

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕДИНЕНИЙ СНГ

ЭНЕРГЕТИКА

Том 59, № 1

2016

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ
ИЗДАЕТСЯ С ЯНВАРЯ 1958 ГОДА

Учредители

Электроэнергетический совет СНГ,
Министерство образования Республики Беларусь,
Министерство образования и науки Российской Федерации

Журнал включен в базу данных РИНЦ

СОДЕРЖАНИЕ

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

- Радкевич В. Н., Тарасова М. Н.** Оценка степени снижения потерь активной мощности в линиях электропередачи при компенсации реактивной мощности 5
- Фархадзаде Э. М., Мурадалиев А. З., Фарзалиев Ю. З.** Оценка качества восстановления износа энергоблоков ТЭС 14

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

- Романюк В. Н., Муслина Д. Б.** О совершенствовании энергообеспечения аппаратов периодического крашения на предприятиях легкой промышленности 25
- Сизов В. Д., Нестеров Л. В., Копко В. М.** Влияние отражательной способности экранов на процесс теплопередачи в ограждающих конструкциях 46
- Захаревич А. Э.** Локальные значения параметров теплообмена на внутренних поверхностях ограждений 56
- Борухова Л. В., Шибeko А. С.** Совершенствование методики расчета теплопоступлений через светопрозрачные конструкции и рекомендации по их уменьшению 65

ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

- Ивашечкин В. В.** Расчет гидроэлеваторной установки для очистки водозаборных скважин от песчаных пробок 79

Главный редактор Федор Алексеевич Романюк

Редакционная коллегия

*С. Н. АСАМБАЕВ (Алматы, Республика Казахстан),
В. ВУЙЦИК (Люблин, Республика Польша),
В. В. ГАЛАКТИОНОВ (Москва, Российская Федерация),
М. ДАДО (Зволен, Словацкая Республика),
В. А. ДЖАНГИРОВ (Москва, Российская Федерация),
К. В. ДОБРЕГО (Минск, Республика Беларусь) (зам. главного редактора),
И. В. ЖЕЖЕЛЕНКО (Марцуполь, Республика Украина),
П. В. ЖУКОВСКИ (Люблин, Республика Польша),
А. С. КАЛИНИЧЕНКО (Минск, Республика Беларусь),
НГО ТУАН КИЕТ (Ханой, Социалистическая Республика Вьетнам),
А. И. КИРИЛЛОВ (Санкт-Петербург, Российская Федерация),
ЛУ ЧЖУН-У (Шэньян, Китайская Народная Республика),
Б. К. МАКСИМОВ (Москва, Российская Федерация),
А. С. МИХАЛЕВ (Минск, Республика Беларусь),
А. А. МИХАЛЕВИЧ (Минск, Республика Беларусь),
Е. С. МИШУК (Минск, Республика Беларусь),
О. Г. ПЕНЯЗЬКОВ (Минск, Республика Беларусь),
Е. Н. ПИСЬМЕННЫЙ (Киев, Республика Украина),
Э. Н. САБУРОВ (Архангельск, Российская Федерация),
А. С. САУХАТАС (Рига, Латвийская Республика),
В. С. СЕВЕРЯНИН (Брест, Республика Беларусь),
И. И. СЕРГЕЙ (Минск, Республика Беларусь) (зам. главного редактора),
Б. С. СОРОКА (Киев, Республика Украина),
В. А. СТРОЕВ (Москва, Российская Федерация),
В. И. ТИМОШПОЛЬСКИЙ (Минск, Республика Беларусь),
Е. В. ТОРОПОВ (Челябинск, Российская Федерация),
Е. УШПУРАС (Каунас, Литовская Республика),
Б. М. ХРУСТАЛЕВ (Минск, Республика Беларусь),
Л. В. ШЕНЕЦ (Минск, Республика Беларусь),
Ю. ЭКМАНИС (Рига, Латвийская Республика)*

Ответственный секретарь редакции В. Н. Гурьянчик

**Издание зарегистрировано в Министерстве информации Республики Беларусь 5 февраля 2010 г.
Регистрационный номер 1257**

Набор и верстка выполнены в редакции журналов «Энергетика» и «Наука и техника»

Подписано к печати 28.01.2016. Формат бумаги 60×84¹/₈. Бумага офсетная.
Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 250 экз.
Дата выхода в свет 2016. Заказ .

Адрес редакции: 220013, г. Минск, пр. Независимости, 65. Белорусский национальный
технический университет, корп. 2, комн. 327. Телефон +375 17 292-65-14.
e-mail: energy@bntu.by

Отпечатано в БНТУ. Лицензия ЛП № 02330/74 от 03.03.2014.
220013, г. Минск, пр. Независимости, 65

© Белорусский национальный технический университет, 2016

PROCEEDINGS OF THE CIS
HIGHER EDUCATION INSTITUTIONS
AND POWER ENGINEERING ASSOCIATIONS

ENERGETIKA

V. 59, No 1
2016

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL
PUBLISHED FROM JANUARY, 1958

Founders

CIS Electric Power Council,
Ministry of Education of the Republic of Belarus,
Ministry of Education and Science of the Russian Federation

The Journal is included in RSCI

CONTENTS

ELECTRICAL POWER ENGINEERING

- Radkevich V. N., Tarasova M. N.** Evaluating Degree of Active Power Losses Reduction in the Electric Power Lines with Reactive Power Compensation 5
- Farhadzadeh E. M., Muradaliyev A. Z., Farzaliyev Yu. Z.** Quality Evaluation of the TPP Power Generating Units Wear Reconditioning. 14

HEAT POWER ENGINEERING

- Romaniuk V. N., Muslina D. B.** On Improving the Energy Supply of Batch Dyeing Apparatuses in the Light Industry Enterprises 25
- Sizov V. D., Nesterov L. V., Kopko V. M.** Effect of the Screens Radiant Reflectance on Thermal Transport Process in the Cladding Structures 46
- Zakharevich A. E.** Local Values of Heat Transfer Parameters on the Interior Surfaces of the Building Envelope 56
- Boroukhova L. V., Shybeka A. S.** Improvement of Calculation Methods of Heat Inputs Through Translucent Structures and Recommendations for their Reduction 65

HYDRAULIC POWER ENGINEERING

- Ivashechkin V. V.** Hydraulic Elevator Installation Estimation for the Water Source Well Sand-Pack Cleaning Up 79

Editor-in-Chief Fiodar A. Romaniuk

Editorial Board

*S. N. ASAMBAEV (Almaty, Republic of Kazakhstan),
V. VUITSIK (Lublin, Republic of Poland),
V. V. GALAKTIONOV (Moscow, Russian Federation),
M. DADO (Zvolen, Slovak Republic),
V. A. JANGIROV (Moscow, Russian Federation),
K. V. DOBREGO (Minsk, Republic of Belarus) (Deputy Editor-in-Chief),
I. V. ZHEZHELENKO (Mariupol, Republic of Ukraine),
P. V. ZHUKOVSKY (Lublin, Republic of Poland),
A. S. KALINICHENKO (Minsk, Republic of Belarus),
NGO TUAN KIET (Hanoi, Socialist Republic of Vietnam),
A. I. KIRILLOV (St. Petersburg, Russian Federation),
LU CHZHUN-U (Shenyang, People's Republic of China),
B. K. MAKSIMOV (Moscow, Russian Federation),
A. S. MIKHALEV (Minsk, Republic of Belarus),
A. A. MIKHALEVICH (Minsk, Republic of Belarus),
E. S. MISHUK (Minsk, Republic of Belarus),
O. G. PENYAZKOV (Minsk, Republic of Belarus),
E. N. PISMENNYI (Kyiv, Republic of Ukraine),
E. N. SABUROV (Arkhangelsk, Russian Federation),
A. S. SAUKHATAS (Riga, Republic of Latvia),
V. S. SEVERYANIN (Brest, Republic of Belarus),
I. I. SERGEY (Minsk, Republic of Belarus) (Deputy Editor-in-Chief),
B. S. SOROKA (Kyiv, Republic of Ukraine),
V. A. STROEV (Moscow, Russian Federation),
V. I. TIMOSHPOLSKY (Minsk, Republic of Belarus),
E. V. TOROPOV (Chelyabinsk, Russian Federation),
E. USHPURAS (Kaunas, Republic of Lithuania),
B. M. KHROUSTALEV (Minsk, Republic of Belarus),
L. V. SHENETS (Minsk, Republic of Belarus),
Yu. EKMANIS (Riga, Republic of Latvia)*

Executive Secretary of Editorial Staff V. N. Guryanchyk

**Publication is registered in the Ministry of Information of the Republic of Belarus in 2010, February, 5th
Reg. No 1257**

Typesetting and makeup are made in editorial office
of journals "Energetika" and "Science & Technique"

Passed for printing 28.01.2016. Dimension of paper 60×84¹/₈. Offset paper.
Printed on risograp. Type face Times. Conventional printed sheet .
An edition of 250 copies. Date of publishing 2016. Order list .

ADDRESS

Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave., Building 2, Room 327
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-65-14
e-mail: energy@bntu.by

Printed in BNTU. License LP No 02330/74 from 03.03.2014.
220013, Minsk, 65 Nezavisimosty Ave.

УДК 621.311.1.016.25

Оценка степени снижения потерь активной мощности в линиях электропередачи при компенсации реактивной мощности

В. Н. Радкевич¹⁾, М. Н. Тарасова¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Рассматривается метод оценки степени снижения потерь активной мощности в линиях электропередачи напряжением до 1 и 6–10 кВ систем электроснабжения промышленных предприятий при установке у потребителя устройств компенсации реактивной мощности в зависимости от уровня напряжения, подведенного к конденсаторным установкам, с учетом диэлектрических потерь в конденсаторах. Напряжение в точке подключения компенсирующего устройства изменяется в диапазоне от 0,95 до 1,05 номинального напряжения конденсаторов. При исследовании не учитывались потери реактивной мощности в линии и ее зарядная мощность. Это обусловлено тем, что в электрических сетях промышленных предприятий в основном применяются кабельные линии относительно небольшой длины. Поэтому величины потребления и генерирования реактивной мощности линией электропередачи незначительны и не оказывают существенного влияния на поток реактивной мощности. Получены функциональные зависимости, позволяющие производить оценку степени снижения потерь активной мощности в линии электропередачи с учетом ее конкретных исходных данных. Произведен математический анализ полученных функциональных зависимостей. Выполнено исследование функции с помощью производных. Найдены точки экстремума функции, а также ее интервалы возрастания и убывания. Произведено графическое исследование полученной функциональной зависимости. Выяснено, что снижение потерь активной мощности зависит от технических параметров линии и конденсаторной установки, величины реактивной нагрузки потребителя электроэнергии, а также напряжения, подведенного к конденсаторной установке. Представленные в статье функциональные зависимости могут использоваться при проведении предварительных расчетов, необходимых для принятия решения по компенсации реактивной мощности в системах электроснабжения производственных объектов. Их учет позволит более точно оценивать технико-экономический эффект от установки батарей конденсаторов в электрических сетях напряжением до 1 и 6–10 кВ.

Ключевые слова: линия электропередачи, реактивная мощность, компенсация, конденсаторная установка, потери мощности

Для цитирования: Радкевич, В. Н. Оценка степени снижения потерь активной мощности в линиях электропередачи при компенсации реактивной мощности / В. Н. Радкевич, М. Н. Тарасова // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 1. С. 5–13

Адрес для переписки

Радкевич Владимир Николаевич
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-65-52
epp@bntu.by

Address for correspondence

Radkevich Vladimir N.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-65-52
epp@bntu.by

Evaluating Degree of Active Power Losses Reduction in the Electric Power Lines with Reactive Power Compensation

V. N. Radkevich¹⁾, M. N. Tarasova¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper considers evaluation procedure for the degree of active power losses reduction in the power transmission lines under 1 kV and 6–10 kV of the systems of electric power supply of industrial enterprises with compensating installations mounted at the side of the customer. The capacitor installations conform to the applied voltage level and factor in dielectric losses in the capacitors. The voltage at the compensating device terminal changes from 0.95 to 1.05 of the capacitors nominal voltage. The study did not account for reactive power losses in the line, nor did it for its charge capacity, conditioned by relative shortness of the cable lines generally operating in the mains of industrial enterprises. For this reason, the quantities of reactive power being consumed and generated by the transmission line are negligible and do not significantly affect the reactive power flux. The researchers obtain functional relations that allow estimating the degree of power loss reduction in the transmission line factoring in its explicit initial data. They perform mathematical analysis of the obtained functional relations and study the function by means of derivatives. The function extremum points are found as well as the intervals of its increment and decrement. A graphical research of the obtained functional relation is performed. It is ascertained that reduction of the active power losses is contingent on the line and the capacitor-installation engineering factors, the electrical energy consumer reactive load value as well as the voltage applied to the capacitor installation. The functional relations presented in the article can be employed in scoping calculation necessary for decision making on the reactive power compensation in systems of the industrial facilities electric power supply. Their account will allow a more accurate estimate of technical and economic effect of the capacitor bank installation in the electrical mains under 1 kV and 6–10 kV.

Keywords: electric power line, reactive power, compensation, capacitor installation, power loss

For citation: Radkevich V. N., Tarasova M. N. (2016) Evaluating Degree of Active Power Losses Reduction in the Electric Power Lines with Reactive Power Compensation. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (1), 5–13 (in Russian)

Введение

Одним из основных вопросов, решаемых как на стадии проектирования, так и в процессе эксплуатации систем электроснабжения (СЭС) промышленных объектов, является компенсация реактивной мощности (РМ) [1, 2]. В соответствии с действующими нормативными документами и руководящими техническими материалами в качестве основного средства компенсации РМ на промышленных предприятиях следует применять силовые конденсаторы [3, 4]. Для компенсации РМ в электрических сетях общего назначения, как правило, применяются комплектные конденсаторные установки (КУ), содержащие помимо конденсаторов различного вспомогательное электрооборудование: коммутационные и защитные аппараты, разрядные резисторы, устройства управления и т. п. [5]. На промышленных предприятиях в первую очередь следует использовать КУ напряжением до 1 кВ. Высоковольтные конденсаторные батареи, которые выпускаются заводами-производителями на номинальное напряжение 6,3 и 10,5 кВ, могут применяться лишь на промышленных предприятиях с непрерывным режимом работы при технико-экономическом обосновании [4].

Конденсаторы обеспечивают разгрузку от реактивных токов всех элементов СЭС от места установки КУ до источника питания в энергосистеме. При этом снижаются потери активной мощности и электроэнергии в линиях электропередачи, а также в силовых трансформаторах, к которым они подключены.

Основная часть

В статье исследовано, как влияет компенсация РМ в сети промышленного предприятия на общие потери активной мощности в линии электропередачи с учетом диэлектрических потерь в конденсаторах. Для этого рассмотрена схема электрической сети, приведенная на рис. 1.

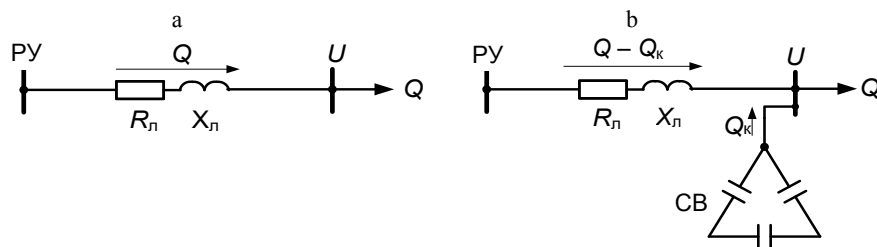


Рис. 1. Схема электрической сети: а – без компенсирующего устройства; б – с конденсаторной установкой

Fig. 1. Power system diagram: а – without a compensating device; б – with the capacitor installation

Линия электропередачи, имеющая активное ($R_{\text{л}}$) и индуктивное ($X_{\text{л}}$) сопротивление, присоединена к шинам распределительного устройства (РУ) трансформаторной подстанции (или распределительного пункта). Линия питает потребителя электроэнергии с реактивной нагрузкой Q . При отсутствии КУ из питающей сети (напряжением до 1 кВ или 10 (6) кВ) по линии передается реактивная мощность Q (рис. 1а). Отметим, что здесь не учтены потери реактивной мощности в линии и ее зарядная мощность, так как они незначительны в связи с тем, что в СЭС промышленных предприятий, как правило, применяются кабельные линии относительно небольшой длины.

Если к шинам потребителя электроэнергии подключить конденсаторную установку СВ, генерирующую реактивную мощность $Q_{\text{к}}$ (рис. 1б), то потребляемая из сети 10 (6) кВ РМ уменьшится и составит величину $(Q - Q_{\text{к}})$. При этом снизится реактивная нагрузка линии электропередачи и, следовательно, потери активной мощности, вызванные прохождением по линии реактивного тока.

Величина, на которую снижаются потери активной мощности в активном сопротивлении линии электропередачи за счет применения КУ, определяется по формуле

$$\delta P_{\text{л}} = \Delta P_1 - \Delta P_2, \quad (1)$$

где ΔP_1 , ΔP_2 – потери активной мощности в линии, обусловленные реактивной нагрузкой до и после включения компенсирующего устройства соответственно, кВт.

Формула (1) может быть представлена в следующем виде:

$$\delta P_{\text{л}} = \frac{Q^2}{U^2} R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - \frac{(Q - Q_{\text{к}})^2}{U^2} R_{\text{л}} \cdot 10^{-3}, \quad (2)$$

где $R_{\text{л}}$ – активное сопротивление одной фазы линии, Ом; Q – реактивная нагрузка потребителя, питающегося по линии, квар; $Q_{\text{к}}$ – мощность КУ в конце линии, квар; U – действительное напряжение линии электропередачи, кВ.

После преобразования (2) получим

$$\delta P_{\text{л}} = (2QQ_{\text{к}} - Q_{\text{к}}^2) \frac{R_{\text{л}}}{U^2} \cdot 10^{-3}. \quad (3)$$

Как видно из выражения (3), $\delta P_{\text{л}}$ имеет положительное значение (т. е. потери мощности снижаются) только при условии $2QQ_{\text{к}} > Q_{\text{к}}^2$. В остальных случаях $\delta P_{\text{л}} \leq 0$.

В расчетах следует учитывать, что в самих КУ также имеют место потери активной мощности. В этом случае величина, на которую снижаются потери активной мощности в линии электропередачи при компенсации реактивной мощности, определяется по выражению [6]

$$\delta P_{\text{л}} = (2QQ_{\text{к}} - Q_{\text{к}}^2) \frac{R_{\text{л}}}{U_{\text{ном}}^2} \cdot 10^{-3} - k_{\text{ку}} Q_{\text{к}}, \quad (4)$$

где $k_{\text{ку}}$ – удельные потери активной мощности в компенсирующих устройствах, кВт/квар.

Реактивную мощность потребителя электроэнергии, передаваемую по линии до включения КУ, представим как

$$Q = \frac{U^2}{X_{\text{н}}}, \quad (5)$$

где $X_{\text{н}}$ – реактивное сопротивление нагрузки, кОм.

Мощность, генерируемая КУ, зависит от величины подведенного напряжения. Номинальная мощность КУ $Q_{\text{кн}}$ генерируется только при условии, что в точке ее подключения напряжение электрической сети U равно номинальному напряжению КУ $U_{\text{ном}}$. При фактических значениях напряжения U , отличающихся от $U_{\text{ном}}$, мощность КУ составит [7]

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2}. \quad (6)$$

Запишем (4) с учетом формул (5) и (6)

$$\delta P_{\text{л}} = \left(2 \frac{U^2}{X_{\text{н}}} Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2} - \left(Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2} \right)^2 \right) \frac{R_{\text{л}}}{U^2} \cdot 10^{-3} - k_{\text{ку}} Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2}. \quad (7)$$

Выражение (7) представим в виде

$$\delta P_{\text{л}} = \left(2 \frac{U^4}{X_{\text{н}} U_{\text{ном}}^2} - Q_{\text{кн}}^2 \frac{U^4}{U_{\text{ном}}^4} \right) \frac{R_{\text{л}}}{U^2} \cdot 10^{-3} - k_{\text{кв}} Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2}. \quad (8)$$

Выполним дальнейшие преобразования рассматриваемой зависимости:

$$\delta P_{\text{л}} = \left(2 \frac{U^2}{X_{\text{н}} U_{\text{ном}}^2} - Q_{\text{кн}}^2 \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^4} \right) R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - k_{\text{кв}} Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2}; \quad (9)$$

$$\delta P_{\text{л}} = \left(2 Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2 X_{\text{н}}} - Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2} \frac{Q_{\text{кн}}}{U_{\text{ном}}^2} \right) R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - k_{\text{кв}} Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2}. \quad (10)$$

В результате получим следующую формулу для расчета степени снижения потерь активной мощности в линии электропередачи при установке у потребителя компенсирующего устройства:

$$\delta P_{\text{л}} = Q_{\text{кн}} \frac{U^2}{U_{\text{ном}}^2} \left(\left(\frac{2}{X_{\text{н}}} - \frac{Q_{\text{кн}}}{U_{\text{ном}}^2} \right) R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - k_{\text{кв}} \right). \quad (11)$$

Выражение (11) позволяет исследовать зависимость величины $\delta P_{\text{л}}$ от входящих в нее переменных. В статье рассматривается влияние величины напряжения электрической сети на снижение потерь мощности в линии электропередачи с учетом диэлектрических потерь в конденсаторах. При этом предполагается, что значение напряжения задается питающим силовым трансформатором и незначительно изменяется по длине линии.

