж/К ( $\Delta T = -20...+20^\circ\text{C}$ );

$\Delta \omega$  – доля влаги, изменяющая агрегатное состояние в криоскопическом интервале температур (количество вымороженной или расплавленной влаги).

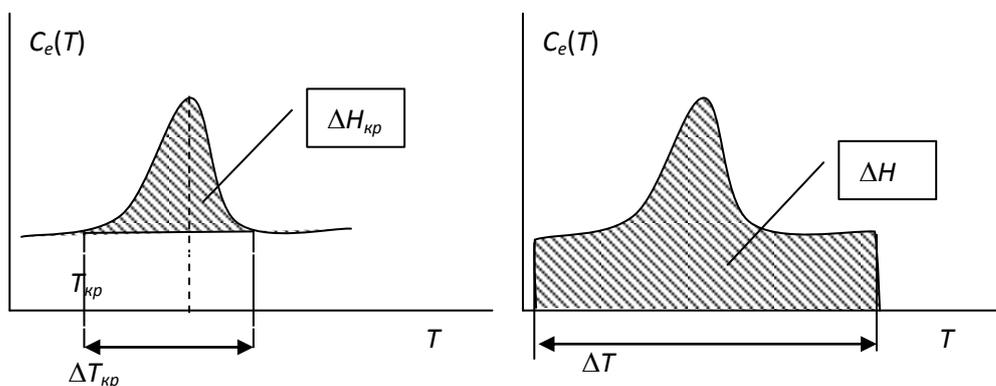


Рисунок 1 – Информационные параметры температурной зависимости эффективной удельной теплоемкости.

Характерный пик эффективной теплоемкости соответствует фазовому переходу вода-лед, положение его максимума фиксирует криоскопическую температуру системы. Ширина пика у основания определяет криоскопический интервал температур начала и конца фазового перехода. Площадь под пиком фазового перехода определяет удельную теплоту фазового перехода в криоскопическом интервале температур.

Превращение воды в лед при замораживании сопровождается миграцией влаги и изменениями теплофизических и механических свойств. Изменение фазового состояния воды – главный фактор, обуславливающий торможение нежелательных диффузионных, химических, биохимических и микробиологических процессов в пищевых продуктах при их замораживании.

Для производства мясных замороженных продуктов высокого качества с технологической точки зрения важным является обеспечение условий для образования мелких равномерно распределенных кристаллов льда для обеспечения целостности мышечных волокон мяса. Формирование кристаллов льда в такой сложной системе как мясо зависит не только от скорости замораживания, но и от физико-химических и структурных особенностей тканей (соотношения в ней воды, жировой, мышечной и соединительной ткани).

С целью обоснования целесообразности использования ЭС в составе мясных рубленых замороженных полуфабрикатов на первом этапе изучены теплофизические характеристики систем на основе измельченного мяса говядины и свинины (в режиме замораживание-размораживание). Следует отметить, что наряду с установленной тенденцией взаимосвязи температурных зависимостей эффективной теплоемкости с видом измельченных мясных систем отдельные показатели имеют значения, не позволяющие сделать однозначные выводы, что связано с индивидуальным химическим составом мясного сырья как объекта исследования.

В таблице 1 представлены информационные параметры температурных зависимостей эффективной теплоемкости при замораживании-размораживании систем на основе измельченного мяса говядины, свинины и жирового сырья.

Таблица 1 – Параметры температурной зависимости эффективной теплоемкости систем на основе измельченного мяса говядины, свинины и жирового сырья

Показатель	Системы на основе измельченного мяса говядины				Системы на основе измельченного мяса свинины			
	высший сорт	1 сорт	2 сорт	жир-сырец	нежирная	полу-жирная	жирная	шпик
замораживание								
$T_{кр}, ^\circ\text{C}$	-1,1	-1,1	-0,9	-5,1	-1,9	-2,3	-2,4	-
$\Delta T_{кр}, ^\circ\text{C}$	2,9	2,4	4,4	-	3,8	5,2	4,1	-
$\Delta H_{кр}, \text{кДж/К}$	88	92	99	-	146	129	153	-
$\Delta H, \text{кДж/К}$	199	218	230	239	256	244	289	240
$\Delta \omega$	0,26	0,27	0,30	-	0,44	0,38	0,46	-
размораживание								
$T_{кр}, ^\circ\text{C}$	-1,1	-2,0	-1,8	-	-2,9	-3,3	-3,6	-
$\Delta T_{кр}, ^\circ\text{C}$	7,2	7,4	8,2	-	8,2	9,6	9,2	-
$\Delta H_{кр}, \text{кДж/К}$	118	100	154	-	156	141	143	-
$\Delta H, \text{кДж/К}$	250	207	296	215	229	225	275	220
$\Delta \omega$	0,35	0,30	0,46	-	0,47	0,42	0,46	-