Действительное напряжение, подведенное к зажимам КУ, можно представить как

$$U = \alpha U_{\text{ном}}, \quad (12)$$

где α – коэффициент, показывающий, во сколько раз фактическое значение напряжения отличается от $U_{\text{ном}}$.

Предприятиями электротехнической промышленности конденсаторы на напряжении до 1 кВ выпускаются с разными значениями $U_{\text{ном}}$ (220, 230, 380, 400, 415 В и т. д.). При проектировании, как правило, выбираются комплектные КУ, у которых $U_{\text{ном}}$ равно номинальному напряжению сети. В то же время КУ включаются в разных точках сети, в которых фактическое напряжение U может отличаться от номинального значения из-за изменения потерь напряжения в элементах системы электроснабжения при неровном графике электрической нагрузки.

К сети напряжением до 1 кВ подключаются осветительные и силовые электроприемники, для которых нормируется установившееся отклонение напряжения $\delta U_{\text{у}}$ от номинального значения. Нормально допустимые значения $\delta U_{\text{у}}$ на выводах приемников электрической энергии равны $\pm 5\%$ [8]. Таким образом, при одинаковых номинальных напряже-

ниях КУ и электрической сети коэффициент α можно рассматривать как вспомогательный параметр качества электроэнергии, который в нормальном режиме имеет значения от 0,95 до 1,05.

В сетях 6–10 кВ промышленных предприятий в нормальных условиях эксплуатации напряжение может изменяться в пределах $\pm 5\%$ от номинального значения. В то же время в них применяются КУ с конденсаторами, имеющими номинальные напряжения 6,3 и 10,5 кВ. Следовательно, в высоковольтных электроустановках коэффициент $\alpha = 0,95\text{--}1,00$.

Запишем выражение (11) с учетом (12):

$$\delta P_{\text{л}} = Q_{\text{кн}} \alpha^2 \left(\left(\frac{2}{X_{\text{н}}} - \frac{Q_{\text{кн}}}{U_{\text{ном}}^2} \right) R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - k_{\text{ку}} \right). \quad (13)$$

Исследуем функцию (13) с помощью производных [9]. Найдем ее точки экстремума, а также интервалы возрастания и убывания, продифференцировав $\delta P_{\text{л}}$ по основанию α :

$$\delta P'_{\text{л}} = 2Q_{\text{кн}} \alpha \left(\left(\frac{2}{X_{\text{н}}} - \frac{Q_{\text{кн}}}{U_{\text{ном}}^2} \right) R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - k_{\text{ку}} \right). \quad (14)$$

Производная представляет собой линейную функцию, равную нулю при $\alpha = 0$. Эта точка разбивает всю область определения данной функции на два интервала: $(-\infty, 0)$ и $(0, \infty)$. Знаки производной слева и справа от критической точки $\alpha = 0$ отмечены на рис. 2.

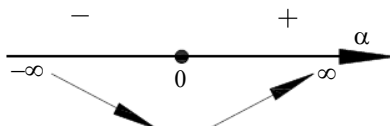


Рис. 2. К исследованию знака производной

Fig. 2. To examination of the derivative sign

Очевидно, что точка $\alpha = 0$ является точкой минимума функции, которая убывает на интервале $(-\infty \dots, 0)$ и возрастает на интервале $(0, \dots \infty)$.

Выполним графическое исследование полученной зависимости (13). Функция представляет собой параболу, ветви которой направлены вверх, а вершина находится в точке минимума функции $(0, 0)$. Вместе с тем при анализе графического изображения функции (13) следует учитывать два фактора, ограничивающих область значений аргумента функции α [10]:

- в соответствии с физическим смыслом параметра α область его определения включает в себя лишь неотрицательные числа ($\alpha \geq 0$);
- согласно требованиям, предъявляемым к параметрам качества электрической энергии, в частности в отношении предельно допустимых отклонений напряжения от номинального значения, коэффициент α должен принадлежать промежутку $[0,95; 1,05]$.

Построение графика функции (13) с учетом всех налагаемых на аргумент функции ограничений позволяет наглядно проиллюстрировать ответ на вопрос, возрастает или убывает величина снижения потерь активной мощности в линии электропередачи при компенсации реактивной мощности с учетом потерь в КУ при изменении напряжения сети в нормируемых границах: $\pm 5\%$ от величины $U_{\text{ном}}$.

При $\alpha = 1$, т. е. при подведенном к КУ напряжении, равном номинальному, формула для расчета величины снижения потерь мощности $P_{\text{лн}}$ в линии при установке КУ имеет вид

$$\delta P_{\text{лн}} = Q_{\text{кн}} \left(\left(\frac{2}{X_{\text{н}}} - \frac{Q_{\text{кн}}}{U_{\text{ном}}^2} \right) R_{\text{л}} 10^{-3} - k_{\text{ку}} \right). \quad (15)$$

С учетом (15) формулу (13) представим как

$$\delta P_{\text{л}} = \alpha^2 \delta P_{\text{лн}}. \quad (16)$$

Очевидно, что при $\alpha = 1$ для КУ обеспечивается наиболее рациональный режим по напряжению. Поэтому будем рассматривать его в качестве базового при оценке степени изменения потерь мощности при установке в электрической сети промышленного предприятия КУ. Тогда относительное снижение потерь активной мощности в линии электропередачи при использовании КУ

$$\delta P_{\text{ло}}(\alpha) = \frac{\delta P_{\text{л}}}{\delta P_{\text{лн}}} = \alpha^2. \quad (17)$$

Построим график функции (17) и отобразим на нем границы допустимой области определения параметра α в соответствии с указанными выше ограничениями, накладываемыми на этот параметр (рис. 3).

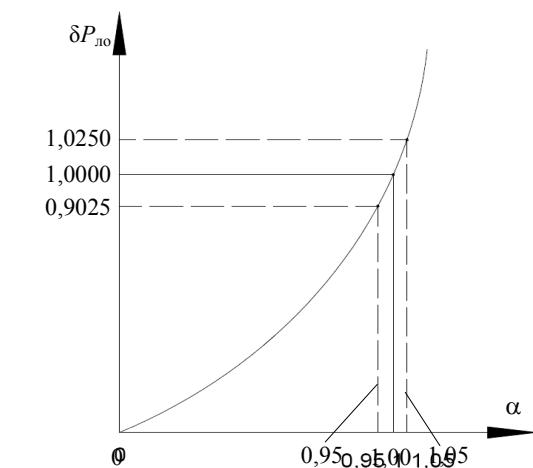


Рис. 3. График зависимости $\delta P_{\text{ло}}(\alpha) = \alpha^2$

Fig. 3. Dependence diagram $\delta P_{\text{ло}}(\alpha) = \alpha^2$

Из графика рис. 3 видно, что функциональная зависимость представляет собой часть правой ветви параболы, ограниченную асимптотами $\alpha = 0,95$ и $\alpha = 1,05$. Величина $\delta P_{\text{ло}}(\alpha)$ возрастает на нормируемом интервале значений α . Наибольшее возможное значение $\delta P_{\text{лmax}}$ функция принимает при $\alpha = 1,05$, а наименьшее $\delta P_{\text{лmin}}$ при $\alpha = 0,95$:

$$\delta P_{\text{лmax}} = 1,05^2 Q_{\text{кн}} \left(\left(\frac{2}{X_{\text{н}}} - \frac{Q_{\text{кн}}}{U_{\text{ном}}^2} \right) R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - k_{\text{ку}} \right) = 1,025 \delta P_{\text{лн}}; \quad (18)$$

$$\delta P_{\text{лmin}} = 0,95^2 Q_{\text{кн}} \left(\left(\frac{2}{X_{\text{н}}} - \frac{Q_{\text{кн}}}{U_{\text{ном}}^2} \right) R_{\text{л}} \cdot 10^{-3} - k_{\text{ку}} \right) = 0,9025 \delta P_{\text{лн}}. \quad (19)$$

Относительные максимальное и минимальное значения величины снижения потерь мощности в линии электропередачи соответственно равны:

$$\delta P_{\text{ло}}(\alpha)_{\text{max}} = 1,025; \quad (20)$$

$$\delta P_{\text{ло}}(\alpha)_{\text{min}} = 0,9025. \quad (21)$$

Из формул (17), (20) и (21) следует, что при увеличении подведенного напряжения U на 5 % значение $\delta P_{\text{л}}$ по отношению к $\delta P_{\text{лн}}$ возрастает на 2,5 %, а при снижении U на 5 % уменьшается на 9,75 %. Предельно допустимое понижение напряжения приводит к существенному уменьшению $\delta P_{\text{ло}}(\alpha)$, в то время как повышение напряжения в допустимых пределах незначительно влияет на относительное снижение потерь активной мощности в линии электропередачи.

Полученные зависимости могут использоваться для оценки степени снижения потерь активной мощности при применении компенсирующих устройств в системах электроснабжения промышленных предприятий.

ВЫВОДЫ

1. Получены функциональные зависимости для оценки степени снижения потерь активной мощности в линиях электропередачи при компенсации реактивной мощности потребителя в зависимости от уровня напряжения, подведенного к конденсаторным установкам, с учетом диэлектрических потерь в конденсаторах.

2. Произведен математический анализ полученных функциональных зависимостей, которые могут использоваться при принятии решений по компенсации реактивной мощности в системах электроснабжения производственных объектов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы теории цепей / Г. В. Зевеке [и др.]. М.: Энергия, 1975. 752 с.
2. Железко, Ю. С. Компенсация реактивной мощности и повышение качества электроэнергии / Ю. С. Железко. М.: Энергоатомиздат, 1985. 224 с.
3. Электроснабжение промышленных предприятий. Правила проектирования: ТКП 45-4.04-297–2014 (02250). Минск: Мин-во архитектуры и строительства Респ. Беларусь, 2014. 29 с.
4. Инструктивные и информационные материалы по проектированию электроустановок. М.: ВНИПИ «Тяжпромэлектропроект». 1993. № 2. 80 с.
5. Правила устройства электроустановок. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1985. 640 с.
6. Радкевич, В. Н. Электроснабжение промышленных предприятий / В. Н. Радкевич, В. Б. Козловская, И. В. Колосова. Минск: ИВЦ Минфина, 2015. 589 с.
7. Федоров, А. А. Основы электроснабжения промышленных предприятий / А. А. Федоров, В. В. Каменева. М.: Энергоатомиздат, 1984. 472 с.
8. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения: ГОСТ 13109–97. Взамен ГОСТ 13109–87; введ. 01.01.1999; РБ 01.08.1999. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. 31 с.
9. Гусак, А. А. Справочник по высшей математике / А. А. Гусак, Г. М. Гусак, Е. А. Бричикова. М.: Тетрасистем, 2006. 545 с.
10. Радкевич, В. Н. Оценка снижения потерь активной мощности в трансформаторах при установке батарей низковольтных конденсаторов / В. Н. Радкевич, М. Н. Тарасова // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2014. № 5. С. 27–37.

Поступила 01.10.2015 Подписана в печать 11.11.2015 Опубликовано онлайн 29.01.2016

REFERENCES

1. Zeveke G. V., Ionkin P. A., Netushil A. V., Strakhov S. V. (1975) *Electrical Circuit Analysis Principia*. Moscow, Energy. 752 p. (in Russian).
2. Zhelezko Yu. S. (1985) *Reactive Power Compensation and Electric Energy Quality Improvement*. Moscow, Energoatomizdat. 224 p. (in Russian).
3. ТКП 45-4.04-297–2014 (02250). *Electric Power Supply for the Industrial Enterprises. Engineering Standards*. Minsk: Ministry of Architecture and Construction of the Republic of Belarus, 2014. 29 p. (in Russian).
4. *Instruction and Information Materials on Electrical Installations Design*. Moscow: VNIPI 'Tyazhpromelectroproject', 1993, (2). 80 p. (in Russian).
5. *Operational Code for Electrical Installations*. 6th ed., Revised and Expanded. Moscow, Energoatomizdat, 1985. 640 p. (in Russian).
6. Radkevich V. N., Kozlovskaya V. B., Kolosova I. V. (2015) *Electric Power Supply for the Industrial Enterprises*. Minsk: the Ministry of Finance Data-Computing Center. 589 p. (in Russian).
7. Fedorov A. A., Kameneva V. V. (1984) *Framework of Electric Power Supply for the Industrial Enterprises*. Moscow, Energoatomizdat. 472 p. (in Russian).
8. State Standards 13109–97. *Electric Energy. Compatibility of Technical Equipment. Quality Standard for the Electric Power in the Electricity Supply Systems of General Utility*. Minsk, Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification, 1999. 31 p. (in Russian).
9. Gusak A. A., Gusak G. M., Brichikova E. A. (2006) *Reference Book on Higher Mathematics*. Moscow, Tetrasytem. 545 p. (in Russian).
10. Radkevich V. N., Tarasova M. N. (2014) Evaluating Active Power Losses Reduction in the Transformers with Installation of the Low-Voltage Capacitor Batteries. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obiedinenii SNG* [Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.], (5), 27–37 (in Russian).

Received: 1 October 2015 Accepted: 11 November 2015 Published online: 29 January 2016

УДК 621.019

Оценка качества восстановления износа энергоблоков ТЭС

Э. М. Фархадзаде¹⁾, А. З. Мурадалиев¹⁾, Ю. З. Фарзалиев¹⁾

¹⁾Азербайджанский научно-исследовательский и проектно-изыскательский институт энергетики (Баку, Азербайджанская Республика)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Восстановление износа оборудования и устройств энергоблока проводится в период планового ремонта. Качество восстановления износа оценивается техническим состоянием и выполнением ремонтных работ. Качество проведения ремонтных работ характеризует организационно-техническую деятельность электростанции и ремонтного предприятия и оценивается по пятибалльной системе. Различают три оценки технического состояния: соответствующее, соответствующее с ограничениями и не соответствующее требованиям нормативно-технической документации. На практике эти ограничения обуславливают существенную неопределенность решения. В дополнение к регламентируемым методикам в качестве информационной поддержки предлагается оценку качества восстановления износа (качества ремонта) проводить по характеру изменения технико-экономических показателей. Рекомендуется техническое состояние энергоблоков также оценивать по пятибалльной системе. Выделены недопустимая, неудовлетворительная, удовлетворительная, хорошая и показательная оценки. Показано, что критерии оценки зависят от характера изменения надежности и экономичности работы после ремонта при увеличении или уменьшении технико-экономических показателей относительно их среднего, минимального или максимального значений до ремонта. К недопустимому качеству восстановления износа отнесены случаи, когда один или большее число технико-экономических показателей не только не улучшили свое значение, а ухудшили его, причем стали хуже наихудшего из наблюдаемых на энергоблоках значений. Показательная оценка качества восстановления износа выставляется при условии, что оценки технико-экономических показателей после ремонта не только улучшены, но и превысили наилучшую среди наблюдаемых оценок на энергоблоках. Разработанный метод и алгоритм оценки качества выполнения плановых ремонтов способствуют практической реализации независимого мониторинга по данным не только об изменении числа и длительности простоя при аварийных отключениях энергоблока, но и измерения и расчета технико-экономических показателей. Совершенствование анализа изменения технико-экономических показателей позволяет существенно повысить оперативность оценки качества ремонтных работ и тем самым снизить затраты, связанные с нечетким ранжированием надежности и экономичности работы энергоблоков по предъявляемым требованиям.

Ключевые слова: износ, качество ремонта, технико-экономические показатели, техническое состояние, оценка, ранжирование

Для цитирования: Фархадзаде, Э. М. Оценка качества восстановления износа энергоблоков ТЭС / Э. М. Фархадзаде, А. З. Мурадалиев, Ю. З. Фарзалиев // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 1. С. 14–24

Адрес для переписки

Фархадзаде Эльмар Мехтиевич
Азербайджанский научно-исследовательский
и проектно-изыскательский институт
энергетики
пр. Г. Зардаби, 94
Az1012, г. Баку, Азербайджанская Республика
Тел.: +99412 431-64-07
fem1939@rambler.ru

Address for correspondence

Farhadzadeh Elmar M.
Azerbaijan Scientific-Research
and Design-Prospecting Institute
of Energetic
94 G. Zardabi Ave.,
Az1012, Baku, the Azerbaijani Republic
Tel.: +99412 431-64-07
fem1939@rambler.ru

Quality Evaluation of the TPP Power Generating Units Wear Reconditioning

E. M. Farhadzadeh¹⁾, A. Z. Muradaliyev¹⁾, Yu. Z. Farzaliyev¹⁾

¹⁾Azerbaijan Scientific-Research and Design-Prospecting Institute of Energetics
(Baku, the Azerbaijani Republic)

Abstract. Reconditioning of the power generating unit worn equipment and devices is conducted during the scheduled repair period. Quality of wear reconditioning is evaluated by technical state and repair work implementation. Quality of the repair work execution characterizes logistical activities of the power station and the repair services and is rated by a five-grade scale. There are three technical conditions: adequate, subject to reservations, falling short of the technical standard documentation requirements. In practical work these constraints give place to essential ambiguity of the decision. Further to regulating techniques by way of informational support, the authors propose conducting the wear-reconditioning quality evaluation (repair quality) accordingly the technical-and-economic indexes pattern of change. The paper recommends applying similarly the five-grade system in evaluating the power generating unit technical state and distinguishes intolerable, dissatisfactory, fair, good and model estimates. The study demonstrates the assessment criteria dependence on the character of reliability and economical efficiency of performance variation after the repair with increase or decrease of the technical-and-economic indexes in reference to their mean, minimum and maximum values before the repair. The cases ascribed to intolerable quality of the wear reconditioning are those with one or more technical-and-economic indexes that not only failed to improve their values but deteriorated, and at that they became the worst amongst observable values. The model quality estimate of the wear reconditioning is allotted under condition that the power unit technical-and-economic index valuations after the repair not merely improved but also exceeded the best among those under observation. The developed method and algorithm for quality evaluation of the scheduled repair implementation contribute to practical realization of the independent monitoring. This monitoring not merely accounts for the information on alteration in the power generating unit emergency-switching standing time number and duration but also for the data of measurement and computation of technical-and-economic indexes. The technical-and-economic indexes variation analysis refinement allows significant rise in the repair work quality evaluation immediacy and in doing so reduces the costs associated with indistinct performance reliability and economical efficiency ranging of the power units based upon specified requirements.

Keywords: wear, repair quality, technical-and-economic indexes, technical state, evaluation, ranging

For citation: Farhadzadeh E. M., Muradaliyev A. Z., Farzaliyev Yu. Z. (2016) Quality Evaluation of the TPP Power Generating Units Wear Reconditioning. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (1), 14–24 (in Russian)

Постановка задачи

Повышение надежности и экономичности энергоблоков ТЭС относится к важнейшим задачам электроэнергетических систем. Одно из основных направлений ее решения – своевременное восстановление износа оборудования и устройств ТЭС [1]. В соответствии с [2] оценка качества планового ремонта проводится после подконтрольной эксплуатации и включает оценку технического состояния (ТС) отремонтированного оборудования и качества выполненных ремонтных работ.

Различают три типа оценки ТС:

- соответствует требованиям нормативно-технической документации (НТД);

- соответствует требованиям НТД с ограничениями;
- не соответствует требованиям НТД.

Под ограничениями понимают:

- часть требований НТД не выполнена;
- не устранен ряд дефектов, допускающих временную работу оборудования;
- имеются замечания при работе на различных режимах;
- не все параметры ТС удовлетворяют предъявляемым требованиям.

Перечисленные недостатки могут лишь снизить надежность и экономичность работы, но не должны приводить к аварийному отключению энергоблоков, нарушению безопасности технического обслуживания. На практике [3–5] при оценке ТС энергоблоков эти ограничения обуславливают существенные элементы неопределенности решения. Итоговая оценка ТС зависит от многочисленных оценок качества исполнения элементов технологии капитального ремонта.

Качество выполнения ремонтных работ характеризует организационно-техническую деятельность (как электростанции (заказчика), так и ремонтного предприятия (исполнителя)) и оценивается по пятибалльной системе. Основные требования, предъявляемые к электростанции при оценке качества отремонтированного оборудования, – своевременное обеспечение требуемыми материалами и запасными частями, безошибочность оценки ТС оборудования и устройств до и в процессе ремонта, в период подконтрольной эксплуатации (30 дней). Наряду с использованием отмеченных оценок ТС после капитального (среднего) ремонта авторами предлагается в качестве информационной поддержки руководящего персонала ТС энергоблоков, котельной и турбинной установок ТЭС после планового ремонта оценивать по изменению технико-экономических показателей (П) энергоблоков и их установок. Значимость этих показателей для характеристики надежности и экономичности работы хорошо известна [6]. Разработанные алгоритм и программа расчета являются подсистемой АИС «Анализ технического состояния энергоблоков» [7].

Алгоритм расчета

Графическая иллюстрация критериев оценки ТС оборудования энергоблока после планового ремонта приведена на рис. 1. Первые четыре графика относятся к показателям, увеличение количественных оценок которых связано с ростом надежности и экономичности (эффективности) работы оборудования (коэффициент корреляции $r_{ij} > 0$), а вторые четыре – к показателям, увеличение которых свидетельствует о снижении эффективности работы ($r_{ij} < 0$). Например, чем выше КПД энергоблока, тем эффективность его работы выше, а чем выше удельный расход условного топлива, тем эффективность работы ниже.

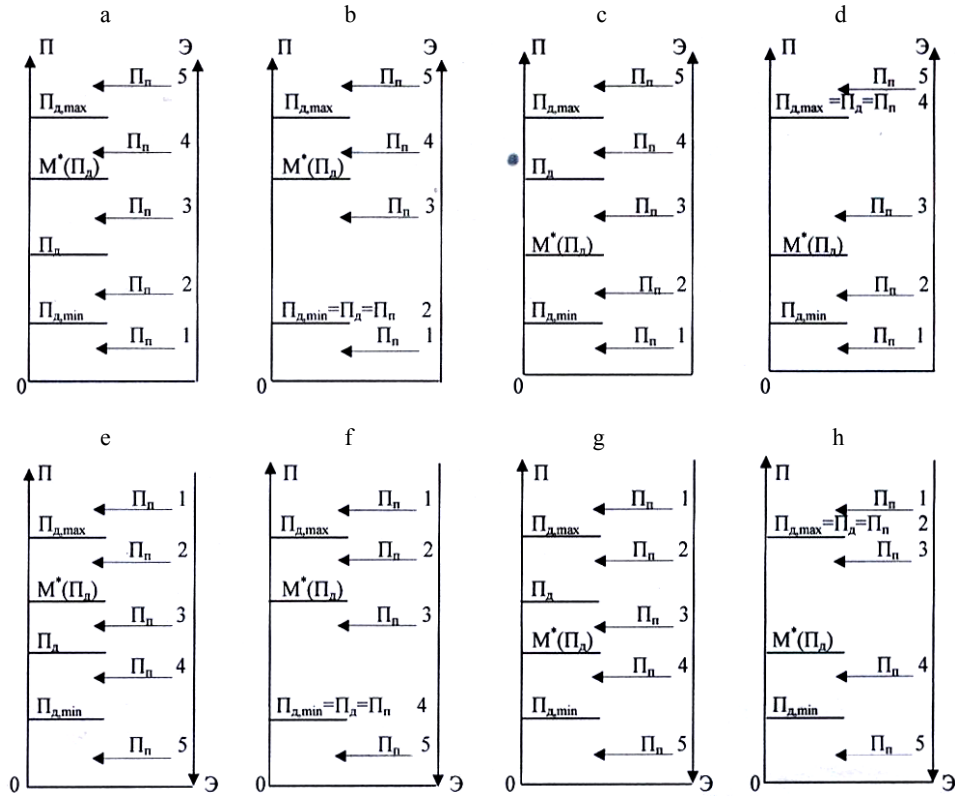


Рис. 1. Графическая иллюстрация оценки качества ремонта: а-д $\rightarrow r_{ij} > 0$; е-н $\rightarrow r_{ij} < 0$;
а, б, е, ф $\rightarrow \Pi_d < M^*(\Pi_d)$; с, д, г, н $\rightarrow \Pi_d > M^*(\Pi_d)$; б, ф $\rightarrow \Pi_d = \Pi_{d,\min}$; д, н $\rightarrow \Pi_d = \Pi_{d,\max}$

Fig. 1. Graphic illustration of the repair quality evaluation: а-д $\rightarrow r_{ij} > 0$; е-н $\rightarrow r_{ij} < 0$;
а, б, е, ф $\rightarrow \Pi_d < M^*(\Pi_d)$; с, д, г, н $\rightarrow \Pi_d > M^*(\Pi_d)$; б, ф $\rightarrow \Pi_d = \Pi_{d,\min}$; д, н $\rightarrow \Pi_d = \Pi_{d,\max}$

Оценка ТС оборудования после ремонта зависит также от соотношений [8, 9]:

- среднего значения показателя $M^*(\Pi_d)$ до ремонта и фактического значения показателя после ремонта (Π_n);
- фактического значения показателей (Π_d), минимального и максимального значений показателей ($\Pi_{d,\min}$ и $\Pi_{d,\max}$) ремонта. Выделены случаи, когда $\Pi_d = \Pi_{d,\min}$ и $\Pi_d = \Pi_{d,\max}$.

В целом оценка ТС оборудования после ремонта определяется возможными значениями Π_n . Нумерация вариантов реализаций Π_n соответствует рекомендуемым оценкам качества восстановления износа по пятибалльной системе. Выделены следующие оценки качества восстановления и износа: 1 – недопустимое; 2 – неудовлетворительное; 3 – удовлетворительное; 4 – хорошее; 5 – показательное. Как следует из рис. 1, к недопустимому качеству отнесены случаи, когда:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } r_{ij} > 0 \text{ величина } \Pi_n < \Pi_{d,\min}; \\ \text{при } r_{ij} < 0 \text{ величина } \Pi_n > \Pi_{d,\max}. \end{array} \right\} \quad (1)$$

Напомним, что [8]

$$M^*(\Pi_d) = n_6^{-1} \sum_{i=1}^n \Pi_{d,i},$$

где n_6 – число энергоблоков, находящихся за рассматриваемый период в рабочем состоянии; $\Pi_{d,i}$ – количественная оценка показателя i -го энергоблока,

$$\Pi_{d,\min} = \min(\Pi_{d,1}, \Pi_{d,2}, \dots, \Pi_{d,n}); \quad \Pi_{d,\max} = \max(\Pi_{d,1}, \Pi_{d,2}, \dots, \Pi_{d,n}).$$

По существу, недопустимое качество восстановления износа в период ремонта имеет место, когда один или большее число технико-экономических показателей оборудования энергоблока после ремонта ухудшены не только по сравнению с аналогичными показателями данного энергоблока до ремонта, но и по сравнению со значением этих показателей всех энергоблоков.

Неудовлетворительная оценка качества восстановления износа выносится, если:

- при $r_{ij} > 0$

$$\left. \begin{array}{l} \Pi_{d,\min} \leq \Pi_p < \Pi_d, \text{ а } \Pi_{d,\min} \leq \Pi_d < M^*(\Pi_d) \\ \text{или} \quad \Pi_{d,\min} \leq \Pi_p < M^*(\Pi_d), \text{ а } M^*(\Pi_d) < \Pi_d \leq \Pi_{d,\max}; \end{array} \right\} \quad (2)$$

- при $r_{ij} < 0$

$$\left. \begin{array}{l} M^*(\Pi_d) < \Pi_p < \Pi_{d,\max}, \text{ а } \Pi_{d,\min} \leq \Pi_d < M^*(\Pi_d) \\ \text{или} \quad \Pi_d < \Pi_p < \Pi_{d,\max}, \text{ а } M^*(\Pi_d) < \Pi_d \leq \Pi_{d,\max}. \end{array} \right\} \quad (3)$$

Заметим, что равенство Π_d и Π_p свидетельствует о неизменности износа узла. Иначе говоря, соответствующий «узел» котельной установки (КУ) или не входил в объем ремонта, или не был восстановлен.

Удовлетворительная оценка качества восстановления износа не зависит от r_{ij} и проставляется в следующих случаях:

$$\left. \begin{array}{l} \Pi_d < \Pi_p < M^*(\Pi_d), \text{ а } \Pi_d \geq \Pi_{d,\min} \\ \text{или} \quad M^*(\Pi_d) < \Pi_p < \Pi_d, \text{ а } \Pi_d \leq \Pi_{d,\max}. \end{array} \right\} \quad (4)$$

Хорошая оценка качества восстановления износа выносится:

- при $r_{ij} > 0$

$$\left. \begin{array}{l} M^*(\Pi_d) < \Pi_p < \Pi_{d,\max}, \text{ а } \Pi_{d,\min} \leq \Pi_d < M^*(\Pi_d) \\ \text{или} \quad \Pi_d < \Pi_p \leq \Pi_{d,\max}, \text{ а } M^*(\Pi_d) < \Pi_d \leq \Pi_{d,\max}; \end{array} \right\} \quad (5)$$

- при $r_{ij} < 0$

$$\left. \begin{array}{l} \Pi_{d,\min} \leq \Pi_p < \Pi_d, \text{ а } \Pi_{d,\min} \leq \Pi_d < M^*(\Pi_d) \\ \text{или} \quad \Pi_{d,\min} \leq \Pi_p < M^*(\Pi_d), \text{ а } M^*(\Pi_d) < \Pi_d \leq \Pi_{d,\max}. \end{array} \right\} \quad (6)$$

Показательная оценка качества восстановления износа устанавливается:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } r_{ij} > 0, \text{ когда } \Pi_{\text{п}} > \Pi_{\text{д, max}}; \\ \text{при } r_{ij} < 0, \text{ когда } \Pi_{\text{п}} < \Pi_{\text{д, min}}. \end{array} \right\} \quad (7)$$

Заметим, что условия оценки качества восстановления износа одинаковы:

- для недопустимой и показательной оценок соответственно при $r_{ij} > 0$ и $r_{ij} < 0$, а также, когда для недопустимого качества $r_{ij} < 0$, а для показательного $r_{ij} > 0$;

- для неудовлетворительной и хорошей оценок соответственно при $r_{ij} > 0$ и $r_{ij} < 0$, а также при $r_{ij} < 0$ и $r_{ij} > 0$.

Примеры оценки изменения технико-экономических показателей КУ энергоблоков 30 МВт на газомазутном топливе ТЭС после планового ремонта приведены в табл. 1 [10].

Таблица 1

Оценки изменения технико-экономических показателей после капитального ремонта и подконтрольной эксплуатации КУ энергоблоков

**Evaluations of the technical-and-economic indexes variation
after the power generating units KU capital repair and the controlled operation**

Показатель	r_{ij}	$\Pi_{\text{д}}$	$M^*(\Pi_{\text{д}})$	$\Pi_{\text{д, max}}$	$\Pi_{\text{д, min}}$	$\Pi_{\text{п}}$	Оценка качества изменения
$W_{\text{сн}}$	–	2,37	–	2,38	–	2,46	Недопустимо
$\eta_{\text{нт}}$	+	84,20	–	–	84,20	76,20	Недопустимо
$\eta_{\text{нт}}$	+	84,30	84,32	–	82,60	83,70	Неудовлетворительно
$S_{\text{п}}$	–	1,11	1,12	1,18	–	1,14	Неудовлетворительно
$S_{\text{п}}$	–	43,70	41,7	49,00	–	44,80	Неудовлетворительно
$T_{\text{пв}}$	+	224,70	237,90	–	–	232,80	Удовлетворительно
$T_{\text{уг}}$	–	121,60	114,30	–	–	115,10	Удовлетворительно
$Q_{\text{сн}}$	–	1,26	1,55	–	–	1,33	Удовлетворительно
$T_{\text{рпв}}$	+	275,80	284,00	294,30	–	290,20	Хорошо
$T_{\text{уг}}$	–	121,60	114,30	–	105,80	114,20	Хорошо
$W_{\text{сн}}$	–	2,45	2,19	2,10	–	2,17	Хорошо
$\eta_{\text{бт}}$	+	90,57	–	91,14	–	31,46	Показательно
$S_{\text{п}}$	–	45,10	–	–	40,50	38,30	Показательно

Обозначения: $W_{\text{сн}}$ – доля электроэнергии на собственные нужды, %; $\eta_{\text{нт}}$ – КПД «нетто», %; $S_{\text{п}}$ – присос воздуха на тракте, %; $T_{\text{пв}}$ – температура питательной воды, °C; $T_{\text{уг}}$ – то же уходящих газов, °C; $Q_{\text{сн}}$ – доля тепловой энергии на собственные нужды, %; $T_{\text{рпв}}$ – температура воздуха после РПВ, °C; $\eta_{\text{бт}}$ – КПД «брутто», %.

Рассмотрим особенности чтения табл. 1. Недопустимое увеличение удельного расхода электроэнергии собственных нужд после планового ремонта имело место потому, что $\Pi_{\text{п}}$ не только больше $\Pi_{\text{д}}$, но и $\Pi_{\text{д, max}}$, а недопустимое снижение КПД «нетто» $\Pi_{\text{п}} = 76,2$ % оценено так потому, что $\Pi_{\text{п}} < \Pi_{\text{д}} - \Pi_{\text{д, min}}$.

В целом качество ремонта устанавливается по наихудшей оценке характера изменения технико-экономических показателей.

Три фрагмента оценки качества планового ремонта КУ энергоблока на газомазутном топливе мощностью 300 МВт показаны в табл. 2–4.

Scheduled KU repair quality evaluation after the controlled operation period termination

Технико-экономический показатель							Оценка изменения показателя
Наименование	Количественная оценка						
	Месяц до ремонта	Месяц после ремонта	Расчетный показатель до ремонта, значение				
			Среднее	Минимальное	Максимальное	Относительное отклонение от среднего значения	
Температура питательной воды	224,7	232,8	237,2	224,7	244,4	3,4	Удовлетворительно
Температура уходящих газов	121,6	115,1	114,3	105,8	121,6	5,69	Удовлетворительно
КПД «нетто»	83,23	85,23	82,98	76,14	86,12	2,41	Хорошо
Доля электроэнергии на собственные нужды	2,91	2,81	3,31	1,88	8,07	3,02	Хорошо
Температура воздуха после РВП	275,8	290,2	283,96	273,7	294,3	5,07	Хорошо
Коэффициент избытка воздуха	1,35	1,18	1,32	1,2	1,39	12,94	Хорошо
Доля тепловой энергии на собственные нужды	1,55	1,22	1,42	1,26	1,67	23,26	Хорошо
КПД «брутто»	90,02	92,01	90,64	88,88	91,72	2,2	Показательно
Присос воздуха на тракте	67,7	33,02	50,81	39,8	67,7	67,76	Показательно

Примечание. Учитывая, что качество отремонтированного оборудования определяет ся наименьшей оценкой изменения показателей, по данным таблицы следует, что:

- качество отремонтированной КУ удовлетворительное;
- технико-экономические показатели изменились следующим образом: улучшили свое значение девять; не ухудшил свое значение ни один.

Таблица 3

Оценка качества ремонта через два месяца после завершения ремонта
The repair quality evaluation after two months following the repair completion

Технико-экономический показатель							Оценка изменения показателя
Наименование	Количественная оценка						
	Месяц до ре- монта	Месяц после ремонта	Расчетный показатель до ремонта, значение				
			Среднее	Мини- маль- ное	Макси- маль- ное	Относительное отклонение от среднего значения	
КПД «нетто»	83,23	86,09	82,98	76,14	86,12	3,44	Хорошо
Температура уходя- щих газов	121,6	114,2	114,3	105,8	121,6	6,47	Хорошо
Температура пита- тельной воды	224,7	242,8	237,95	224,7	244,4	7,61	Хорошо
Доля электроэнер- гии на собственные нужды	2,91	2,39	3,31	1,88	8,07	15,7	Хорошо
Коэффициент избыт- ка воздуха	1,35	1,11	1,32	1,2	1,39	18,24	Хорошо
Доля тепловой энер- гии на собственные нужды	1,55	1,03	1,42	1,26	1,67	36,65	Хорошо
КПД «брутто»	90,02	92,22	90,64	88,88	91,72	2,43	Показа- тельно
Температура воздуха после РВП	275,8	302,7	283,96	273,7	294,3	9,47	Показа- тельно
Присос воздуха на тракте	67,7	38,2	50,91	39,8	67,7	57,94	Показа- тельно
Примечание. Учитывая, что качество отремонтированного оборудования определяется наименьшей оценкой изменения показателей, по данным таблицы следует, что: • качество отремонтированной КУ хорошее; • технико-экономические показатели изменились следующим образом: улучшили свое значение девять; не ухудшил свое значение ни один.							

Сопоставление табл. 2 и 3 свидетельствует о том, что изменение технико-экономических показателей, вычисленных непосредственно после подконтрольной эксплуатации, как и следовало ожидать, недостаточно полно характеризует качество ремонта. Изменение среднемесячных технико-экономических показателей, вычисленных через два месяца после включения энергоблока в работу, свидетельствует об их улучшении в результате завершения наладки и устранения дефектов в подконтрольном периоде. Однако ошибочно было бы думать, что все плановые ремонты завершаются одинаково хорошо. В иллюстративных целях в табл. 4 приведены резуль-

Таблица 4

Illustration of dissatisfactory repair quality evaluation after the controlled operation

Технико-экономический показатель							Оценка изменения показателя
Наименование	Количественная оценка						
	Месяц до ре- монта	Месяц после ремонта	Расчетный показатель до ремонта, значение				
			Сред- нее	Мини- маль- ное	Мак- сималь- ное	Относительное отклонение от среднего значения	
Доля электроэнергии на собственные нужды	2,37	2,46	2,27	2,12	2,38	-3,97	Недопусти- мо
Коэффициент избыт- ка воздуха	1,11	1,14	1,11	1,09	1,18	-2,61	Неудовлетво- рительно
Температура воздуха после РВП	288,0	285,6	278,12	262,9	288,0	-0,86	Удовлетво- рительно
Температура уходя- щих газов	115,8	110,8	108,55	101,8	115,8	4,61	Удовлетво- рительно
Присос воздуха на тракте	43,7	36,5	41,75	38,2	49,0	17,25	Хорошо
Доля тепловой энер- гии на собственные нужды	1,42	1,13	1,4	1,35	1,48	20,74	Хорошо
Температура пита- тельной воды	240,9	242,0	236,12	225,6	240,9	0,47	Показа- тельно
КПД «брутто»	91,19	92,17	91,13	90,63	91,29	1,08	Показа- тельно
КПД «нетто»	84,79	85,87	85,0	84,32	85,33	1,27	Показа- тельно

Примечания: 1. Учитывая, что качество отремонтированного оборудования определяется наименьшей оценкой изменения показателей, по данным таблицы следует, что:

- качество отремонтированной КУ недопустимое;
- технико-экономические показатели изменились следующим образом:
улучшили свое значение семь;
ухудшили свое значение два.

2. Рекомендуется при возможности оперативно улучшить следующие показатели:

- коэффициент избытка воздуха;
- долю электроэнергии на собственные нужды.

ВЫВОДЫ

1. Разработанные метод и алгоритм оценки качества выполнения плановых ремонтов способствуют практической реализации независимого мониторинга по данным не только об изменении числа и длительности простоя при аварийных отключениях энергоблока, но и измерения и расчета технико-экономических показателей.