Анализ полученных данных (табл. 1) позволяет констатировать, что процесс замораживания-размораживания является необратимым – все параметры температурной зависимости эффективной теплоемкости изменяются, однако характер вышеуказанных изменений имеет индивидуальный характер. Установлено, что криоскопические температуры систем на основе измельченного мяса говядины (при замораживании) находятся в интервале  $(-1,1...-0,9)^{\circ}\text{C}$ , свинины –  $(-2,4...-1,9)^{\circ}\text{C}$ ; практически для всех систем с повышением содержания жировой составляющей наблюдается увеличение криоскопического интервала температур. Характер изменения криоскопического интервала температур  $\Delta T_{\text{кр}}$  позволяет предположить о наличии различных форм связей в исследуемых системах. Малое значение  $\Delta T_{\text{кр}}$  характерно для систем с большим количеством свободной влаги (минимальное значение  $2,4^{\circ}\text{C}$  зафиксировано при использовании говядины 1 сорта). Наибольшее значение криоскопического интервала температур характерно для систем из измельченного мяса свинины полужирной –  $5,2^{\circ}\text{C}$ , что связано с изменением химического состава и, как следствие, увеличением доли связанной влаги, а также наличием жировой составляющей, которая (как результат проявления поверхностно-активных свойств белков мяса) находится в эмульгированном состоянии. С увеличением доли жировой составляющей практически для всех исследуемых систем характерным является повышение значения удельной теплоты фазового перехода, что в полной мере соотносится с имеющимися литературными данными о влиянии жира на процесс замораживания.

Сравнительный анализ теплофизических характеристик мясных систем в цикле замораживание-размораживание позволяет сделать следующие выводы. При размораживании для всех систем (независимо от вида используемого мясного сырья) существенно увеличивается криоскопический интервал температур (в  $1,8...3,0$  и  $1,7...2,1$  раза при использовании мяса говядины и свинины соответственно). Изменение удельной теплоты фазового перехода в криоскопическом интервале температур имеет одинаковую тенденцию (данный показатель увеличивается), но разные количественные значения: для систем из измельченного мяса говядины наблюдается увеличение данного показателя в  $1,1...1,5$  раз, из измельченного мяса свинины – в  $1,06...1,09$  раз. Наряду с повышением удельной теплоты фазового перехода отмечено увеличение доли влаги ( $\Delta\omega$ ), изменяющей агрегатное состояние в криоскопическом интервале температур при размораживании: в  $1,3...1,5$  раз для систем из измельченного мяса говядины, в  $\sim 1,1$  раз – из свинины. Причиной вышеуказанных изменений является агрегирование миофибриллярных белков мяса в результате образования водородных связей и взаимодействия ионогенных групп белков, что приводит к понижению гидрофильных свойств систем и снижению их влагоудерживающей способности. Обращает на себя внимание тот факт, что увеличение доли изменяющей свое агрегатное состояние в криоскопическом интервале температур после размораживания в системах с большим содержанием жировой фазы менее выражено.

Экспериментально установлено, что для всех систем из измельченного мяса свинины при размораживании наблюдается уменьшение удельной теплоты фазового перехода (с  $256$  кДж/К до  $229$  кДж/К, с  $244$  кДж/К до  $225$  кДж/К, с  $289$  кДж/К до  $275$  кДж/К при использовании свинины нежирной, полужирной и жирной соответственно) при одновременном увеличении криоскопического интервала температур (с  $3,8^{\circ}\text{C}$  до  $8,2^{\circ}\text{C}$ , с  $5,2^{\circ}\text{C}$  до  $9,6^{\circ}\text{C}$ , с  $4,1^{\circ}\text{C}$  до  $9,2^{\circ}\text{C}$  соответственно), что свидетельствует о более высокой стабильности систем в цикле замораживание-размораживание.

Характер температурной зависимости эффективной теплоемкости жира-сырца свидетельствует об отсутствии четко выраженного фазового перехода. Структурные изменения в жире наблюдаются во всем исследуемом диапазоне температур, что свидетельствует о преобладающей доле связанной влаги в нем или влаги, изменяющей свое агрегатное состояние. Это подтверждается низким значением температуры, при которой наблюдается максимум теплового эффекта при замораживании жира ( $T_{\text{кр}} = -5,1^{\circ}\text{C}$ ).

Таким образом, проведенные исследования показывают, что с увеличением содержания жировой составляющей в мясной системе процесс замораживания-размораживания является более обратимым. Полученные результаты позволяют предположить, что жир в составе систем из измельченного мяса проявляет криопротекторные свойства.

Основываясь на данном предположении, сформулирована гипотеза – использование в составе мясных рубленых замороженных полуфабрикатов эмульсионных систем позволит создать продукцию с требуемыми функционально-технологическими и теплофизическими показателями, обеспечить высокие показатели качества и безопасности при реализации технологического цикла замораживание-размораживание.

Для подтверждения данной гипотезы проведены исследования по изучению теплофизических характеристик систем на основе измельченного мяса говядины 1 сорта (в режиме замораживание-размораживание) с ЭС. В таблице 2 представлены информационные параметры температурных

зависимостей эффективной теплоемкости при замораживании-размораживании систем на основе измельченного мяса говядины с добавлением эмульсионной системы на основе животного белка с содержанием жирового компонента 10%, 20% и 30%.