2. Совершенствование анализа изменения технико-экономических показателей позволяет существенно повысить оперативность оценки качества ремонтных работ и тем самым снизить затраты, связанные с нечетким ранжированием надежности и экономичности работы энергоблоков по предъявляемым требованиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяков, А. Ф. Проблемы и пути повышения надежности ЕЭС России / А. Ф. Дьяков, Я. Ш. Исамухамедов, В. В. Молодюк // Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики. Вып. 64: Надежность систем энергетики: достижения, проблемы, перспективы. Иркутск, 2014. С. 8–16.
2. Тепловые и гидравлические станции. Методики оценки качества ремонта энергетического оборудования. Основные положения: СТО10 ОАО РАО «ЕЭС России». Введ. 23.04.2007. М., 2008. 32 с.
3. Барило, В. В. Оценка качества ремонта оборудования электростанций, эксплуатируемого за пределами нормативного срока службы / В. В. Барило, О. С. Голоднова, Г. В. Ростин // Инновационное развитие электроэнергетики в XXI в.: сб. докл. юбилейной науч.-практ. конф., посвященной 55-летию ИПК госслужбы. М.: ИПК госслужбы, 2007. Т. 4.
4. Загретдинов, И. Ш. Обеспечение надежной и безопасной эксплуатации тепловых электрических станций / И. Ш. Загретдинов // Электрические станции. 2004. № 10. С. 6–10.
5. Дефекты турбогенераторов и методы их диагностики на начальной стадии появления / Д. В. Кузнецов [и др.] // Электрические станции. 2004. № 8. С. 51–57.
6. Фурсова, Т. Н. Автоматизация определения и анализа технико-экономических показателей энергоблоков [Электронный ресурс] // Машинобудовання: зб. наук. праць. 2012. Вип. 9. Режим доступа: <http://hdl.handle.net/123456789/964>. Дата доступа: 15.11.2015.
7. Автоматизированная система анализа индивидуальной надежности и эффективности энергоблоков ГРЭС / Э. М. Фархадзаде [и др.] // Электрические станции. 2005. № 11. С. 38–46.
8. Фархадзаде, Э. М. Метод и алгоритм ранжирования котельных установок блочных электростанций по критерию надежности и экономичности работы / Э. М. Фархадзаде, Ю. З. Фарзалиев, А. З. Мурадалиев // Теплоэнергетика. 2015. № 10. С. 22–29.
9. Фархадзаде, Э. М. Ранжирование энергоблоков электростанций по надежности и экономичности их работы / Э. М. Фархадзаде, Ю. З. Фарзалиев, А. З. Мурадалиев // Баку: Проблемы энергетики. 2014. № 5. С. 8–16.
10. Методические указания по составлению отчета электростанции о тепловой экономичности оборудования: РД 34.08.552–95. Введ.: 01.02.1996. М.: СПО ОРГРЭС, 1995. 126 с.

Поступила 31.08.2015 Подписана в печать 01.10.2015 Опубликовано онлайн 29.01.2016

REFERENCES

1. Diakov A. F., Isamukhamedov Ia. Sh., Molodyuk V. V. (2014) Challenges and Directions for Improving Reliability of the UES of Russia. *Methodological Issues of Research Into Reliability of Large Scale Systems of the Power Economy. Vol. 64. The Reliability of Energy Systems: Achievements, Problems, Prospects.* Irkutsk, 8–16 (in Russian).

2. *STO10 OAO RAO "EES Rossii"* [Standard Organization 10 RAO Unified Energy Systems of Russia]. *Thermal and Hydraulic Power Stations. Repair-Quality Estimation Procedures for the Power-Generating Equipment. Conceptual Issues*. Moscow, 2008. 32 p. (in Russian)
3. Barilo V. V., Golodnova O. S., Rostin G. V. (2007) Repair Quality Evaluation for the Power Plant Equipment Operated Beyond the Limits of Standard Operation Time. *The Innovative Development of Electric Power Industry in the XXI Century: Collection of Papers of Jubilee Scientific and Practical Conference Dedicated to the 55th Anniversary of the Institute of Advanced Training of the Civil Service. Vol. 4*. Moscow: Institute of Advanced Training of Public Service (in Russian).
4. Zagretidinov I. Sh. (2004) Assuring Dependable and Safety Operation of the Thermal Power Plants. *Elektricheskie Stantsii* [Electric Power Stations], (10), 6–10 (in Russian).
5. Kuznetsov D. V., Maslov V. V., Pikulskii V. A., Poliakov V. I., Poliakov F. A., Shandybin M. I. (2004) Turbo-Generator Defects and Methods for their Early Stages Diagnostics. *Elektricheskie Stantsii* [Electric Power Stations], (8), 51–57 (in Russian).
6. Fursova T. N. (2012) Automation of the Power Generating Unit Technical-and-Economic Indexes Ascertainment and Analysis. *Mashinobuduvannia. Zbirnik Naukovikh Prats* [Mechanical Engineering. Collection of Scientific Papers], (9). Available at: <http://hdl.handle.net/123456789/964> (Accessed 15 November 2015) (in Russian).
7. Farhadzadeh E. M., Safarova T. Kh., Muradaliyev A. Z., Rafieva T. K., Farzaliyev Yu. Z. (2005) Automated Analysis System of the SDPP Power-Generating Units Individual Reliability and Effectiveness. *Elektricheskie Stantsii* [Electric Power Stations], (11), 38–46 (in Russian).
8. Farhadzadeh E. M., Farzaliyev Yu. Z., Muradaliyev A. Z. (2015) The Modular Power Station Boiler-Plant Ranging Method and Algorithm Based on Criterion of Reliability and Operational Efficiency. *Teploenergetika* [Thermal Engineering], (10), 22–29. Doi: 10.1134/S0040363615080019 (in Russian).
9. Farhadzadeh E. M., Farzaliyev Yu. Z., Muradaliyev A. Z. (2014) Ranging the Power Station Generating Units by Reliability and their Operational Efficiency. *Baku: Problemy Energetiki* [Baku: Energy Problems], (5), 8–16 (in Russian).
10. *RD [Guidance Document] 34.08.552–95. Instructional Guidelines for the Power Station Report Compilation on the Equipment Cycle Economy*. Moscow, SPO ORGRES. 126 p. (in Russian).

Received: 31 August 2015

Accepted: 1 October 2015

Published online: 29 January 2016

УДК 536.24

О совершенствовании энергообеспечения аппаратов периодического крашения на предприятиях легкой промышленности

В. Н. Романюк¹⁾, Д. Б. Муслина¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Приведены результаты пинч-анализа, термодинамического анализа на базе эксергетического метода, на основе которых определены варианты повышения эффективности энергообеспечения основного оборудования в отделочном производстве легкой промышленности на примере аппаратов периодического действия для крашения текстильных материалов. Научно обоснованная оценка возможности совершенствования энергообеспечения теплотехнологического производства предприятий легкой промышленности Беларуси актуальна и востребована в сложившейся экономической ситуации. Эксергетический метод позволяет получить указанную оценку наиболее простым и логичным путем по сравнению с другими методами термодинамического анализа, например энтропийным или с помощью теории циклов. Привлечение пинч-анализа позволяет не только проверить результаты оценки, но и указывает проблемные места, требующие кардинальных изменений и модернизации. Благодаря такому комплексному подходу можно наметить простые пути энергосбережения в существующих технических системах преобразования вещества, что важно в условиях действующего производства для успешного решения задачи снижения себестоимости продукции. Изложенное иллюстрируется на примере наиболее распространенного теплотехнологического производства легкой промышленности, которое во многом остается проблемным для большинства предприятий республики. Предлагаемые пути решения не являются исчерпывающими, но предлагают эволюционные изменения, обеспечивающие экономические показатели, которые отвечают требованиям времени и возможностям предприятий. Другой немаловажный фактор представленного анализа и путей совершенствования энергообеспечения теплотехнологий – то, что предлагаемые изменения могут быть реализованы на базе оборудования, которое положительно себя зарекомендовало в ходе длительной эксплуатации на различных производствах и выпускается в республике в кооперации с зарубежными разработчиками.

Ключевые слова: пинч-анализ, термодинамический анализ, модернизация, рекуперация, утилизация, тепловые потоки, абсорбционные бромисто-литиевые тепловые насосы

Для цитирования: Романюк, В. Н. О совершенствовании энергообеспечения аппаратов периодического крашения на предприятиях легкой промышленности / В. Н. Романюк, Д. Б. Муслина // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 1. С. 25–45

Адрес для переписки

Романюк Владимир Никанорович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-92-16
pte@bntu.by

Address for correspondence

Romaniuk Vladimir N.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-92-16
pte@bntu.by

On Improving the Energy Supply of Batch Dyeing Apparatuses in the Light Industry Enterprises

V. N. Romaniuk¹⁾, D. B. Muslina¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper offers the results of pinch analysis, thermodynamic analysis based on exergy method that determine the energy-supply efficacy enhancement variants for the processing equipment in the light industry finishing production as exemplified by the apparatuses of batch operation for textile dyeing. Scientifically substantiated improvement feasibility estimation for the Belarusian light industry enterprises thermo-technological production energy supply is of current concern and in demand in the existing economic situation. Exergy method allows obtaining the indicated estimation by the simplest and most logical way as against the other methods of thermodynamic analysis e.g. entropy method or employing the cycle theory. Pinch analysis employment not only allows verifying the estimation results but also points out the problem spots demanding cardinal changes and modernization. This complex approach renders possible outlining simple ways of energy saving in the existing technical systems of substance transformation, which is important under the conditions of operating production for successful handling the problem of lowering production costs. The example of the most widespread thermo-technological production of the light industry illustrates the above stated. For most enterprises of the republic, it remains problematic in many ways. The suggested ways of solving the problem are not exhaustive and offer evolutionary changes that secure economic indicators fitting the dictates of time and the enterprises capabilities. Another critical factor of the presented analysis and ways for thermo-technological energy supply improvement is that the proposed changes can realize on basis of the equipment that established a good reputation during continuous service in different productions and manufactured in the republic in working partnership with foreign design engineers.

Keywords: pinch analysis, thermodynamic analysis, modernization, recovery, utilizing, heat fluxes, lithium-bromide absorption heat pumps

For citation: Romaniuk V. N., Muslina D. B. (2016) On Improving the Energy Supply of Batch Dyeing Apparatuses in the Light Industry Enterprises. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (1), 25–45 (in Russian)

Введение

В [1–5] критически рассмотрены, выбраны методики и алгоритмы расчетов эксергии материалов, используемых в теплотехнологии крашения на предприятиях легкой промышленности для линий непрерывного действия. Проведены статистический анализ производства и на базе полученных результатов статистическая игра, что позволило прогнозировать энергопотребление предприятий в перспективе до 2030 г. Итоги статистической «игры с природой» как метода получения оптимальной стратегии наращивания объемов производства дали возможность прогнозировать объемы энергопотребления предприятий легкой промышленности. Вновь разработанные и примененные методики расчета эксергий материалов, выпускаемых на предприятиях легкой промышленности, легли в основу проведенного термодинамического анализа на базе эксергетического метода типичного участка отделочных производств предприятий легкой промышленности Беларуси [1]. Как известно, этот участок в значительной степени определяет энергетическую составляющую себестоимости продукции, является наиболее проблемным с точки зрения совершенства его энерго-

обеспечения из-за крайне низкой эффективности использования энергоресурсов [6–8].

Имея необходимый набор данных для определения эксергии вещества в потоке для текстильных и трикотажных материалов, возможно провести термодинамическую оценку энергообеспечения этих наиболее характерных теплотехнологических процессов отделочных производств легкой промышленности и на ее основе определить потенциал энергосбережения и пути его реализации. Для анализа энергетической эффективности наиболее энергоемких проблемных теплотехнологических систем преобразования вещества использовали широкий набор показателей КПД, многообразие подходов к их определению. В одних случаях для нахождения КПД требуется детальное рассмотрение структуры эксергии вещества в потоке, в других – использование знакомого специалистам разностного метода расчета полезного эффекта и затрат [9, 10].

Ранее результаты термодинамического анализа эффективности работы действующего производства на примере непрерывной линии крашения хлопчатобумажной ткани убедительно продемонстрировали во всех случаях крайне низкие показатели, что обусловлено в том числе и конструкцией агрегатов, традиционным подходом к энергообеспечению, используемым набором теплоносителей, а также всей теплоэнергетической системой предприятия, отвечающей требованиям ушедшего периода дешевых энергоресурсов [4]. На участках крашения в большинстве случаев наряду с линиями непрерывного крашения применяются аппараты периодического действия.

В статье приведены результаты анализа и возможной рациональной модернизации энергообеспечения процесса крашения в аппаратах периодического действия. Рассмотрены варианты оптимизации энергообеспечения аппаратов крашения, не требующие значительных инвестиций. Они включают рекуперацию теплоты потоков, расширение ряда применяемых теплоносителей, предварительный двух- и многоступенчатый нагрев технической воды, идущей на операции крашения, горячей промывки с использованием потенциала побочных (не используемых в дальнейшем) потоков, образующихся в ходе технологических операций. Кроме того, рассматривается применение абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов (АБТН) для повышения степени использования потенциала энергоресурсов, поступающих на предприятия.

Состояние проблемы. Энергетический анализ

Особенностью аппаратов периодического действия является возможность обработки небольших партий материалов – от 50 до 500 кг за цикл. Плата за это – большее удельное энергопотребление. Из анализа технологического процесса крашения вытекает, что независимо от типа и конструкции аппарата набор операций и их последовательность для одного и того же типа обрабатываемого материала (нагрев, крашение, выдерж-

ка, промывка и полоскание, окончательная обработка и пр.) совпадают. Очередность, температурный режим и продолжительность операций задаются технологическими картами. Характерные технологические карты и временно-температурные профили крашения материалов для аппаратов периодического действия, применяемых на отечественных предприятиях, приведены на рис. 1, 2 [11–14].

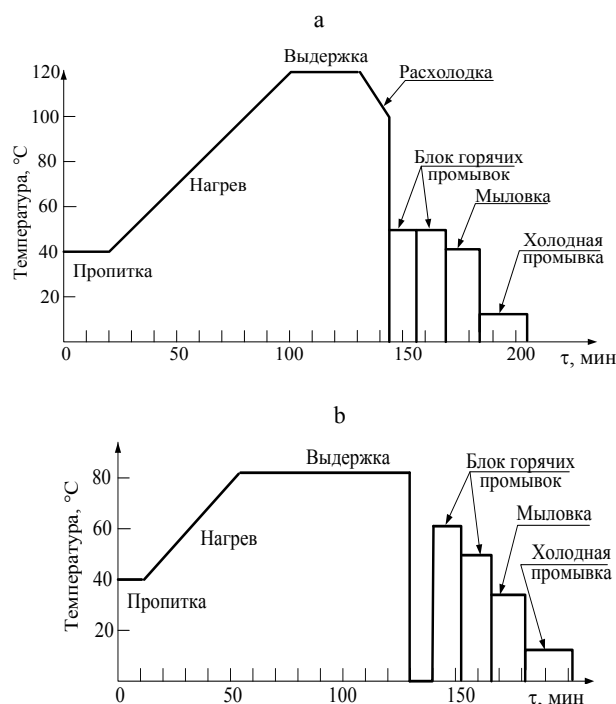


Рис. 1. Временно-температурный профиль крашения материала на примере аппаратов фирмы Hisaka [11, 12]: а – шерсть; б – полиэстер

Fig. 1. Time-temperature profile of the material dyeing as exemplified by the Hisaka apparatuses [11, 12]: а – wool; б – polyether

Анализ технологических режимных карт работы аппаратов, их циклограмм выявил, что при обработке одного и того же вида материала одним и тем же красителем, но на различных машинах периодического действия временно-температурные профили практически совпадают и не зависят от типа и конструкции аппарата. Существует множество аппаратов периодического действия:

- жгутовая барка (тип МКП, отечественное производство);
- эжекторные машины («Эко-софт», «Софт-стрим», «Супер Джет» – фирма «Гастон Каунти» (США); «Рото-стрим» – фирма «Тисс» (Германия); «Джет-100» – фирма «Кранц» (Германия); ЭКЛ-140-4 (Россия));
- джиггеры («Меццера» (Италия); «Х-Супер-1200-ХТ» – фирма «Хенриксен» (Дания); Hisaka (Япония));
- аппараты навойного типа («Шолл» (Швейцария)).

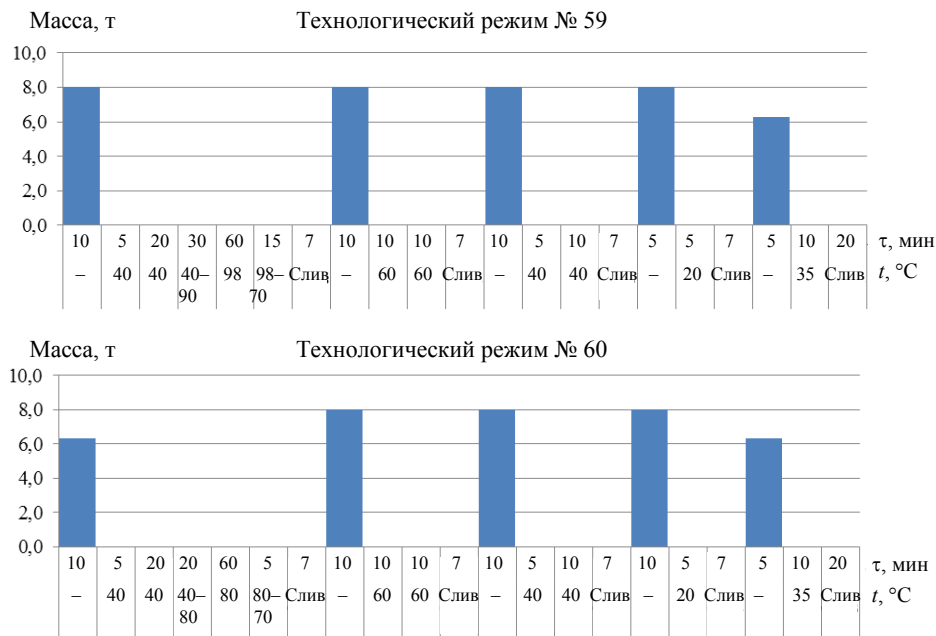


Рис. 2. Технологические карты крашения материалов на аппаратах «Софт-стрим» (ОАО «Купалинка»): режим № 59 – для материалов из шерсти; режим № 60 – из полиэстера

Fig. 2. Flow process diagrams of the material dyeing by the apparatuses 'Soft-Streem' (JSC 'Kupalinka'): regime № 59 – for woolen materials; regime № 60 – of polyether

Приведенный порядок перечисления аппаратов периодического действия соответствует возрастанию такой характеристики, как модуль ванны (LR), которая равна отношению объема отделочного раствора, заполняющего аппарат для проведения единичной операции, к массе материала (при начальной влажности материала 8–15 %) [11, 12]. Значение LR , как правило, находится в диапазоне 6–14 л на 1 кг материала. В большинстве современных машин периодического действия модуль ванны соответствует 8 л/кг. Поэтому в дальнейших расчетах используется именно эта величина LR . В последних моделях джиггеров и эжекторных машин значение LR достигает 6 л/кг.

На основании имеющихся данных по циклограммам процессов крашения различных материалов, рецептов их растворов, значений модуля ванны для разных красильных аппаратов и результатов расчетов получены зависимости удельного потребления тепловой энергии аппаратом периодического крашения на тонну сухого обрабатываемого материала, представленные на рис. 3. Из рисунка видно, что удельные потребления тепловой энергии на крашение для хлопка, шерсти и шелка практически совпадают. Та же ситуация наблюдается для нейлона и полиамида.

Анализ энергопотребления аппаратов периодического крашения показывает, что их удельное теплосодержание изменяется от 7,5 до 19,3 ГДж/т

с увеличением модуля ванны от 6 до 14 л/кг. Значения удельного теплопотребления находятся в пределах диапазона, который определен стандартами ЕС и Канады по энерго- и водопотреблению [6, 15, 16]. Разница в удельном энергопотреблении между различными типами волокон при равных модулях ванны объясняется тем, что температура основного процесса для материалов из натуральных и искусственных волокон варьируется в диапазоне от 80 до 120 °С, при этом для искусственных волокон она всегда ниже и не превышает 100 °С.

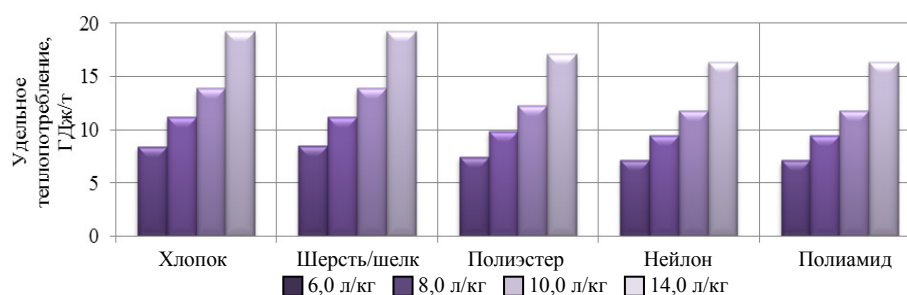


Рис. 3. Удельное теплопотребление аппарата периодического действия в зависимости от значения модуля ванны и вида обрабатываемого материала

Fig. 3. Specific heat-consumption of the batch operation apparatus depending on the value of the liquor rating and the kind of process material

Расчеты показали, что при изменении расхода и типа красителей, основных химических реагентов и текстильно-вспомогательных веществ (ТВВ) удельное потребление тепловой энергии аппаратами периодического действия практически не зависит от раствора. Например, при снижении удельного расхода красителей и реагентов с условно максимального 758 г/кг материала до минимальной величины 127 г/кг [16, 17] удельное энергопотребление изменяется на 0,6 %, т. е. практически постоянно. Это означает, что можно использовать результаты анализа теплопотребления для различных типов красителей и составов реагентов.

Проведем анализ и сравнение эффективности работы аппаратов периодического действия и аппаратов непрерывного действия на примере джиггера фирмы Hisaka для крашения материалов с модулем ванны 8 л/кг. Значения удельного энергопотребления для этих расчетов приведены на рис. 4. Из рисунка можно заключить, что удельное теплопотребление в процессе отделки натуральных материалов на 12–15 % больше, чем искусственных. В сравнении с линиями непрерывного действия в случае аппарата периодического действия удельное потребление тепловой энергии для крашения хлопчатобумажных материалов увеличивается от 9,8 до 11,2 ГДж/т, т. е. на 14,0 % [4].

Исторически сложилось и, как будет показано далее, сегодня это неоправдано, что для обеспечения тепловых операций крашения текстильных материалов используется только паровой теплоноситель, для которого разработаны конструкции аппаратов.

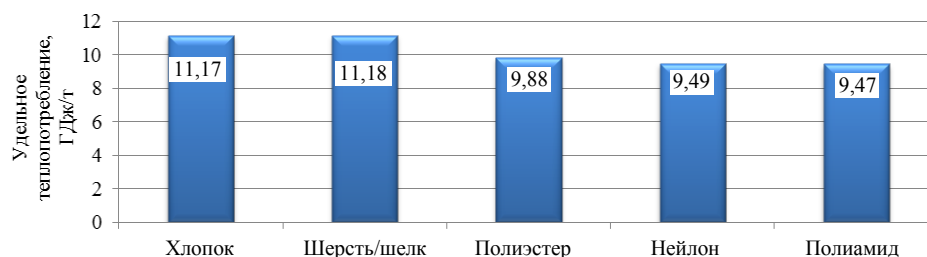


Рис. 4. Удельное теплотребление аппаратов крашения периодического действия в зависимости от вида обрабатываемого материала (с учетом температуры технологических операций для каждого вида материала) при модуле ванны 8 л/кг

Fig. 4. Specific heat-consumption of the batch operation apparatus depending on the kind of process material (with regard of the temperature of working operation for each kind of material) at liquor rating 8 l/kg

В настоящее время с целью энергосбережения требуется рассмотреть и обосновать возможность использования иных теплоносителей в рамках сохранения конструкции существующих аппаратов с нагревом при помощи паровой рубашки. Экономически и технически оправдано, например, применение двухступенчатого нагрева технологических потоков, когда в первой ступени используется водяной теплоноситель. В этом случае нагрев технологического потока осуществляется вне аппарата в скоростном бойлере или резервном баке раствора для крашения. Вторая ступень нагрева представлена паровой рубашкой непосредственно аппарата крашения, где, как и ранее, происходят окончательный нагрев раствора и материала и технологическая выдержка. Температура нагрева в первой ступени рабочих потоков перед подачей их в аппарат изменяется в зависимости от технологического регламента, но во всех случаях оказывается не ниже 40 °С, а на нужды промывок допускается нагрев до 60–70 °С. Распределение нагрузки между водяным и паровым теплоносителями при двухступенчатом нагреве показано на рис. 5.

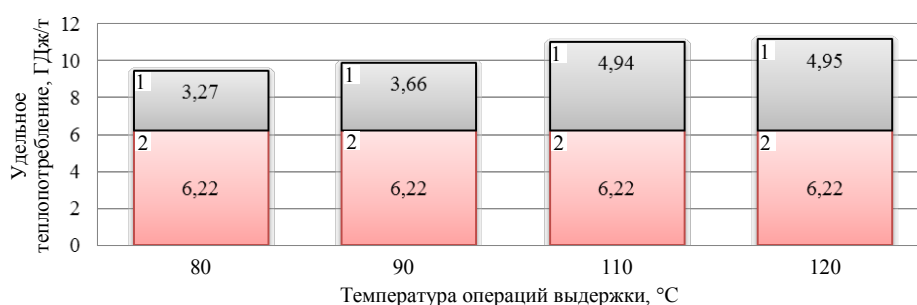


Рис. 5. Удельное теплотребление аппаратов крашения периодического действия в зависимости от температуры операции на примере хлопка при модуле ванны 8 л/кг: 1 – на предварительный нагрев; 2 – на основные операции нагрева и выдержки

Fig. 5. Specific heat-consumption of the batch operation apparatus depending on operation temperature as an example of cotton at liquor rating 8 l/kg: 1 – for preheating; 2 – for main operations of heating and exposure

Исходя из рис. 5, можно констатировать, что при использовании греющего водяного теплоносителя в первой ступени нагрева технологических потоков удельное теплотребление данной ступени находится на уровне 6,2 ГДж/т, или 55–65 % общего потребления тепловой энергии. При этом резко сокращается потребность в паре, что позволяет использовать в качестве источников энергии когенерационные установки (для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии). Переход к двухступенчатому нагреву, и это главное, дает возможность утилизировать побочные тепловые потоки стоков, снижая удельное потребление тепловой энергии более чем на 30 %. Для получения объективных значений оценки эффективности энергообеспечения процессов крашения требуется провести их термодинамический анализ. Как уже отмечалось, в качестве примера для анализа работы аппарата периодического крашения используется джиггер с $LR = 8$ л/кг при крашении хлопчатобумажного материала. Временно-температурный профиль (циклограмма) процесса обработки хлопчатобумажного материала представлен на рис. 6.

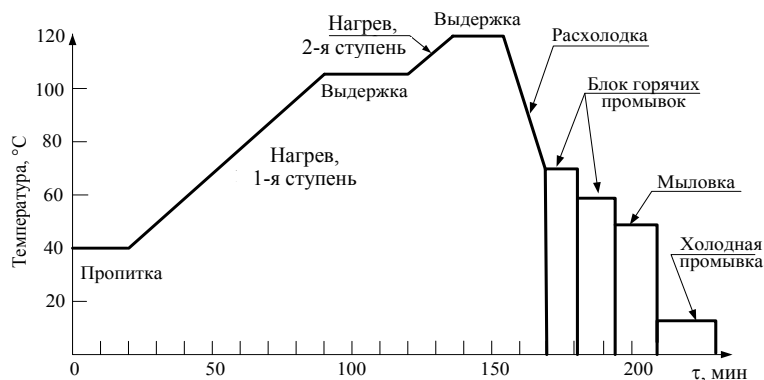


Рис. 6. Временно-температурный профиль крашения хлопчатобумажного материала

Fig. 6. Time-temperature dyeing profile of cotton material

По времени техпроцесс занимает от 3,5 до 4 ч, при этом загрузка рассматриваемого джиггера может составлять 200–500 кг материала. График потребления тепловой энергии на тонну продукции в течение цикла приведен на рис. 7. Теплотребление носит фрагментарный характер с чередующимися пиками и провалами нагрузки. Наиболее равномерное и значительное потребление тепловой энергии наблюдается в течение одного часа при операции нагрева материала. Тепловой поток при этом составляет примерно 2,5 ГДж/ч. Залповый и кратковременный расход тепловой энергии наблюдается в течение операций промывок, мыловок, расход энергии при которых варьируется в пределах 6,4–2,9 ГДж/ч. Потребление энергии в процессах выдержки незначительно и составляет около 0,1 ГДж/ч. Вместе с тем имеется технологическая возможность увеличить время нагрева среды в аппарате до температуры операции без нарушения требований технологии. Это оказывается полезным для теплогенерирующего источника, для которого диапазон нагрузок 0,1–6,4 ГДж/ч крайне сложно обеспечить, если речь идет не о централизованном теплоснабжении, а об автономном энергообеспечении от собственной котельной или когенерационного комплекса.

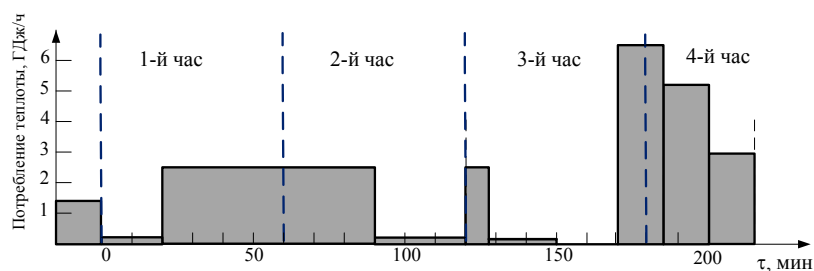


Рис. 7. Потребление тепловой энергии аппаратом в течение цикла в расчете на тонну производительности аппарата

Fig. 7. Heat-energy consumption by the apparatus during the cycle per one ton of the apparatus productive capacity

С учетом перехода на двухступенчатый нагрев с вытеснением парового теплоносителя водяным приведенный на рис. 7 график удельного потребления тепловой энергии (ТЭ) остается прежним, но имеет место изменение потребности в паре (рис. 8).

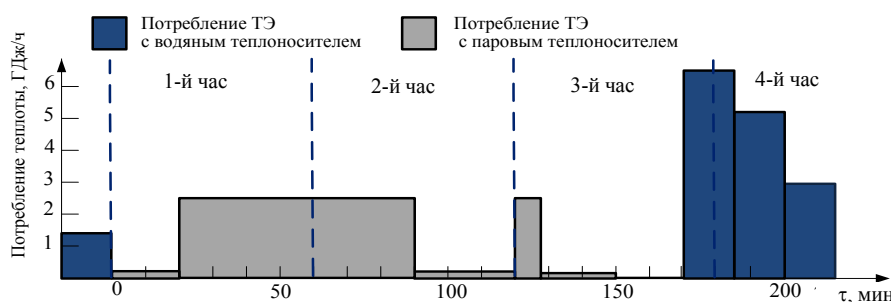


Рис. 8. Потребление тепловой энергии с паровым и водяным теплоносителями аппаратом в течение цикла на тонну производительности аппарата

Fig. 8. Heat-energy consumption with vapour and water heat medium by the apparatus during the cycle per one ton of the apparatus productive capacity

Из графика на рис. 8 следует, что при переходе на двухступенчатый нагрев залповое потребление пара существенно снижается, так как часть пиковой нагрузки покрывается полностью или частично водяным теплоносителем, что зависит от параметров последнего. В совокупности с другими решениями по выравниванию теплотребления существует возможность выравнивания во времени генерации пара. Наконец, двухступенчатый нагрев позволяет перейти к рекуперации и утилизации тепловой энергии при проведении крашения, что сегодня чрезвычайно важно.

Пинч-анализ

Для оценки возможности рекуперации тепловой энергии и эффективности работы аппарата оправдано применять метод пинч-анализа [18–21]. Его использование для линий непрерывного крашения приведено в [4, 5]. Обратимся к схеме заполнения аппарата крашения во времени. В отличие от предыдущих схем (технологических карт и циклограмм, рис. 1, 2), данное изложение отражает реальную последовательность операций во времени с учетом перерывов на заполнение и слив раствора (рис. 9).

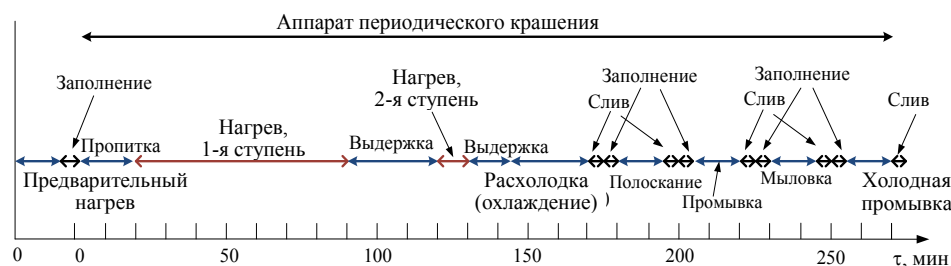


Рис. 9. Схема заполнения аппарата крашения во времени согласно методу пинч-анализа [21]

Fig. 9. Flow chart of the dyeing apparatus infilling in time according the method of pinch analyses [21]

Суммарное время работы аппарата в течение цикла увеличивается с 230 до 275 мин. По построенной схеме (рис. 9) рассчитывается распределение потоков во времени, соответствующие графики приведены на рис. 10, 11. На рис. 10 отражены существующие потоки, которые необходимо нагреть, на рис. 11 – добавленные горячие потоки В2–В6, образующиеся после технологических операций, которые в штатном варианте отсутствуют, поскольку не утилизируются и сбрасываются в канализацию. Характеристики нагреваемых и охлаждаемых потоков раствора, образующихся в ходе операций, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Энергопотоки и потоки вещества линии периодического крашения

Flows of energy and substance in the lines of batch dyeing

Поток	Потребление, т	Удельная теплоемкость потока c_p , кДж/(кг·°C)	Температура потоков, °C		Тепловая энергия, ГДж, (–) – потребляемая
			начальная	конечная ¹	
Холодные (нагреваемые) потоки А					
А1, предварительный нагрев	9,2	4,2	15	40	–0,96
А2, 1-я ступень нагрева	9,2	4,0	40	110	–2,60
А3, 2-я ступень нагрева	9,2	4,0	110	120	–0,40
А4 полоскание	9,2	4,2	15	70	–2,10
А5, промывка	9,2	4,2	15	60	–1,70
А6, мыловка	9,2	4,2	15	50	–1,35
Итого	55,2				–9,11
Горячие (сбрасываемые) потоки В					
В1, отработанный раствор после 1-й и 2-й ступеней нагрева	9,1	4,0	70	30 ¹	+1,46
В2, охлаждающая вода	8,8	4,2	60	30 ¹	+1,10
В3, полоскание	9,2	4,1	70	30 ¹	+1,50
В4, промывка	9,2	4,1	60	30 ¹	+1,10
В5, мыловка	9,2	4,1	50	30 ¹	+0,75
В6, холодная промывка	9,6	4,2	19	15 ¹	+0,16
Итого	55,2				+6,10

¹ Конечная температура принята ориентировочно для анализа, поскольку в штатном линии крашения стоки не утилизируются.

Примечание. Протоки А2 и А3 нагреваются паром последовательно.

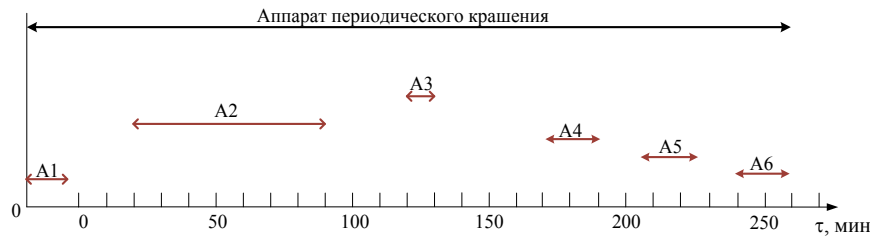


Рис. 10. Распределение во времени потоков технологии крашения в аппарате периодического действия в штатном режиме

Fig. 10. Allocation over time of the dyeing technology flows in the batch operation apparatus in design mode

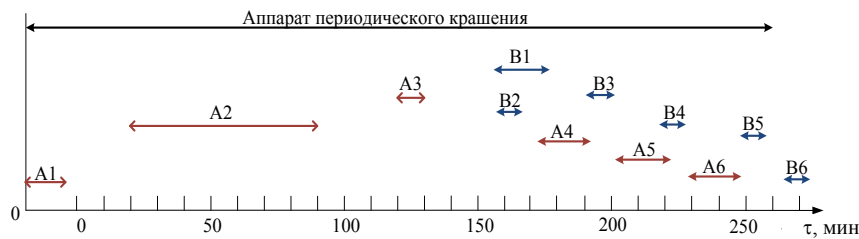


Рис. 11. Распределение во времени потоков технологии крашения в аппарате периодического действия в режиме с рекуперацией тепловой энергии

Fig. 11. Allocation over time of the dyeing technology flows in the batch operation apparatus in the mode with heat-energy recovering

Из приведенных графиков очевидна возможность рекуперации теплоты горячих сбросных потоков В1–В4 для нагрева потоков промывок А4–А6. Оптимизированная сетевая диаграмма для двухпоточного проблемного поля будет иметь вид, показанный на рис. 12.

Из результатов пинч-анализа (рис. 9–12) следует, что энергосберегающий потенциал простой утилизации побочных потоков в рамках аппаратов периодического крашения в расчете на 1 т хлопчатобумажной ткани за счет установки рекуперативных теплообменников достигает 37 %, что составляет около 4,1 ГДж. Мощность теплообменного аппарата зависит от времени нагрева потока и требуемого максимального количества тепловой энергии (1,5 ГДж), подводимой за указанный период (15 мин), и равна примерно 1,7 МВт (рис. 13).