Таблица 2 – Параметры температурной зависимости эффективной теплоемкости систем на основе измельченного мяса говядины и эмульсионных систем (ЭС)

Показатель	Вид и содержание жирового компонента, %			
	ЭС			
	0	10	20	30
замораживание				
$T_{кр}, ^\circ\text{C}$	-1,1	-1,1	-1,6	-0,6
$\Delta T_{кр}, ^\circ\text{C}$	2,4	4	8,5	2,4
$\Delta H_{кр}, \text{кДж/К}$	92	81	107	72
$\Delta H, \text{кДж/К}$	218	180	205	153
$\Delta\omega$	0,27	0,24	0,21	0,32
размораживание				
$T_{кр}, ^\circ\text{C}$	-2,0	-1,3	-1,3	-0,7
$\Delta T_{кр}, ^\circ\text{C}$	7,4	7,3	6,3	6,9
$\Delta H_{кр}, \text{кДж/К}$	100	107	133	88
$\Delta H, \text{кДж/К}$	207	248	282	219
$\Delta\omega$	0,30	0,27	0,25	0,38

Анализ полученных экспериментальных данных позволяет сделать следующие выводы. Введение в системы из измельченного мяса говядины ЭС в количестве 10...20% (при замораживании) приводит к повышению значений таких показателей, как криоскопическая температура  $T_{кр}$  (~ в 1,4 раза), криоскопический интервал температур  $\Delta T_{кр}$  (в 1,6...3,5 раз), удельная теплота фазового перехода в криоскопическом интервале температур  $\Delta H_{кр}$  (~ в 1,1 раза). С увеличением содержания ЭС до 20% уменьшается доля влаги, изменяющая агрегатное состояние при замораживании, до  $\Delta\omega=0,21$  в сравнении с контрольным образцом ( $\Delta\omega=0,27$ ). Отмечено изменение в обратную сторону данных показателей для систем с содержанием ЭС 30% в сравнении с измельченным мясом, что, вероятно, объясняется тем, что при введении ЭС вместе с жировой фазой вносится и водная, которая составляет основу дисперсионной среды эмульсии.

При размораживании наблюдается увеличение значений удельных энергозатрат  $\Delta H$  (в сравнении с замораживанием) на 25...40%; значение доли влаги ( $\Delta\omega$ ), изменяющей агрегатное состояние, увеличивается ~ в 1,1...1,2 раза и приближается к показателям, характерным для систем на основе измельченного мяса свинины полужирной.

Уменьшение доли влаги, изменяющей агрегатное состояние при замораживании-размораживании в системах с ЭС в количестве 10...20%, является результатом проявления криоскопических свойств последних, вероятно, в результате формирования липидного «барьера», препятствующего агрегированию белковых молекул и понижению их гидрофильности. Для систем с содержанием ЭС 20 % характерны наименьшая криоскопическая температура как при замораживании (-1,6 $^\circ\text{C}$ ), так и при размораживании (-1,3 $^\circ\text{C}$ ). Значение криоскопического интервала температур (8,5 $^\circ\text{C}$  при замораживании), который является наибольшим, подтверждает данное предположение.

Параллельно с исследованием теплофизических характеристик мясных систем с ЭС в режиме замораживание-размораживание проводили технологические обработки, которые подтвердили эффективность использования ЭС при производстве мясных рубленых замороженных полуфабрикатов.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что морфологическое строение мяса (соотношение мышечной, соединительной и жировой тканей) и его химический состав существенно влияют на технологические показатели мясных рубленых полуфабрикатов при реализации цикла замораживание-размораживание. На основании изучения теплофизических характеристик систем на основе измельченного мяса говядины, свинины различных сортов и жирового сырья в процессе замораживания-размораживания установлено, что с увеличением содержания жировой составляющей в мясной системе процесс замораживания-размораживания является более обратимым вследствие проявления жиром криопротекторных свойств.

Сформулирована и доказана гипотеза о возможности использования эмульсионных систем как

компонентов криопротекторного действия в технологии мясных рубленых замороженных полуфабрикатов. На основании комплексного изучения теплофизических характеристик мясных систем (криоскопический интервал температур, удельная теплота фазового перехода и доля влаги, изменяющая агрегатное состояние, в криоскопическом интервале температур) обосновано рациональное содержание эмульсионной системы в составе мясных рубленых замороженных полуфабрикатов – 20%.

Полученные результаты положены в основу при обосновании рецептурного состава и параметров технологического процесса производства мясных рубленых замороженных полуфабрикатов с использованием эмульсионных систем.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эванс Дж.А. Замороженные пищевые продукты: производство и реализация [пер. с англ.] / Дж. А. Эванс. – СПб. : Профессия, 2010. – 440 с.
2. Янчева М.О. Фізико-хімічні та біохімічні основи технології м'яса і м'ясопродуктів : Навч. пос. / М.О. Янчева, Л.В. Пешук, О.Б. Дроменко – К. : Центр учбової літератури, 2009 – 304 с.
3. Потапов В.О. Кинетика сушки: анализ и управление процессом : Монография / В.О. Потапов. – Харків : ДОД ХДУХТ, 2009. – 250 с.
4. Фролов С.В. Тепло- и массообмен в расчетах процессов холодильной технологии пищевых продуктов / С.В. Фролов, В.Е. Куцакова, В.Л. Кипнис. – М.: КОЛОС-ПРЕСС, 2001. – 144 с.