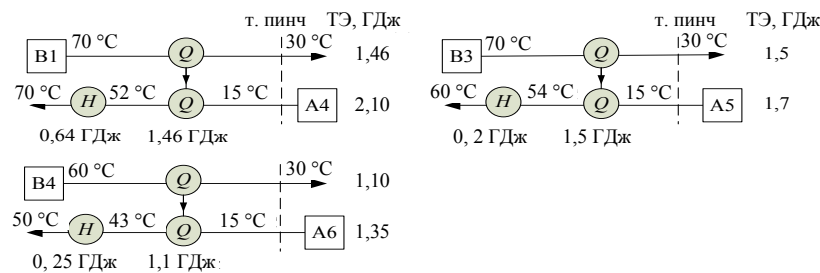


Рис. 12. Решенная сетевая диаграмма для двухпоточного проблемного поля:

ТЭ – тепловая энергия; Q – теплота рекуперации; H – дополнительное потребление теплоты от внешнего источника

Fig. 12. Resolved activity network for double-flow problem field:

ТЭ – heat energy; Q – recovery heat; H – heat additional consumption from the outside source

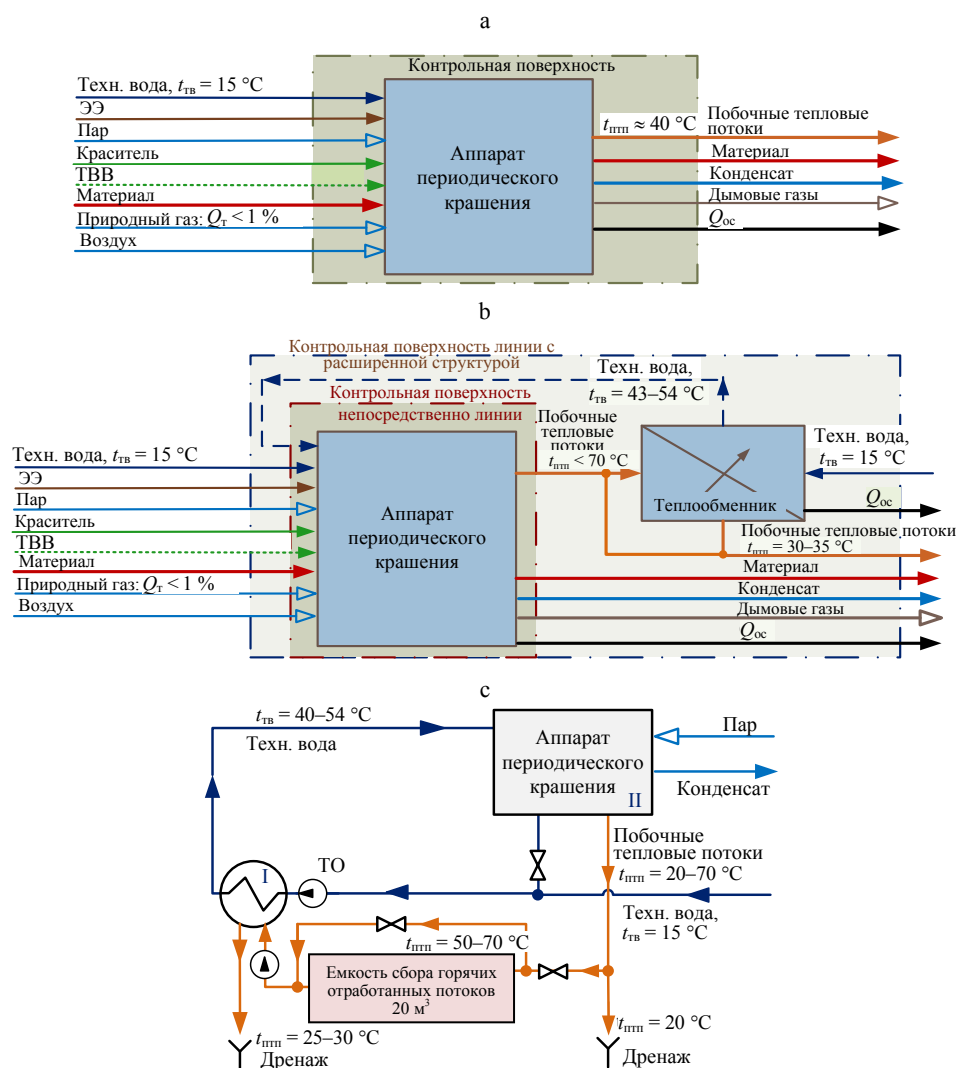


Рис. 13. Схемы сопряжения теплотехнологического оборудования для термодинамического анализа энергообеспечения операций крашения в аппарате периодического действия:

а – существующее положение аппарата штатного состава; б – положение после расширения состава теплообменного оборудования; с – принципиальная тепловая схема энергообеспечения красильного аппарата; ТО – теплообменник;

TBB – текстильно-вспомогательные вещества;

I, II – соответственно 1-я и 2-я ступени нагрева технической воды

Fig. 13. Coupling diagram of the heat-technological equipment for thermodynamic analysis of the dyeing operation energy supply in the batch operation apparatus:

а – existing position of the apparatus in regular layout; б – position after enlarging the heat-exchange equipment layout; с – schematic thermal diagram

of the dyeing apparatus energy supply; ТО – heat-exchanging unit;

TBB – textile-processing chemicals; I, II – respectively 1st and 2nd heating stages of service water

Термодинамический анализ

Математическая модель для выполнения термодинамического анализа и нахождения относительных характеристик приведена в [4]. Принципи-

альная тепловая схема, полученная по результатам пинч-анализа, представлена на рис. 13с. При осуществлении простой рекуперации тепловой энергии температура стоков снижается от 40–50 до 30–35 °С при объеме стоков 55 м³ на тонну сухого хлопчатобумажного материала. Приведенное значение объема стоков находится на верхней границе стандартных показателей потребления воды на операции крашения и промывки [6, 15, 16].

Энергетические и эксергетические безразмерные характеристики термодинамического анализа приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные показатели по вариантам модернизации аппарата периодического действия из расчета на тонну сухого материала

Major indicators by modernization variants of the batch operation apparatus per one ton of the dry material

Наименование показателя	Обозначение	Положение		
		существующее	после модернизации	
			самого аппарата *	аппарата с расширенной структурой*
Энергетический КПД, %	η_z	0,8300	1,1000	1,1000
Степень термодинамического совершенства технической системы, %	ν	83,6000	87,9000	87,8000
Термодинамический КПД, %	η_e	0,1000	0,1420	0,1420
Степень технологического совершенства, %	β	16,4000	12,1000	12,3000
Степень полного совершенства технической системы, %	μ	0,0164	0,0172	0,0174
Эксергетический КПД = $\nabla E_{\text{пол}}/\nabla E_{\text{зат}}$, %	η_e^{**}	0,1700	0,2600	0,2600
Удельные затраты энергии на тонну материала с учетом электроэнергии, ГДж/т	q	11,5000	7,4400	7,4400
Удельные затраты эксергии на тонну материала, ГДж/т	e	3,3000	2,2	2,2000
Годовая экономия условного топлива, т/год	ΔB	—	80,0000	
Простой срок возврата инвестиций, лет	τ	—	0,5000	
* Пояснения линии расширенной структуры см. на рис. 13б.				
** Эксергетический КПД, определяемый по принятым полезным эффектам и затратам эксергии [22].				

Выводы из проведенных пинч- и термодинамического анализов совпадают в части определения величины энергосберегающего эффекта в рамках агрегата для существующего энергообеспечения аппарата путем простой рекуперации. После такой модернизации термодинамическая эффективность агрегата продолжает оставаться невысокой, что указывает на необходимость дальнейшего совершенствования энергообеспечения данной теплотехнологии. Очевидна возможность более глубокой утилизации побочных низкотемпературных тепловых потоков, например с помощью абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов (АБТН). Наконец, согласно концепции интенсивного энергосбережения следует расширить энергосберегающую базу и перейти от рассмотрения работы отдельного аппарата в течение одного цикла к рассмотрению его работы в течение рабочих суток (рис. 14) [23, 24].

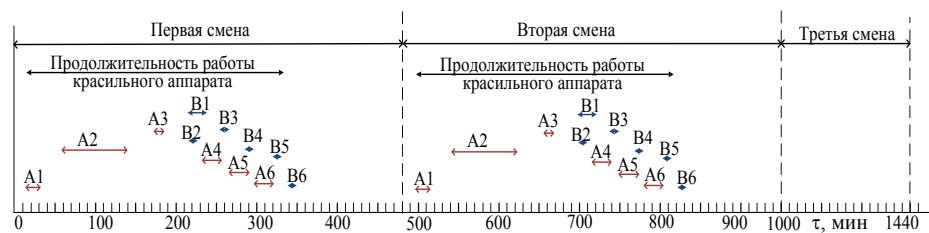


Рис. 14. Распределение потоков аппарата периодического действия в течение рабочих суток

Fig. 14. Allocation of the batch operation apparatus flows during the working day

В случае перехода от рекуперации в пределах одного цикла крашения к рекуперации в процессе нескольких циклов в течение всего времени работы участка крашения потенциал потоков B2 и B5 можно использовать для нагрева потока A1, который имеет место в следующем цикле (рис. 15).

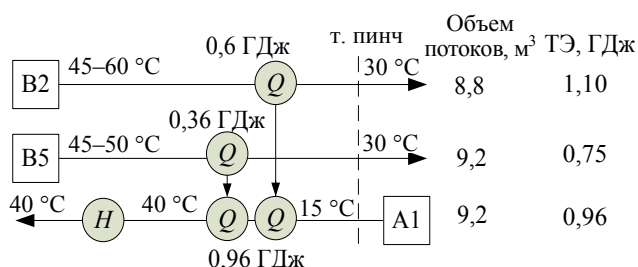


Рис. 15. Сетевая диаграмма для многопоточного проблемного поля

Fig. 15. Activity network for the multiflow problem field

Применяя вышеуказанную концепцию расширения энергосберегающей базы, становится очевидной необходимость включения в тепловую схему энергообеспечения отделочного производства дополнительного оборудования: накопительной буферной емкости для стоков объемом 20 м³ и бака-аккумулятора емкостью до 10 м³ на тонну загрузки аппарата (рис. 16).

Потребление тепловой энергии снижается с 11,17 до 6,15 ГДж на тонну загружаемого материала или уменьшается уже на 45 %, что на 8 % лучше, чем в предыдущем дискретном варианте реализации простой рекуперации тепловой энергии. Итоги термодинамического анализа варианта приведены в табл. 3.

Дальнейшее повышение термодинамической эффективности энергообеспечения связано с переходом от рассмотренного двухступенчатого нагрева к трехступенчатому нагреву потоков, когда вышеописанная низкотемпературная ступень нагрева состоит из двух каскадов. В первом каскаде используется тепловая энергия побочных отработанных потоков, удаляемых из аппарата, во втором – теплоносителем является сетевая вода, поступающая от внешнего источника и имеющая более высокую температуру, чем поток рекуперации (рис. 16).

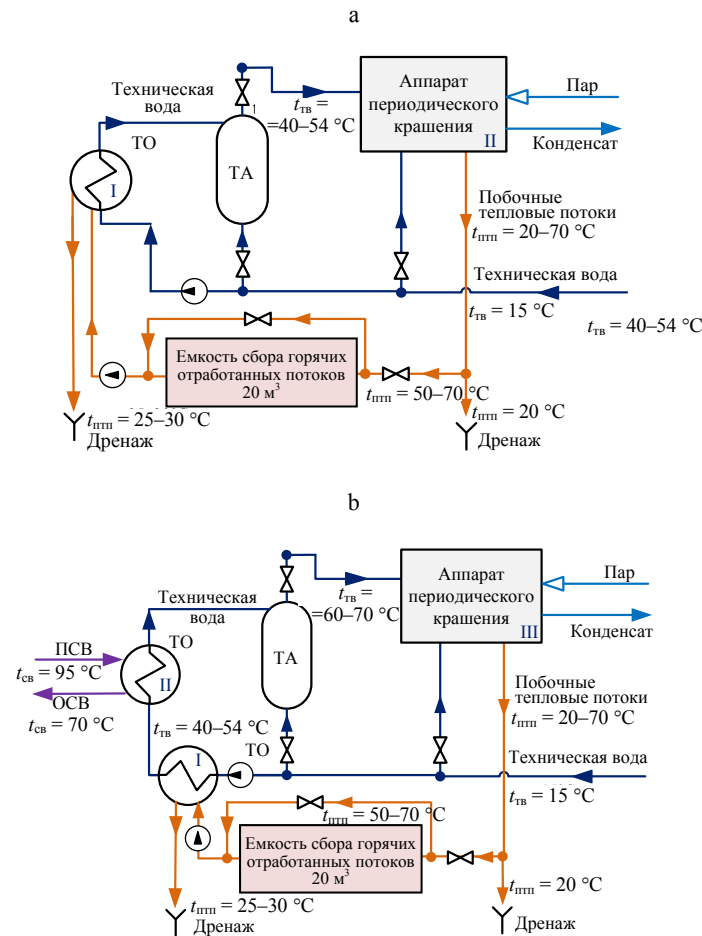


Рис. 16. Схема двух- (а) и трехступенчатого (б) нагрева технической воды на нужды красильной линии: ТО – теплообменник; ТА – тепловой аккумулятор; ОСВ – обратная сетевая вода; ПСВ – прямая сетевая вода; I, II, III – соответственно 1-я, 2-я и 3-я ступени нагрева технической воды

Fig. 16. Diagram of the two- (a) and three-stage (b) service-water heating for requirements of the dyeing line: ТО – heat-exchanging unit; ТА – thermal accumulator; ОСВ – return heating-system water; ПСВ – heating water; I, II, III – respectively 1st, 2nd and 3rd heating stages of service water

Переход к трехступенчатому нагреву технологических потоков улучшает относительные характеристики эффективности энергообеспечения процесса крашения. Ожидаемое повышение показателей имеет место и при объединении смен в части энергообеспечения теплотехнических операций в соответствии с расширением энергосберегающей базы. Вопрос целесообразности реализации далее решается в экономической плоскости.

Дальнейшее углубление степени использования энергоресурсов связано с утилизацией низкотемпературных тепловых потоков, что возможно за счет интеграции АБТН в теплоэнергетическую систему отделочного производства и всего предприятия. Утилизация энергии побочных потоков

с позиций энергосбережения при безусловном выполнении технологических ограничений и регламентов имеет более высокий приоритет перед альтернативными решениями, например перед когенерацией.

Таблица 3

**Основные показатели по вариантам модернизации
аппарата периодического крашения при условии его работы
в течение двух рабочих смен**
**Major indicators by modernization variants
of the batch operation apparatus on condition of its two working shifts operation**

Наименование показателя	Обозначение	Положение		
		существующее	после модернизации аппарата с расширенной структурой	
			с двухступенчатым нагревом*	с трехступенчатым нагревом*
Энергетический КПД, %	η_p	0,8300	1,3000	1,3000
Степень термодинамического совершенства технической системы, %	ν	83,6000	88,8000	89,4000
Термодинамический КПД, %	η_e	0,1000	0,1570	0,1650
Степень технологического совершенства, %	β	16,4000	11,2000	10,7000
Степень полного совершенства технической системы, %	μ	0,0164	0,0176	0,0176
Эксергетический КПД = $\nabla E_{\text{пол}}/\nabla E_{\text{зат}}$, %	η_e^{**}	0,1700	0,2900	0,3100
Удельные затраты энергии на тонну материала с учетом электроэнергии, ГДж/т	q	11,5000	6,5000	6,5000
Удельные затраты эксергии на тонну материала, ГДж/т	e	3,3000	2,0000	1,9000
Годовая экономия условного топлива, т/год	ΔB	—	100	102,0000
Простой срок возврата инвестиций, лет	τ	—	До полугода	
* Пояснения см. на рис. 16.				
** Эксергетический КПД, определяемый по принятым полезным эффектам и затратам эксергии [22].				
Примечание. Удельный расход условного топлива (УРТ) на теплоту процесса охлаждения сетевой воды принимали равным 0,0382 т/ГДж (0,160 т/Гкал). УРТ на теплоту процесса конденсации пара 0,5 МПа принимали равным 0,0418 т/ГДж (0,175 т/Гкал).				

Для полной утилизации тепловой энергии в составе отделочного производства очевидна необходимость привлечения сторонних потребителей

Fig. 17. Principal diagram of ABHP integration into the structure of the finishing production: ABTH – absorption lithium-bromide heat pump; for other notations see Fig. 16

В этом случае требуется дополнительная емкость объемом 60 м³ для охлажденных до 30 °С побочных потоков с целью их дальнейшей утилизации с помощью АБТН. Расчетные данные приведены в табл. 4, где для сравнения показаны результаты расчета характеристик по предыдущему варианту развития схемы. Значимость привлечения внешних потребителей для увеличения на порядок термодинамической эффективности использования тепловых потоков очевидна. Такими потребителями в составе рассматриваемых производств в первую очередь могут быть системы теплоснабжения и технологического кондиционирования.

Таблица 4

**Основные показатели по вариантам модернизации аппарата
периодического крашения при условии его работы в течение двух рабочих смен**

**Major indicators by modernization variants of the batch operation apparatus
on condition of its two working shifts operation**

Наименование показателя	Обозначение	Положение		
		существующее	после модернизации линии с расширенной структурой	
			с трехступенчатым нагревом*	с трехступенчатым нагревом и АБТН*
Энергетический КПД, %	η_z	0,83	1,3000	1,400
Степень термодинамического совершенства технической системы, %	ν	83,6	89,4000	90,100
Термодинамический КПД, %	η_e	0,10	0,1650	1,530
Степень технологического совершенства, %	β	16,4	10,7000	10,000
Степень полного совершенства технической системы, %	μ	0,0164	0,0176	0,154
Эксергетический КПД $= \nabla E_{\text{пол}} / \nabla E_{\text{зат}}$, %	η_e^{**}	0,17	0,3100	2,000
Удельные затраты энергии на тонну материала с учетом электроэнергии, ГДж/т	q	11,5	6,5000	6,500
Удельные затраты эксергии на тонну материала, ГДж/т	e	3,3	1,9000	1,700
Годовая экономия условного топлива, т/год	ΔB	—	102,0000	146,000
Простой срок возврата инвестиций, лет	τ	—	До полугода	0,8 года
* Пояснения см. на рис. 16, 17. ** Эксергетический КПД, определяемый по принятым полезным эффектам и затратам эксергии [22].				

ВЫВОДЫ

1. Проведенный всесторонний термодинамический анализ эффективности энергопотребления технологическим оборудованием легкой промышленности непрерывного [4] и периодического действия на базе эксергетического метода и пинч-анализа, направленный на совершенствование и снижение энергоемкости продукции отрасли, позволил не только выработать рекомендации по уменьшению энергопотребления, но и на базе термодинамических показателей выявить неоправданно высокую энергоемкость всей технологии крашения и обработки текстильных материалов.

2. Из проведенных анализов эффективности работы аппаратов периодического крашения и модернизации их энергообеспечения следует, что:

- совершенствование энергообеспечения существующих красильных аппаратов периодического действия необходимо и возможно;
- переход к многоступенчатому нагреву технологических растворов с применением предварительного нагрева за счет водяного теплоносителя

дает наибольший энергетический и термодинамический эффект (табл. 2, 3) с экономией энергоресурсов до 45 %;

- введение в состав тепловой схемы абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов позволяет углубить утилизацию энергии за счет низко-температурных тепловых побочных технологических потоков. При этом оправдано внешнее использование потоков от абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов, обеспечивающее рост энергетических и эксергетических показателей более чем на порядок (табл. 4). Такое решение позволит снизить затраты тепловой энергии внешними потребителями до 40 % теплоты, передаваемой им от абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Романюк, В. Н. Эксергия текстильных материалов / В. Н. Романюк, Д. Б. Муслина // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2015. № 3. С. 46–59.
2. Романюк, В. Н. Прогнозирование объемов производства предприятий легкой промышленности для определения их потребности в энергоресурсах. Ч. 1 / В. Н. Романюк, Д. Б. Муслина // Наука и техника. 2015. № 4. С. 66–76.
3. Романюк, В. Н. Прогнозирование объемов производства предприятий легкой промышленности для определения их потребности в энергоресурсах. Ч. 2 / В. Н. Романюк, Д. Б. Муслина // Наука и техника. 2015. № 5. С. 63–75.
4. Романюк, В. Н. К вопросу о повышении эффективности энергообеспечения линий непрерывного крашения на предприятиях легкой промышленности / В. Н. Романюк, Д. Б. Муслина // Энергия и Менеджмент. 2015. № 4 (73). С. 4–9.
5. Романюк, В. Н. Развитие энергоиспользования линий непрерывного крашения на предприятиях легкой промышленности / В. Н. Романюк, Д. Б. Муслина // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2015. № 6. С. 41–54.
6. Hasanbeigi, A. A Review of Energy Use and Energy Efficiency Technologies for the Textile Industry / A. Hasanbeigi, L. Price // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2012. Vol. 16, No 6. P. 3648–3665.
7. Pulat, E. Waste-Heat Recovery Potential in Turkish Textile Industry: a Case Study for City of Bursa. / E. Pulat, A. B. Etemoglu, M. Can // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2009. Vol. 13, No 3. P. 663–672.
8. Ozturk, H. K. Energy Usage and Cost in Textile Industry: a Case Study for Turkey / H. K. Ozturk // Energy. 2005. Vol. 30, No 13. P. 2424–2446.
9. Бродянский, В. М. Принципы определения КПД технических систем преобразования энергии и вещества / В. М. Бродянский, М. В. Сорин // Энергетика. Изв. вузов. 1985. № 1. С. 60–65.
10. Сорин, М. В. Методика однозначного определения эксергетического КПД технических систем преобразования энергии и вещества / М. В. Сорин, В. М. Бродянский // Энергетика. Изв. вузов. 1985. № 3. С. 78–88.
11. Choudhury, A. Roy. Textile Preparation and Dyeing / A. Roy Choudhury. Enfield, NH [u.-a.]: Science Publishers, 2006. 834 p.
12. Lewis, D. M. The Coloration of Wool and Other Keratin Fibres / D. M. Lewis, J. A. Rippon. Bradford: Wiley, 2013. 439 p.
13. Duff, D. Giles's Laboratory Course in Dyeing / D. Duff, R. Sinclair. 4th ed. Bradford: Society of Dyers and Colourists, 1989. 167 p.
14. Johnson, A. The Theory of Coloration of Textiles / A. Johnson. 2th ed. Bradford: Society of Dyers and Colourists, 1989. 552 p.
15. Energy Performance: Benchmarking and Best Practices in Canadian Textiles Wet Processing // Natural Resources Canada [Electronic resource]. 2007. Mode of access: <http://oee>.