УДК 502.34

### **СИСТЕМА ТОРГОВЛИ УГЛЕРОДНЫМИ КВОТАМИ В КАЗАХСТАНЕ: АНАЛИЗ УЯЗВИМОСТИ И ПРИОРИТЕТНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ НА ОСНОВЕ ЕВРОПЕЙСКОГО ОПЫТА**

*Цой Д.А., магистрант, Сергиенко О.И., к.т.н., доцент*

*Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики; Институт холода и биотехнологий, Россия*

Казахстан обладает одним из наибольших показателей в мире по удельным выбросам парниковых газов на единицу ВВП. Основной причиной высокой углеродоемкости экономики республики является преобладание производств, основанных на потреблении угля, в то время как потенциал возобновляемых источников энергии остается в значительной степени неиспользованным [1,7]. Одной из самых распространенных форм национального регулирования выбросов парниковых газов является система торговли квотами (СТВ) на выбросы парниковых газов. Данная система реализуется на всей территории Европейского Союза, в Новой Зеландии и Австралии, а также регионально в США, Канаде и Китае [6]. Система торговли квотами также была введена в Республике Казахстан с 1 января 2013 г. в порядке эксперимента [2].

Целью данной работы является определение приоритетных направлений развития СТВ в Казахстане, а также определение уязвимости данной системы, т.е. определение тех барьеров, которые могут угрожать успешной реализации системы или привести к несоблюдению установленных сроков, и возможностей для успешной реализации СТВ в Республике Казахстан (РК).

Задачами исследования являются: во-первых, сравнительный анализ условий функционирования СТВ в Европейском Союзе (ЕС) с аналогичными условиями в Казахстане; исследование формирования европейского углеродного рынка; во-вторых, определение основных проблем, сильных и слабых сторон европейской СТВ по литературным данным; в-третьих, определение приоритетных направлений развития и потенциальных проблем для достижения запланированного уровня снижения выбросов в Республике Казахстан.

Система торговли квотами на выбросы парниковых газов в Казахстане внедрена по системе Европейского Союза «cap-and-trade» (ограничение и торговля).

Для сравнительного анализа текущей ситуации в отношении условий формирования и функционирования СТВ в Европейском Союзе и Республике Казахстан проводится исследование

существующих проблем в формате PEST-анализа и оценка реализации стратегии низкоуглеродного развития в формате SWOT-анализа. Данный подход позволяет выявить потенциальные проблемы для эффективной реализации национальной системы торговли квотами.

PEST- анализ среды функционирования СТВ в Европейском Союзе и Республике Казахстан.

PEST-анализ (аббревиатура от англ. policy – политика, economy – экономика, society – общество, technology – технология) помогает отобрать факторы, оказывающие влияние на рассматриваемую проблему. Он проводится на основе выделения четырех групп факторов, посредством которых анализируются политический, экономический, социокультурный и технологический аспекты внешней среды вокруг исследуемого объекта, в данном случае СТВ. При этом для каждой проблемы существует свой набор ключевых факторов, который непосредственно и наиболее существенно влияет на нее. Факторы, выделенные в результате PEST-анализа, могут служить в качестве основы для возможного решения проблемы, но они также могут стать или угрозой для проекта, или, наоборот, условием его будущего успешного выполнения.

*P - Политическая и правовая составляющая СТВ в ЕС.*

Система Торговли квотами Европейского Союза была введена в соответствии с Директивой Европейского Парламента (ЕС 2003/87/ЕС) и Европейского Совета, утвержденной в октябре 2003 года. В 2004 году в Директиву были внесены изменения, и в 2005 году начал функционировать I этап системы торговли квотами Европейского Союза. В торговле квотами на выбросы принимают участие предприятия из 31 стран, включая все страны Евросоюза, Хорватию, Исландию, Норвегию и Лихтенштейн [8]. Страны ЕС в рамках первого периода действия Киотского протокола были обязаны снизить выбросы ПГ на 8% в сравнении с уровнем 1990 года [8], и создание единой Европейской системы торговли квотами первоначально было призвано помочь европейским странам выполнить свои обязательства по сокращению выбросов. На сегодняшний день Европейская система торговли квотами на выбросы не только стала инструментом выполнения международных обязательств, но и является важным инструментом национальной и региональной климатической политики.