- nrcan.gc.ca/industrial/technical-info/benchmarking/textiles-wet-processing/10728. Date of access: 05.10.2013.
16. Schonberger, H. Best Available Techniques in Textile Industry / H. Schonberger, T. Schafer // Berlin: Federal Environmental Agency (Umweltbundesamt) [Electronic resource]. 2003. Mode of access: <http://www.umweltbundesamt.de/publikationen/best-available-techniques-in-textile-industry>. Date of access: 05.06.2014.
 17. Мельников, Б. Н. Применение красителей / Б. Н. Мельников, Г. И. Виноградова. М.: Химия, 1986. 240 с.
 18. Löffler, M. K. Trapezoid Vapour Compression Heat Pump Cycles and Pinch Point Analysis / M. K. Löffler // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 54. P. 142–150.
 19. Gadalla, M. A. A New Graphical Method for Pinch Analysis Applications: Heat Exchanger Network Retrofit and Energy Integration / M. A. Gadalla // Energy. 2015. Vol. 81. P. 159–174.
 20. Gadalla, M. A. A Novel Graphical Technique for Pinch Analysis Applications: Energy Targets and Grassroots Design / M. A. Gadalla // Energy Conversion and Management. 2015. Vol. 96. P. 499–510.
 21. Kemp, Ian C. Pinch Analysis and Process Integration: a User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy / Ian C. Kemp. 4th ed. Elsevier Science, 2007. 415 p.
 22. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек; под ред. В. М. Бродянского. М.: Энергоатомиздат, 1998. 288 с.
 23. Ключников, А. Д. Предпосылки радикального повышения эффективности работ в области энергосбережения / А. Д. Ключников // Промышленная энергетика. 2001. № 4. С. 12–17.
 24. Романюк, В. Н. Интенсивное энергосбережение в теплотехнологических системах промышленного производства строительных материалов / В. Н. Романюк. Минск: БНТУ, 2010. 365 с.

Поступила 26.08.2015 Подписана в печать 02.11.2015 Опубликовано онлайн 29.01.2016

REFERENCES

1. Romaniuk V. N., Muslina D. B. (2015) Exergy of Textile Materials. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obshchestvennykh SNG* [Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.], (3), 46–59 (in Russian).
2. Romaniuk V. N., Muslina D. B. (2015) Forecasting of Production Output for Light Industry Enterprises with Purpose to Determine their Power Resources Requirements. P. 1. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], (4), 66–76 (in Russian).
3. Romaniuk V. N., Muslina D. B. (2015) Forecasting of Production Output for Light Industry Enterprises with Purpose to Determine their Power Resources Requirements. P. 2. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], (5), 63–75 (in Russian).
4. Romaniuk V. N. (2015) On the Issue of Increasing Energy Supply Efficiency of the Lines of Continuous Dyeing in the Light Industry Enterprises / V. N. Romaniuk, D. B. Muslina // Energy and Management. No 4 (73), 4–9 (in Russian)
5. Romaniuk V. N., Muslina D. B. (2015) Energy Recovery for Continuous Dyeing Process in Textile Industry Enterprises. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obshchestvennykh SNG* [Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.], 6, 41–54 (in Russian).
6. Hasanbeigi A., Price L. (2012) A Review of Energy Use and Energy Efficiency Technologies for the Textile Industry. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (6), 3648–3665. DOI: 10.1016/j.rser.2012.03.029.
7. Pulat E., Etemoglu A. B., Can M. (2009) Waste-Heat Recovery Potential in Turkish Textile Industry: a Case Study for City of Bursa. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (3), 663–672. DOI: 10.1016/j.rser.2007.10.002.
8. Ozturk H. K. (2005) Energy Usage and Cost in Textile Industry: a Case Study for Turkey. *Energy*, 30 (13) 2424–2446. DOI: 10.1016/j.energy.2004.11.014.

9. Brodyanskiy V. M., Sorin M. V. (1985) Efficiency Factor Calculation Principles of the Energy-and-Matter Conversion Engineering Systems. *Energetika. Izv. Vuzov*. [Higher Educational Institutions News. Energetika], (1), 60–65 (in Russian).
10. Sorin M. V., Brodyanskiy V. M. (1985) Unambiguous Determination Technique for the Exergetic Efficiency of Energy-and-Matter Conversion Engineering Systems. *Energetika. Izv. Vuzov*. [Higher Educational Institutions News. Energetika], (3), 78–88 (in Russian).
11. Choudhury A. Roy (2006) *Textile Preparation and Dyeing*. Enfield, Science Publishers. 834 p.
12. Lewis D. M., Rippon J. A. (2013) *The Coloration of Wool and Other Keratin Fibres*. Bradford, Wiley. 439 p.
13. Duff D., Sinclair R. (1989) *Giles's Laboratory Course in Dyeing*. 4th ed. Bradford, Society of Dyers and Colourists. 167 p.
14. Johnson A. (1989) *The Theory of Coloration of Textiles*. 2th ed. Bradford, Society of Dyers and Colourists. 552 p.
15. Energy Performance: Benchmarking and Best Practices in Canadian Textiles Wet Processing. *Natural Resources Canada*. Available at: <http://oee.nrcan.gc.ca/industrial/technical-info/benchmarking/textiles-wet-processing/10728> (Accessed 05.10.2013).
16. Schonberger H., Schafer T. (2003) Best Available Techniques in Textile Industry. *Berlin: Federal Environmental Agency (Umweltbundesamt)*. Available at: <http://www.umweltbundesamt.de/publikationen/best-available-techniques-in-textile-industry> (Accessed 05.06.2014).
17. Melnikov B. N., Vinogradova G. I. (1986) *Colouring Agent Application*. Moscow, Chemistry. 240 p. (in Russian)
18. Löffler M. K. (2015) Trapezoid Vapour Compression Heat Pump Cycles and Pinch Point Analysis. *International Journal of Refrigeration*, 54, 142–150. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.03.003.
19. Gadalla M. A. (2015) A New Graphical Method for Pinch Analysis Applications: Heat Exchanger Network Retrofit and Energy Integration. *Energy*, 81, 159–174. DOI: 10.1016/j.energy.2014.12.011.
20. Gadalla M. A. (2015) A Novel Graphical Technique for Pinch Analysis Applications: Energy Targets and Grassroots Design. *Energy Conversion and Management*, 96, 499–510. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.02.079.
21. Kemp Ian C. (2007) *Pinch Analysis and Process Integration: a User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*. 4th ed. Elsevier Science. 415 p.
22. Brodyanskiy V. M., Fratsher V., Mikhalek K. (1998) *Exergy Method and its Applications*. Moscow, Energoatomizdat. 288 p. (in Russian).
23. Kluchnikov A. D. (2001) Prerequisites for Work Efficiency Radical Increase in the Area of Energy Saving. *Promyshlennaya Energetika* [Industrial Power Economy], (4), 12–17 (in Russian).
24. Romaniuk V. N. (2010) *Intensivnoe Energoberezhenie v Teplotekhnologicheskikh Sistemakh Promyshlennogo Proizvodstva Stroitelnykh Materialov*. [Intensive Energy Saving in Heat-Technological Systems of Industrial Production of the Building Materials]. Minsk. 365 p. (in Russian).

УДК 621.74/519.2

Влияние отражательной способности экранов на процесс теплопередачи в ограждающих конструкциях

В. Д. Сизов¹⁾, Л. В. Нестеров¹⁾, В. М. Копко¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Проведен анализ вариантов расположения теплоизоляционных слоев по отношению к несущим конструкциям наружных ограждений, показаны основные преимущества и недостатки трех вариантов. Отмечено, что с теплотехнической точки зрения предпочтителен вариант утепления с наружной стороны. Однако при использовании в качестве теплоизоляционного слоя микромодулей, разделенных экранами из алюминиевой фольги, необходимо производить учет отражательной способности экранов, которая позволяет снизить лучистую составляющую в общей величине теплопередачи через ограждение и таким образом повысить сопротивление теплопередаче конструкции или при равенстве этих величин привести к снижению толщины теплоизоляционного слоя. Для расчета суммарной теплопередачи использовали известные данные, с помощью которых было доказано, что величина общего теплового потока снизилась в 1,4 раза, а сопротивление теплопередаче – на 1,76 м²·град./Вт. Это позволяет уменьшить толщину теплоизоляционного слоя (с учетом двух экранов) на 0,07 м. Расчеты показали, что учет отражательной способности экранирования дает возможность снизить расчетный тепловой поток, проходящий через ограждение. Это в свою очередь позволяет уменьшить термическое сопротивление конструкции и ее общую толщину на 70 мм за счет малой толщины теплоизоляции из микромодулей. В результате расчета влажностного режима установлено, что условия эксплуатации ограждения в зимний период являются вполне приемлемыми и реальной конденсации водяного пара в этот период наблюдаться не будет. Построены графики тепловлажностного режима наружных ограждений, из которых видно, что зоны конденсации не затрагивают слой утеплителя (микромодули), а зона конденсации при уменьшении толщины теплоизоляционного слоя образовывается лишь при «жестких» условиях наружной температуры холодного месяца. Уменьшенная до 230 мм толщина стеновой конструкции позволит использовать «старый» парк форм при заводском изготовлении панелей с одновременной экономией энергоресурсов при тепловой обработке.

Ключевые слова: отражательная способность экранов, теплопередача, ограждающие конструкции, теплоизоляционные слои

Для цитирования: Сизов, В. Д. Влияние отражательной способности экранов на процесс теплопередачи в ограждающих конструкциях / В. Д. Сизов, Л. В. Нестеров, В. М. Копко // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 1. С. 46–55

Адрес для переписки

Копко Виктор Михайлович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 150,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 265-97-29
tg_v_fes@bntu.by

Address for correspondence

Kopko Viktor M.
Belarusian National Technical University
150 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 265-97-29
tg_v_fes@bntu.by

Effect of the Screens Radiant Reflectance on Thermal Transport Process in the Cladding Structures

V. D. Sizov¹⁾, L. V. Nesterov¹⁾, V. M. Kopko¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The article analyses variants of the heat insulating layers disposition in relation to the cladding load-carrying structures and demonstrates prime advantages and drawbacks of the three variants. The authors notice that from the heat-engineering viewpoint the variant with exterior side winterization is the most favourable. However, utilizing micromodules as heat-insulating layers screened with leafing aluminum makes it necessary to account for the screens reflecting power. It allows reducing the irradiating component in the combined value of thermal transport through the enclosure and consequently raises the structure thermal resistance or, with parity of these values, leads to lower thickness of the heat-insulating layer. The known data applied for calculating the total heat transmission helps demonstrate reduction of the general heat flux value by 1.4 times, and the heat transmission resistance by $1.76 \text{ m}^2 \cdot \text{deg./W}$. This allows reducing thickness of the heat-insulating layer (with regard of two screens) by 0.07 m. Computations illustrate the fact that account for the radiant reflectance of screening enables lowering the rated heat flux passing through the enclosure. Which again allows decreasing the structure thermal resistance and its general thickness (by 70 mm) at the expense of small thickness of the heat insulation of micromodules. The humidity regime calculations establish good acceptability of the enclosure service conditions in winter. The period will see no real water vapour condensation. The plotted diagrams of the cladding heat-and-humidity conditions demonstrate that condensation zones do not affect the layer of thermal insulation (micromodules). And the condensation zone with reduction of the heat-insulating layer appears only during 'severe' outside temperature conditions of a cold month. Reduced to 230 mm thickness of the wall construction allows utilizing 'old' stock of forms with prefabricated panels in parallel with energy saving during thermal treatment.

Keywords: radiant reflectance of the screens, thermal transport, cladding structures, heat-insulating layers

For citation: Sizov V. D., Nesterov L. V., Kopko V. M. (2016) Effect of the Screens Radiant Reflectance on Thermal Transport Process in the Cladding Structures. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (1), 46–55 (in Russian)

В настоящее время существуют три основные системы расположения теплоизоляционных слоев по отношению к ограждающим конструкциям: размещение с наружной стороны, внутренней стороны и внутри конструкции. Наиболее распространены системы наружного утепления стен и покрытий зданий. К преимуществам такого утепления можно отнести то, что зона возможной конденсации водяных паров выносится за пределы несущей стены – в утеплитель. Паропроницаемые теплоизоляционные материалы, используемые для этого, не препятствуют испарению и удалению влаги из конструкции в наружную среду, что способствует снижению влажности материала и увеличивает срок эксплуатации конструкции в целом. Теплоизоляция повышает среднюю температуру несущей конструкции. Устройство теплоизоляции снаружи защищает конструкцию ограждения от переменного замораживания и оттаивания, выравнивает температурные

колебания ее массива, что также увеличивает долговечность несущей конструкции.

Однако следует иметь в виду, что плоскость возможной конденсации водяного пара может попасть внутрь слоя утеплителя, что неизбежно приведет к повышению его влажности. Этого можно избежать применением утеплителей с высокой паропроницаемостью, благодаря чему водяной пар удаляется из утеплителя наружу. Наружный теплоизоляционный слой приходится защищать как от увлажнения атмосферными осадками, так и от механического воздействия прочным, но паропроницаемым покрытием.

Способ утепления стен слоем теплоизоляции с внутренней стороны также имеет свои преимущества и недостатки. К преимуществам можно отнести удобство при выполнении работ (производство работы в любое время года), возможность применения самых современных технологий и обширного круга материалов (например, напыления пенополиуретана и т. п.), при этом полностью сохраняется наружная отделка дома. Недостатками являются:

- неизбежные потери полезной площади внутри зданий и возможное повышение влажности несущей конструкции, так как утеплитель снижает мощность теплового потока из помещений, понижая тем самым температуру в ограждении, что способствует увлажнению конструкции;
- дополнительное утепление должно быть прочно соединено с основным материалом, поскольку недостаточная адгезия материалов может привести к конденсации водяного пара в стыке соединения материалов.

Следовательно, если по каким-либо причинам единственно возможным вариантом утепления является размещение утеплителя изнутри, то следует принять необходимые (конструктивные и технологические) меры для защиты стены от воздействия влаги: установить со стороны помещения пароизоляцию, организовать эффективную вентиляцию в помещениях, обеспечить достаточную адгезию утеплителя и основного материала.

Таким образом, главные условия эффективной работы стеновой конструкции – теплоизоляция и предотвращение увлажнения ее в любых условиях. При размещении теплоизоляционных слоев внутри ограждающей конструкции возникает необходимость учитывать качественные характеристики теплоизоляции (теплопроводность, паропроницаемость и пр.) и ее влияние на эффективность работы ограждения в целом.

В [1] рассматривался вариант утепления наружного ограждения с помощью микромодулей, разделенных экранами из алюминиевой фольги. Однако при расчетах распределения температур не учитывалась отражательная способность экранов, которая позволяет значительно снизить лучистую составляющую в общем процессе теплопередачи через ограждающие конструкции. Вместе с тем такой учет можно произвести следующим образом.

При малой толщине замкнутой газовой прослойки, в качестве которой используются микромодули, при величине произведения $Gr \cdot Pr \leq 1000$,

когда перенос теплоты излучением является существенным по сравнению с теплопроводностью, величина суммарной теплопередачи (излучением и теплопроводностью) от поверхности с температурой T_1 к поверхности с температурой $T_2 < T_1$ может быть определена из следующего уравнения:

$$q_{\Sigma} = q_{\text{л}} + q_{\text{к}} = C_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] + \frac{\lambda_{\text{г}}}{\delta_{\text{г}}} (T_1 - T_2), \quad (1)$$

где $q_{\text{л}}$ – тепловой поток излучением; $q_{\text{к}}$ – тепловой поток теплопроводностью через прослойку; $C_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент излучения,

$$C_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} C_0; \quad C_0 – \text{излучательная способность, равная } 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.}^4);$$

$\lambda_{\text{г}}$, $\delta_{\text{г}}$ – коэффициент теплопроводности и толщина газовой прослойки; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ – степень черноты поверхностей прослойки, $\varepsilon_1 = 0,05$.

Для расчета суммарной теплопередачи воспользуемся следующими данными: температура наружного воздуха наиболее холодного месяца минус $6,9^\circ\text{C}$, температура в слоях ограждения между размещенными микромодулями [1]: $t_1 = 17,04^\circ\text{C}$; $t_2 = -5,57^\circ\text{C}$, при этом толщина слоя составляла $\delta_{\text{г}} = 0,15 \text{ м}$, а $\lambda_{\text{г}} = 0,025 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Подставляя эти данные в (1), получим величину суммарной теплопередачи

$$q_{\Sigma} = 2,87 + 3,76 = 6,64 \text{ (Вт}/\text{м}^2\text{)}.$$

В инженерных расчетах для определения лучистой составляющей допустимо использование эмпирического выражения

$$q_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} (t_1 - t_2), \quad (2)$$

которое, не отражая физического смысла процесса, тем не менее дает истинный результат. Это связано с тем, что коэффициент, выведенный из основного уравнения теплового излучения, принимает вид

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{C_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}. \quad (3)$$

При приведенных выше исходных данных $\alpha_{\text{л}} = 0,127 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для относительно небольших значений $\Delta T = T_1 - T_2$ величину $\alpha_{\text{л}}$ можно определить по выражению [2]

$$\alpha_{\text{л}} = 4 \frac{C_{\text{пр}}}{100} \left(\frac{T}{100} \right)^3, \quad (4)$$

$$\text{где } T = \frac{T_1 + T_2}{2}.$$

Из (4) получаем $\alpha_{\text{л}} = 0,125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Расхождение в результатах вычислений по формулам (3) и (4) небольшое ($\approx 1,5 \%$), поэтому в дальнейшем будем использовать уравнение (4).

Сравним величину теплового потока, проходящего через воздушную прослойку в случае размещения в ней двух экранов из фольги. Для этого случая величина $C_{\text{пр}}$ [2–10] будет иметь вид

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_0}{(n+1)2\left(\frac{1}{\varepsilon_3} - \frac{1}{2}\right)}, \quad (5)$$

где n – число экранов; ε_3 – степень черноты экрана.

С учетом экранирования радиационный тепловой поток $q_{\text{л}}^3 = 0,96 \text{ Вт}/\text{м}^2$, а по сравнению с отсутствием экранов он уменьшится в три раза. Таким образом, общий тепловой поток при наличии двух экранов из алюминиевой фольги с отражательной способностью $\varepsilon = 0,05$ составит

$$q_{\Sigma} = q_{\text{л}}^3 + q_{\text{п}} = 0,96 + 3,76 = 4,72 \text{ (Вт}/\text{м}^2\text{)},$$

т. е. меньше расчетного теплового потока при температуре наиболее холодного месяца $t_{\text{х.м}} = -6,9 \text{ }^\circ\text{C}$, который равен $q_{\text{рас}} = 6,029 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

При установке экранов между модулями величина эффективной теплопроводности за счет излучения $\lambda_{\text{л}}$, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$, определяется по формуле [2]

$$\lambda_{\text{л}} = \frac{q\delta}{F(T_2 - T_1)} = \frac{\varepsilon_3 \sigma_0}{n(2 - \varepsilon_3)} (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2), \quad (6)$$

где σ_0 – излучение абсолютно черного тела, равное $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.}^4)$; n – число экранов; T_1, T_2 – температуры поверхностей, К.

В соответствии с формулой (6)

$$\lambda_{\text{л}} = \frac{0,05 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8}}{2 \cdot (2 - 0,05)} \cdot (290,04 + 267,43) \cdot (290,04^2 + 267,43^2) = 0,063 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Эффективное термическое сопротивление излучением микромодулей с двумя экранами составит

$$R_3 = \frac{\delta_{\text{г}}}{\lambda_{\text{л}}} = \frac{0,15}{0,063} = 2,38 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт)}.$$

Используя известное соотношение $R = \frac{t_1 - t_2}{q}$, можно определить температуру t_2 на внешней границе микромодулей с учетом экранов, которая при $q_{\Sigma} = 4,72 \text{ Вт}/\text{м}^2$ составит $t_2 = t_1 - Rq_{\Sigma} = 17,04 - 3,75 \cdot 4,72 = -0,66 \text{ (}^\circ\text{C)}$.

Таким образом, величина максимальной упругости водяного пара в плоскости VI (рис. 1) составит $E = 578$ Па, а действительное парциальное давление

$$e_{VI} = e_B - \frac{e_B - e_H}{R_{оп}} R_{ox} = 1135 - \frac{1135 - 293,3}{15} \cdot 14 = 349,5 \text{ (Па)},$$

т. е. разница в давлениях стала больше $(578 - 349,5) > (380 - 349,5)$ и возможности пересечения линий парциальных и действительных упругостей водяного пара меньше.