Цель Европейской системы торговли квотами на настоящий момент – сокращение к 2020 году выбросов на 21% по сравнению с уровнем 2005 года [5]. Выполнение данной цели предполагается осуществлять в несколько этапов: Этап 1 (пробный) реализовывался в 2005-2007 гг., Этап 2 – в 2008-2012 гг., и Этап 3 пройдет в период 2013-2020 гг. Во время реализации Этапа 1 максимальный объем выбросов устанавливался в объеме 2,181 млн. тонн углекислого газа в год. В течение Этапа 2 максимальный объем составлял 2,083 млн. тонн углекислого газа в год. Пик выбросов на начало 3 Этапа составил 2,039 миллионов тонн CO<sub>2</sub>, и, в отличие от предыдущих этапов, данный пик будет уменьшаться каждый год на 1,74%. [9]

*E - Экономическая составляющая СТВ в ЕС.*

По мнению международных экспертов, существующая система торговли выбросами Европейского Союза является наиболее оптимальным инструментом для уменьшения выбросов парниковых газов, так как позволяет операторам свободно выбирать стратегию для уменьшения выбросов в рыночной экономике [6]. В 2011 году объемы торговли квотами по системе торговли выбросами Европейского Союза составили 7.9 миллиардов тонн CO<sub>2</sub> или 106 миллиардов Евро. В целом оборот европейского рынка разрешений на выбросы в 2012 году составил около 7.9 млрд. тонн квот на сумму 56 млрд евро. Штраф за 1 тонну выбросов составляет 100 евро, и он корректируется с учетом темпов инфляции. [10]

*S – Социальная составляющая СТВ в ЕС.*

В рамках выполнения обязательств по Киотскому протоколу Европейскому Союзу было необходимо снизить выбросы парниковых газов в течение 2008-2012 гг. на 8% от уровня 1990 г. В связи с этим у Европейского Парламента возникла необходимость разработки дополнительных мер, способствующих снижению выбросов. СТВ Европейского Союза была создана независимо от международных договоров об изменении климата, таких как Рамочная конвенция Организации Объединенных Наций об изменении климата (UNFCCC, 1992) и Киотского протокола, обязательства по которому вступили в силу в феврале 2005 г., тогда как этап I СТВ Европейского Союза уже официально начал свою работу [8].

*T – Технологическая составляющая СТВ в ЕС.*

Любая компания, на имя которой открыт счет в Регистре торговли квотами Европейского Союза, может продать или купить квоты. Торговля напрямую происходит между покупателями и продавцами через организованные торговые системы или через посредников на рынке квот. Все операции, которые проходят через торговую систему, проверяются и регистрируются в автоматизированном журнале операций Европейского Союза (the European Union Transaction Log

(EUTL)). Впоследствии консолидированные данные по всем операциям можно получить в системе просмотра данных по СТВ Европейского Союза в разрезе стран, секторов и определенного периода времени. Система также позволяет просмотреть верифицированные данные по выбросам, выделенные квоты на более чем 12 000 установок, которые охватывает СТВ [11].

Квоты на выброс углерода могут быть проданы конфиденциально, без посредников (через брокера) или на рынке наличного товара, как любые ценные бумаги. Самым большим рынком наличного товара по квотам на выбросы углерода является Европейская климатическая биржа (ЕКБ), за которой следует Чикагская климатическая биржа (ЧКБ) в США [11].

#### *Р- Политическая и правовая составляющая СТВ в Казахстане.*

В соответствии с Экологическим кодексом Республики Казахстан 1 января 2013 года начался экспериментальный этап функционирования системы торговли квотами на выбросы в Казахстане. После экспериментального этапа в 2014 году должен был последовать "Второй период торговли", но экспериментальный этап был продлен до 2015 года [7]. До 2020 года правительство Казахстана планирует закончить второй этап функционирования системы. На сегодняшний день в СТВ Казахстана задействованы только выбросы CO<sub>2</sub> [3].

Во время экспериментального этапа I на основании неверифицированных данных о выбросах парниковых газов, представленных операторами за 2010 год, определены 178 операторов, которые включены в систему торговли квотами. Каждый оператор может иметь одну и более установок [2].

Утвержден Национальный план распределения (НПР) квот на 2013 год, в соответствии с которым было проведено свободное распределение разрешений на выбросы между операторами, на основе исторических данных, в объеме 100% от уровня выбросов в 2010 г. Общее количество разрешений на выбросы на экспериментальном этапе равно 147, 2 млн. тонн CO<sub>2</sub>, плюс резерв разрешений для новых установок в количестве 20,6 млн. тонн на 2013 год [2].

Постановлением Правительства Республики Казахстан от 31 декабря 2013 года был утвержден Национальный план распределения квот на 2014 и 2015 гг. в объеме 155,2 млн. тонн и 152,9 млн. тонн CO<sub>2</sub>, соответственно. Резерв объема квот на новые установки был определен в объеме 18,1 млн. тонн и 20,7 млн. тонн на 2014 и 2015 годы [3].

Установленный объем квот в Национальном плане развития на 2013 год был основан на данных 2010 года и не принимал во внимание увеличение объемов производства. В результате низкий объем квот, а также отсутствие национальной системы торговли, вынудило правительство Казахстана отметить все штрафы за превышение верхней границы в 2013 году, а также увеличить верхние границы выбросов, установленные в НПР на 2014 и 2015 гг. [3,4].

В настоящее время Министерством окружающей среды и водных ресурсов совместно с АО «Жасыл Даму» проводится большая работа по внесению изменений и дополнений в Экологический кодекс РК, уточнению перечня сфер деятельности для квотирования, улучшению системы мониторинга и отчетности. Также изучается возможность перехода от исторического метода распределения квот к методу бенчмаркинга и внедрение международных стандартов серии ISO для регламентирования работы верификаторов [12].

#### *Е – Экономическая составляющая СТВ в Казахстане.*

Для Казахстана приоритетной задачей является модернизация технологии производства, в связи с тем, что на данный момент производство использует устаревшие технологии и оборудование, оставляя потенциал «зеленого производства» в значительной степени неиспользованным [7]. Кроме того, производительность/энергоэффективность большинства казахских установок еще не соответствуют уровню европейских стандартов.

Система торговли квотами будет стимулировать дополнительное сокращение выбросов и создаст экономический интерес для производства, так как квоты имеют денежную стоимость. Также СТВ создаст стимулы для инвестиций в инновации: предприятия заинтересованы в снижении издержек, а значит в совершенствовании технологии производства и повышения энергоэффективности.

В 2009 году выбросы CO<sub>2</sub> в Казахстане составляли 290 млн. тонн, что составляет около 6% выбросов всего Европейского Союза. В 2011 году объемы торговли квотами по системе торговли выбросами Европейского Союза составили 7,9 млрд. тонн CO<sub>2</sub> или 106 млрд. Евро, и при сохранении пропорции 6% выбросов CO<sub>2</sub> от объема Европейского Союза, потенциальный объем Казахстанского рынка, составит около 6 миллиардов Евро [6].

#### *S – Социальная составляющая СТВ в Казахстане.*

В рамках выполнения Копенгагенского соглашения 2010 года Казахстан обязан снизить выбросы парниковых газов до 2020 года на 15%, от уровня 1992 года [1]. Промышленность и

энергетика Казахстана обладают достаточным запасом энергоемкости, т.е. сокращение выбросов возможно за счет замены старого оборудования, технологического прогресса и т.д. Внедрение системы торговли квотами является одним из самых эффективных методов по сокращению выбросов парниковых газов без применения дополнительных мер экологического стимулирования. Кроме того, функционирование СТВ в Казахстане позволит стране быть полноценным участником международного углеродного рынка, который сейчас набирает размах функционирования: продолжается торговля международными квотами и кредитами; начинают развиваться национальные системы торговли квотами на выбросы в Австралии, Новой Зеландии, Южной Корее, США, Канаде и Китае[5].

*Т - Технологическая составляющая СТВ в Казахстане.*

В соответствии с приказом Министерства № 151-Ө торговля квотами на выбросы может быть организована в виде "системы электронной торговли". Товарная биржа будет использоваться для торгов после подписания соглашения между биржей и Государственным реестром, который устанавливает правила ведения сделок [12].

Разработка программного обеспечения для реестра разрешений на выбросы в настоящее время находится в стадии планирования, но поскольку начался экспериментальный этап, реестр используется в «неавтоматическом режиме», что означает, что планы мониторинга, отчеты о выбросах и все документы по сделкам принимаются в бумажном виде [12].

Кроме того, по мнению экспертов в рамках СТВ у Казахстана могут возникнуть значительные проблемы в обеспечении должного и своевременного сбора данных на уровне установок, для начала полноценного функционирования второго периода торговли, а также могут быть задержки при создании реестра квот на выбросы. И хотя основы системы надзора известны, предполагается, что эта сфера еще потребует значительной работы [12].

На основе проведенного сравнительного PEST-анализа двух систем СТВ определены возможные барьеры для эффективного достижения целей по снижению углеродных выбросов до 2015 г. для Казахстана:

– Сравнительный анализ двух систем торговли квотами на выбросы углерода позволяет определить не только потенциальные барьеры развития для СТВ Казахстана, но и использовать опыт Европейского Союза для определения приоритетных направлений развития. На основе отчета Международной Ассоциации по Торговле Выбросами (International Emissions Trading Association, IETA) за 2013 год [5] проведен SWOT-анализ СТВ Европейского Союза на первом и втором этапе ее развития.

*SWOT-анализ СТВ Европейского Союза на I и II этапе функционирования.*

*Сильные стороны:*

- Установлен объем квот, подлежащих свободному распределению;
- Установлен и утвержден график подготовки и внедрения системы;
- Установлены цены на квоты на выбросы углерода;
- Создана законодательная база для определения и руководства основными принципами национальной системы торговли квотами;
- Организован сбор данных по выбросам парниковых газов на уровне установок;
- Возможность выставлять на аукцион 5-10 % от общей суммы выделенных квот;
- Сформирована необходимая инфраструктура для мониторинга, отчетности и верификации выбросов парниковых газов.

*Слабые стороны:*

– Отсутствие механизма для регулирования цен на рынке квот на выбросы углерода. Установленный объем квот (фиксированное предложение) при изменчивом спросе негативно влияет на цены на рынке квот. Так, в результате снижения объема производства во время экономического спада 2009-2012 года уменьшился спрос на углеродные кредиты, что привело к увеличению переизбытка квот на рынке. Цены в середине 2013 года за 1 тонну упали до 3-6 Евро за тонну;

– Недостаток точной информации о фактических выбросах парниковых газов участников торговли;

– Выделен завышенный объем квот на выбросы углерода. Избыток квот стал очевидным в апреле 2006 года и негативно отразился на стоимости квот на рынке;

– Отсутствие централизованного подхода к распределению выбросов. Распределение открыто для субъективных суждений. Как результат некоторые компании для повышения конкурентоспособности завышали необходимый объем квот;

Свободное распределение квот. Возможность выставлять квоты на аукцион не использовалась странами Европейского Союза;

– При определении общего объема разрешений на выбросы парниковых газов или “cap” не учитываются прогнозы и рекомендации научных экспертов.

Возможности:

– Выполнение международных обязательств по сокращению выбросов;

– Уменьшение выбросов парниковых газов в результате создания дополнительных экономических стимулов для производства;

– Повышение энергоэффективности производства;

– Создание и участие в международном рынке торговли квотами на выбросы;

– Уменьшение негативного влияния на окружающую среду.

Угрозы:

– Существенные изменения спроса на рынке квот в результате воздействия внешних факторов и отсутствие механизмов по регулированию данных внешних воздействий на рыночную стоимость квот;

– Невыполнение долгосрочной цели по уменьшению выбросов на 80-95% к 2050 году;

– Снижение эффективности системы в результате непрозрачности механизмов распределения квот, мониторинга и отчетности.

Учитывая положительный и негативный опыт европейской системы торговли квотами, выявлены приоритетные задачи для эффективного развития Казахстанской системы торговли квотами.

Приоритетные задачи I-ого периода СТВ Казахстана:

1. Формирование метода определения установленного объема квот на выбросы CO<sub>2</sub> для каждой установки у операторов;

2. Определение относительного снижения в процентах установленного объема квоты на выбросы и рассмотрение возможности изменения установленных объемов квот в соответствии с внешними условиями;

3. Основание Национального плана распределения квот на точных и верифицированных данных по выбросам, а также его согласование с научными рекомендациями экспертов для эффективного функционирования системы и выполнения международных обязательств по снижению выбросов CO<sub>2</sub>;

4. Проведение исследований для определения цены на углеродные квоты в рамках системы торговли квотами на выбросы. Цены на углеродные квоты на выбросы парниковых газов должны быть соизмеримы с затратами на снижение одной тонны выбросов;

5. Определение метода распределения квот между операторами;

6. Определение руководящих принципов рынка торговли квотами на выбросы;

7. Определение необходимости ввода аукционной торговли квотами;

8. Создание системы мониторинга отчетности и верификации (МОВ).

Европейская система торговли квотами на выбросы углерода показала, что ее эффективное функционирование может способствовать переходу к «зеленой экономике» без снижения ВВП. И когда Казахстан преодолет трудности первого этапа, издержки компаний на покупку квот будут компенсированы снижением затрат на электроэнергию, потребление топлива, а также новыми проектами низкоуглеродных технологий и альтернативных источников энергии. В конечном итоге, сокращение выбросов парниковых газов отразится на экологической обстановке в стране и позволит Казахстану выполнить свои международные обязательства в отношении уменьшения выбросов парниковых газов.

Целью дальнейшего исследования будет являться разработка системы МОВ для создания прозрачной, надежной и точной торговли квотами в Казахстане.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. «Казахстан вышел на первое место в мире по выбросам CO<sub>2</sub> на единицу ВВП» Доступно на: // Электронный ресурс <http://infoclimatе.org/kazakhstan-vyishel-na-pervoe-mesto-v-mire-po-vyibrosam-co2-na-edinitsuvvp/> (дата обращения 29.03.2014).

2. «Национальный план распределения квот на выбросы парниковых газов на 2013 г.» Доступно на: // Электронный ресурс [http://online.zakon.kz/Document/?doc\\_id=31313146](http://online.zakon.kz/Document/?doc_id=31313146) (дата обращения 29.03.2014).

3. «Национальный план распределения квот на выбросы парниковых газов на 2014-2015 годы» Доступно на: // Электронный ресурс [www.eco.gov.kz/files/pprk12.11.htm](http://www.eco.gov.kz/files/pprk12.11.htm) (дата обращения 29.03.2014).

4. «О внесении изменения в Кодекс Республики Казахстан об административных правонарушениях в части ответственности по вопросам выбросов парниковых газов Доступно на: //Электронный ресурс <http://www.eco.gov.kz/files/pr30.10.13.htm> (дата обращения 29.03.2014).
5. European Union. The World's Carbon Markets: A Case Study Guide To Emissions Trading. Доступно на: //Электронный ресурс [http://www.edf.org/sites/default/files/EDF\\_IETA\\_EU%20ETS\\_Case\\_Study\\_May\\_2013.pdf](http://www.edf.org/sites/default/files/EDF_IETA_EU%20ETS_Case_Study_May_2013.pdf) (дата обращения 29.03.2014).
6. IETA Greenhouse Gas Market, 2013. – 134 с. Доступно на: //Электронный ресурс [http://www.ieta.org/index.php?option=com\\_content&view=article&id=779:ghgmarket2013&catid=26:reports&Itemid=93](http://www.ieta.org/index.php?option=com_content&view=article&id=779:ghgmarket2013&catid=26:reports&Itemid=93) (дата обращения 29.03.2014).
7. Kazakhstan. The World's Carbon Markets: A Case Study Guide to Emissions Trading, 2013. – 7с. Доступно на: //Электронный ресурс [http://www.ieta.org/assets/Reports/EmissionsTradingAroundTheWorld/edf\\_ieta\\_kazakhstan\\_case\\_study\\_september\\_2013.pdf](http://www.ieta.org/assets/Reports/EmissionsTradingAroundTheWorld/edf_ieta_kazakhstan_case_study_september_2013.pdf) (дата обращения 29.03.2014).
8. Ellerman A.D., Joskow P.L. EU-ETS-In-Perspective-Report. – Massachusetts Institute of Technology, 2013. Доступно на: //Электронный ресурс <http://www.c2es.org/docUploads/EU-ETS-In-Perspective-Report.pdf> (дата обращения 29.03.2014).
9. Kossoy A., Guigon P. State and Trends of the Carbon Market 2012. – World Bank, 2012. Доступно на: //Электронный ресурс [http://siteresources.worldbank.org/INTCARBONFINANCE/Resources/State\\_and\\_Trends\\_2012\\_Web\\_Optimized\\_19035\\_Cvr&Txt\\_LR.pdf](http://siteresources.worldbank.org/INTCARBONFINANCE/Resources/State_and_Trends_2012_Web_Optimized_19035_Cvr&Txt_LR.pdf) (дата обращения 29.03.2014).
10. EU factsheet from October 2013. Доступно на: //Электронный ресурс [http://ec.europa.eu/clima/publications/docs/factsheet\\_ets\\_en.pdf](http://ec.europa.eu/clima/publications/docs/factsheet_ets_en.pdf) (дата обращения 29.03.2014).
11. EU ETS: carbon markets Доступно на: //Электронный ресурс <https://www.gov.uk/eu-ets-carbon-markets#overview> (дата обращения 29.03.2014).
12. Внутренняя система торговли квотами на выбросы в Казахстане. – CARBON LIMITS и THOMSON REUTERS POINT CARBON, 2013. Доступно на: //Электронный ресурс <http://www.ebrdpeter.info/Reports/20130424%20EBRD%20PETER%20Project%20-%20Kazakhstan%20ETS%20-%20Rus.pdf> (дата обращения 29.03.2014).

## Авторский алфавитный указатель

Асамбаев А.Ж.	8	Петренко Е.В.	17
Ананьев В.В.	11	Пищанская Н.А.	84
Атамуратова К.Р.	14	Потапов В.А.	90, 93, 127
Butovsky I.	5	Рскелдиев Б.А.	39
Болоздыня А.И.	11	Сосновцев В.В.	11
Белецкий Э.В.	17	Семенюк Д.П.	17
Байболова Л.К.	33	Степанов К.И.	23
Байдак В.Ю.	84	Скобун А.С.	49
Безбородов А.Д.	99	Сериков С.А.	72
Волкова О.В.	23	Семенюк Д.П.	90
Галкин М.Л.	26	Суржко О.А.	103
Гриценко О.Ю.	93	Сергиенко О.И.	132
Грибут Е.А.	103	Татаренко Ю.В.	69
Гринченко О.А.	127	Тарасенков Д.С.	79
Дмитренко В.В.	11	Ташибаева А.Е.	106
Джингилбаев С.С.	33	Филатов А.С.	95
Дзино А.А.	39	Хмельнюк М.Г.	5, 40, 52, 124
Dimitrov A.	40	Хромов А.В.	11
Дервянко Г.В.	124	Хан С.Г.	14, 43, 106
Дроменко Е.Б.	127	Цветков О.Б.	111
Жалмуашева Ш.И.	43	Цой А.П.	114, 118
Жилинская Н.Т.	49	Цой Д.А.	132
Жихарева Н.В.	52	Шлейкин А.Г.	49
Зверев Д.И.	79	Шалипова А.А.	118
Иваницкий Р.П.	56	Шокин И.Г.	121
Ивановцева Н.В.	56	Яковлева О.Ю.	40, 124
Kogut V.	5	Яковлев Ю.А.	124
Кулажанов Т.К.	33	Янчева М.А.	127
Каирбаева А.Е.	33		
Ким И.А.	62		
Киссер К.В.	64		
Коротков В.А.	69		
Крайнев А.А.	72		
Кузьмин Д.В.	77		
Лаптев Ю.А.	111		
Медведков Е.Б.	33		
Малинина О.С.	39		
Мухсиынов А.О.	62		
Мольский С.М.	93		
Носков А.Н.	79		

Технический редактор

Тусупова Ж.М.

Редактор

Кутнякова Е.Ю.

Компьютерная верстка

Мукушева Г.М.

**За стиль и орфографию авторов редакция ответственности не несет**

---

Сдано в набор 07.04.14. Подписано в печать 14.04.14.  
Формат 60x84 1/18. Бумага офсетная. Печать RISO.  
Объем 8,0 у.п.л. Тираж 100 экз. Заказ №58

---

Отпечатано в издательском отделе АТУ  
050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100