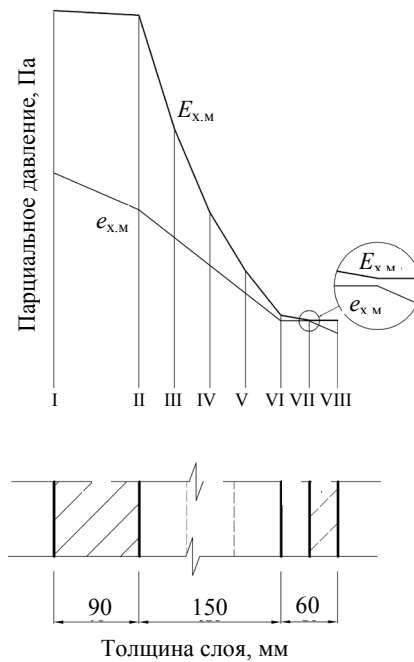


Рис. 1. Тепловлажностный режим наружного ограждения без учета влияния экранирования

Fig. 1. The cladding heat-and-humidity regime without account for the screening effect

Расчет аналогичных параметров был произведен и для температуры отопительного периода $t_H^{оп} = -1,6$ °C. В этом случае при $t_1 = 17,04$ °C, а $t_2 = -0,57$ °C по (1) получим

$$q_{\Sigma} = \frac{5,67}{\frac{1}{0,05} + \frac{1}{0,05} - 1} \cdot \left[\left(\frac{290,25}{100} \right)^4 - \left(\frac{272,43}{100} \right)^4 \right] + \frac{0,025}{0,15} \cdot (290,25 - 272,43) = 2,26 + 2,96 = 5,22 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

При этом

$$\frac{q_k}{q_p} = \frac{\frac{\lambda_r}{\delta_r}}{\alpha_n},$$

$$\text{или по (4) при } T = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{290,25 + 272,43}{2} = 281,34 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\alpha_n = 4 \cdot \frac{0,145}{100} \cdot \left(\frac{281,34}{100} \right)^3 = 0,128 \text{ (Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C))}.$$

При наличии между двумя плоскостями из алюминиевой фольги двух экранов из той же фольги радиационный тепловой поток должен уменьшиться до величины

$$q_n = \frac{C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{(n+1) \cdot 2 \cdot \left(\frac{1}{A} - \frac{1}{2} \right)} = \frac{5,67 \cdot 15,62}{(2+1) \cdot 2 \cdot \left(\frac{1}{0,05} - \frac{1}{2} \right)} = 0,756 \text{ (Вт/м}^2\text{)},$$

т. е. в $\frac{2,26}{0,756} = 2,989$ раза меньше расчетного.

Таким образом, общий тепловой поток при наличии двух экранов из алюминиевой фольги с отражательной способностью $\varepsilon = 0,05$ составит

$$q_\Sigma = q_n + q_p = 0,756 + 2,96 = 3,716 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

При этом тепловом потоке термическое сопротивление микромодулей

$$R = \frac{t_1 - t_2}{q} = \frac{17,04 + 5,57}{3,716} = 6,08 \text{ (м}^2\cdot\text{град./Вт)},$$

а без учета влияния экранов это же сопротивление

$$R = \frac{17,04 + 5,57}{5,229} = 4,32 \text{ (м}^2\cdot\text{град./Вт)}.$$

Таким образом, сопротивление теплопередаче можно уменьшить на величину

$$\Delta R = 6,08 - 4,32 = 1,76 \text{ (м}^2\cdot\text{град./Вт)},$$

что приведет к уменьшению толщины теплоизоляционного слоя из микромодулей с учетом двух экранов на величину

$$\delta = \lambda R = 0,04 \cdot 1,76 = 0,0704 \text{ (м)}.$$

Отсюда общая толщина конструкции может составить $\delta = 230$ мм вместо расчетной величины $\delta = 300$ мм.

Для иллюстрации построим графики тепловлажностного режима ограждений для двух вариантов ограждения (номера плоскостей I–VIII соответствуют иллюстрациям в [1]):

- без учета экранирования с толщиной микромодулей $\delta = 0,15$ м;
- с учетом влияния экранов и толщиной микромодулей $\delta = 0,08$ м.

Графики и расчеты приведены для условий наиболее холодного месяца: $t_n = t_{x,m} = -6,5$ °С; $\varphi = 86$ %. Данные для графиков на рис. 1, 2 влажностного режима наружной стены без учета и с учетом влияния экранирования представлены в табл. 1, 2.

Из рис. 2 видно, что во втором случае имеется небольшая зона конденсации. Однако необходимо иметь в виду, что расчеты проводили для «жестких» условий холодного месяца. Это не всегда выполняется; при небольшом повышении температуры наружного воздуха конденсация может не проявиться. Зона конденсации также не затрагивает слой утеплителя (микромодуля), что является положительным фактором.

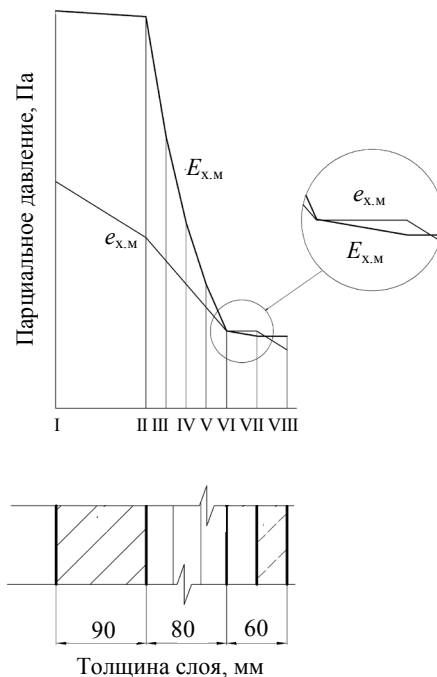


Рис. 2. Тепловлажностный режим наружного ограждения с учетом влияния экранирования

Fig. 2. The cladding heat-and-humidity regime with account for the screening effect

Таблица 1

Данные для построения графика влажностного режима наружной стены
(вариант без учета влияния экранирования)
Data for graphing the outer wall humidity regime
(variant without account for the screening effect)

Расчетная температура воздуха	Определяемый параметр	Номер плоскости							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
$t_n = -6,9 \text{ } ^\circ\text{C}$	Температура t , $^\circ\text{C}$	17,40	17,17	11,52	5,87	0,23	-5,42	-6,26	-6,30
	Максимальное парциальное давление E , Па	1987	1958	1360	927	621	387	361	360
	Действительное парциальное давление e , Па	1135,0	940,6				357,4	357,4	292,0

Таблица 2

Данные для построения графика влажностного режима наружной стены
(вариант с учетом влияния экранирования)
Data for graphing the outer wall humidity regime
(variant with account for the screening effect)

Расчетная температура воздуха	Определяемый параметр	Номер плоскости							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
$t_n = -6,9 \text{ } ^\circ\text{C}$	Температура t , $^\circ\text{C}$	17,40	17,17	11,52	5,87	0,23	-5,42	-6,26	-6,30
	Максимальное парциальное давление E , Па	1987	1958	1360	927	621	387	361	360
	Действительное парциальное давление e , Па	1135,0	854,0				385,6	385,6	292,0

ВЫВОДЫ

1. Расчеты показали, что экранирование снижает тепловой поток через ограждение в целом за счет повышения его термического сопротивления.
2. Радиационный поток теплоты через микромодуль дает возможность уменьшить общую толщину конструкции ограждения за счет снижения толщины микромодуля до 80 мм, что в свою очередь позволит использовать «старый» парк форм при заводском изготовлении изделий.
3. Уменьшение толщины конструкции ограждения дает возможность снизить энергозатраты на тепловую обработку и одновременно сократить срок этой технологической операции на заводе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сизов, В. Д. Использование теплоизоляционных слоев из микромодулей в новых конструкциях стеновых панелей / В. Д. Сизов, Л. В. Нестеров, В. М. Копко // Наука и техника. 2014. № 5. С. 54–60.
2. Ключников, А. Д. Теплопередача излучением в огнетехнических установках (инженерные решения задач) / А. Д. Ключников, Г. П. Иванцов. М.: Энергия, 1970. 400 с.
3. Строительная теплотехника. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-2.04-43–2006* (02250). Введ. 01.07.2007. Минск: Минстройархитектуры, 2015. 4 с.
4. Протасевич, А. М. Строительная теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений / А. М. Протасевич. Минск: Вышэйш. шк., 2015. 239 с.

5. Фокин, К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К. Ф. Фокин; под ред. Ю. А. Табунщикова, В. Г. Гагарина. 5-е изд., испр. и пересмотр. М.: АВОК-Пресс, 2006. 256 с.
6. Тепло- и массообмен: в 2 ч. Ч. 1 / Б. М. Хрусталева [и др.]; под общ. ред. А. П. Несенчука. М.: БНТУ, 2007. 607 с.
7. Тепло- и массообмен: в 2 ч. Ч. 2 / Б. М. Хрусталева [и др.]; под общ. ред. А. П. Несенчука. М.: БНТУ, 2009. 273 с.
8. Elsner, N. Grundlagen der Technischen Thermodynamik / N. Elsner // Berlin: Akademie Verlag, 1974. 660 p.
9. Несенчук, А. П. Моделирование процессов тепломассопереноса в системах очистки искусственных горючих газов от CO_2 / А. П. Несенчук, В. М. Копко, Т. В. Рыжова // Литье и металлургия. 2001. № 1. С. 83–86.
10. Несенчук, А. П. Уточненная численная модель тепло- и массопереноса в термопсевдоожиженном гравитационном потоке системы очистки искусственных горючих газов от диоксида углерода / А. П. Несенчук, В. М. Копко, Т. В. Рыжова // Литье и металлургия. 2001. № 3. С. 83–85.

Поступила 24.06.2015 Подписана в печать 20.08.2015 Опубликовано онлайн 29.01.2015

REFERENCES

1. Sizov V. D., Nesterov L. V., Kopko V. M. (2014) Application of the Heat Insulation Layers of Micromodules in New Designs of the Wall Panels. *Nauka i Tekhnika* [Science & Technique], 5, 54–60 (in Russian).
2. Kluchnikov A. D., Ivantsov G. P. (1970) *Radiative Heat Transfer in the Fire Installations (Engineering Solutions of the Problems)*. Moscow, Energy. 400 p. (in Russian).
3. ТКР 45-2.04-43–2006* (02250). Construction Heat Engineering. Construction Norms and Regulations. Minsk, Minstroyarchitecture, 2015. 4 p. (in Russian).
4. Protasevich A. M. (2015) *Construction Thermophysics of the Buildings and Structures Envelopes*. Minsk, Vysheishaya Shkola. 239 p. (in Russian).
5. Fokin K. F., Tabunshchikov Yu. A., Gagarin V. G. (2006) *Construction Heat Engineering of Enclosing Parts of the Buildings*. 5th ed. Moscow, AVOK-Press. 256 p. (in Russian).
6. Khroustalev B. M., Nesenchuk A. P., Timoshpolskii V. I., Akelev V. D., Sednin V. A., Kopko V. M., Nerezko A. V. (2007) *Heat and Mass Transfer. P. 1*. Minsk: BNTU. 607 p. (in Russian).
7. Khroustalev B. M., Nesenchuk A. P., Akelev V. D., Sednin V. A., Kopko V. M., Timoshpolskii V. I., Sednin A. V., Nerezko A. V. (2009) *Heat and Mass Transfer. P. 2*. Minsk: BNTU. 273 p. (in Russian).
8. Elsner N. (1974) *Grundlagen der Technischen Thermodynamik* [Fundamentals of Engineering Thermodynamics]. Berlin, Akademie Verlag. 660 p. (German).
9. Nesenchuk A. P., Kopko V. M., Ryzhova T. V. (2001) Heat-and-Mass Transport Processes Simulation in the Artificial Inflammable Gases Cleaning Systems from CO_2 . *Lite i Metallurgiiia* [Foundry and Metallurgy], 1, 83–86 (in Russian).
10. Nesenchuk A. P., Kopko V. M., Ryzhova T. V. (2001) Amended Numerical Model of Heat-and-Mass Transport in the Thermo-Fluidized Gravitational Flow of the Artificial Inflammable Gases Cleaning System from Carbon Dioxide. *Lite i Metallurgiiia* [Foundry and Metallurgy], 3, 83–85 (in Russian).

Received: 24 June 2015

Accepted: 20 August 2015

Published online: 29 January 2016

УДК 697:536.2

Локальные значения параметров теплообмена на внутренних поверхностях ограждений

А. Э. Захаревич¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. На основе численного моделирования процессов переноса теплоты и массы в отапливаемом помещении выполнено исследование локальных характеристик теплообмена на внутренних поверхностях ограждений в условиях естественной конвекции. Анализ осуществлен на основании распределений температуры поверхности, конвективного коэффициента теплообмена, удельного конвективного и удельного радиационного потоков. Разработанная двумерная физико-математическая модель учитывает сложный сопряженный теплообмен в ограждающих конструкциях и в свободном пространстве помещений, влияние вида отопительного прибора на процессы переноса. Учитывается конструктивная неоднородность ограждений и заполнения световых проемов. Модель также содержит уравнения радиационного теплообмена между поверхностями внутри помещения, оконными стеклами и окружающей средой. Представлен анализ локальных характеристик теплообмена на внутренних поверхностях окна, нижней части наружной стены, расположенной под окном, и пола. Рассмотрены четыре вида нагревателей: радиатор, конвектор, подоконная отопительная панель и напольное отопление. Выявлена существенная пространственная неоднородность распределения параметров теплообмена на внутренних поверхностях ограждений, обусловленная видом отопительного прибора. Наиболее близкий характер распределений соответствующих величин на поверхности ограждений наблюдается в условиях применения радиатора и конвектора, что определяется значительным сходством полей параметров микроклимата в помещении в этих вариантах. Обнаружены характерные особенности формирования локальных параметров теплообмена на внутренних поверхностях рассмотренных ограждающих конструкций.

Ключевые слова: численное моделирование, теплообмен, помещение, ограждающая конструкция, отопительный прибор

Для цитирования: Захаревич, А. Э. Локальные значения параметров теплообмена на внутренних поверхностях ограждений / А. Э. Захаревич // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 1. С. 56–64

Local Values of Heat Transfer Parameters on the Interior Surfaces of the Building Envelope

A. E. Zakharevich¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The investigation of local heat-transfer characteristics on the interior surfaces of the building envelope under natural convection conditions was carried out on the basis of numerical simulation of heat and mass transfer processes in the heated room. The analysis was based on the

Адрес для переписки

Захаревич Алексей Эдуардович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 150,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 265-97-29
tg_v_fes@bntu.by

Address for correspondence

Zakharevich Aleksey E.
Belarusian National Technical University
150 Nezavisimosti Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 265-97-29
tg_v_fes@bntu.by

distributions of surface temperature, convective heat-transfer coefficient, convective heat flux and radiative heat flux. The developed two-dimensional physical and mathematical model takes into account the complex conjugated heat transfer in the building envelopes and indoor free spaces, the influence of heater type on the transfer processes. Constructional irregularities of the structures and the windows are considered. The model also contains the equations of radiative heat transfer between indoor surfaces, window panes and outdoor environment. The publication presents the analysis of the local heat-transfer characteristics on the interior surfaces of the window, the lower part of the external wall located beneath the window, and the floor. Four types of heaters are considered: radiator, convector radiator, wall-radiator under the window and the floor heating. The study reveals considerable heat-transfer parameters spatial nonuniformity on the interior surfaces of the building envelope conditioned by the type of the heat emitter in use. The radiator and the convector radiator use shows the closest distribution character of the corresponding values on the building envelope surface, the fact predicated upon considerable similarity of the indoor-microclimate parameter fields in these variants. The characteristic features of the heat-transfer local parameters forming on the interior surfaces of the considered enclosing structures were discovered.

Keywords: numerical simulation, heat transfer, room, building envelope, heat emitter

For citation: Zakharevich A. E. (2016) Local Values of Heat Transfer Parameters on the Interior Surfaces of the Building Envelope. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (1), 56–64 (in Russian)

Введение

Ограждения наряду с системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха участвуют в формировании параметров микроклимата в помещениях. Исследования многих видных ученых, в том числе К. Ф. Фокина [1], В. Н. Богословского [2], В. Г. Гагарина [3] и Ю. А. Табунщикова [4], посвящены изучению теплообмена внутри строительных конструкций и на их поверхностях. Достаточно значимые изменения требований к теплозащитным свойствам ограждений, произошедшие в последнее время, позволяют утверждать, что исследование процессов переноса в ограждениях и на их поверхностях представляет научный и практический интерес.

В разработанной двумерной физико-математической модели, приведенной в [5], учтена сопряженность различных видов переноса теплоты в ограждениях и в свободном пространстве отапливаемых помещений, влияние на эти процессы вида отопительного прибора. Учитываются конструктивная неоднородность ограждений и наличие световых проемов. Разработанная программа включает в себя блок расчета радиационного теплообмена между поверхностями внутри помещения, оконными стеклами и окружающей средой. Степень соответствия двумерной модели реальным трехмерным процессам проверена в экспериментах.

В настоящее время исследователи широко применяют математическое моделирование как непосредственно для анализа теплообмена ограждений [6–8], так и для определения энергопотребления проектируемых [9, 10], а также существующих зданий, например в рамках энергоаудита.

В данной публикации представлены результаты численного моделирования процессов теплообмена в отапливаемом помещении в условиях естественной конвекции.

Описание задачи

Расчетная область представляет собой вертикальный разрез помещения посередине окна. Помещение расположено на нижнем этаже здания, сни-

зу – подвал с температурой 5 °С. В смежных помещениях задана температура воздуха 20 °С. Высота помещения составляет 2,5 м, длина – 6,0 м.

Материал наружного и внутреннего слоев наружной стеновой панели – железобетон, в качестве теплоизоляционного слоя принят пенополистирол. Оконная рама и подоконник – из древесины. Камеры стеклопакета представлены материалом с эквивалентными теплофизическими характеристиками. Материал перекрытий и внутренней стены – железобетон. Для исключения влияния на конечный результат амплитуды суточных колебаний температура наружного воздуха задана постоянной – минус 24 °С.

Публикация [11] позволяет ознакомиться с характером расчетных полей параметров микроклимата в отапливаемом помещении при использовании различных видов приборов.

Цель работы – проанализировать отличия в условиях теплообмена на внутренних поверхностях ограждений при использовании различных видов отопительных приборов. Рассмотрены четыре вида нагревателей: радиатор, конвектор, подоконная отопительная панель и напольное отопление. Нагрузка приборов задана в соответствии с тепловым балансом, определенным по традиционной методике.

Для исследования особенностей теплообмена использовали графики распределения следующих величин: температуры поверхности T , °С; конвективного коэффициента теплообмена α_k , Вт/(м²·К); удельного конвективного потока q_k , Вт/м²; удельного радиационного потока q_r , Вт/м².

В разработанной модели местное значение α_k определяли на основе локальных характеристик потока. Величину q_k рассчитывали по местным значениям α_k и разности температур поверхности и омывающего воздуха, q_r находили с помощью метода сальдо [5].

Значения q_k и q_r являются положительными, если поверхность ограждения получает теплоту. В случае отдачи теплоты поверхностью ограждения данные величины принимают отрицательные значения.

Результаты расчетов

Графики изменения исследуемых величин на внутренних поверхностях окна, нижней части наружной стены, расположенной под окном, и пола соответственно представлены на рис. 1–3. Величина H на вертикальных осях графиков – это расстояние от пола помещения до рассматриваемой точки на вертикальном ограждении. Параметр X на горизонтальных осях показывает расстояние от внутренней поверхности наружной стены до рассматриваемого места пола.

Проанализируем основные особенности пространственного распределения исследуемых параметров. На рис. 1 наблюдаются различия в интенсивности конвективного и радиационного теплообменов на поверхности остекления и поверхностях верхней и нижней частей оконной рамы. Деревянные элементы имеют более высокую температуру, чем поверхность стекла (рис. 1а). Значения удельного конвективного потока, поступающего на внутреннюю поверхность стекла, в полтора-два раза больше, чем на поверхности деревянных элементов рамы (рис. 1с).

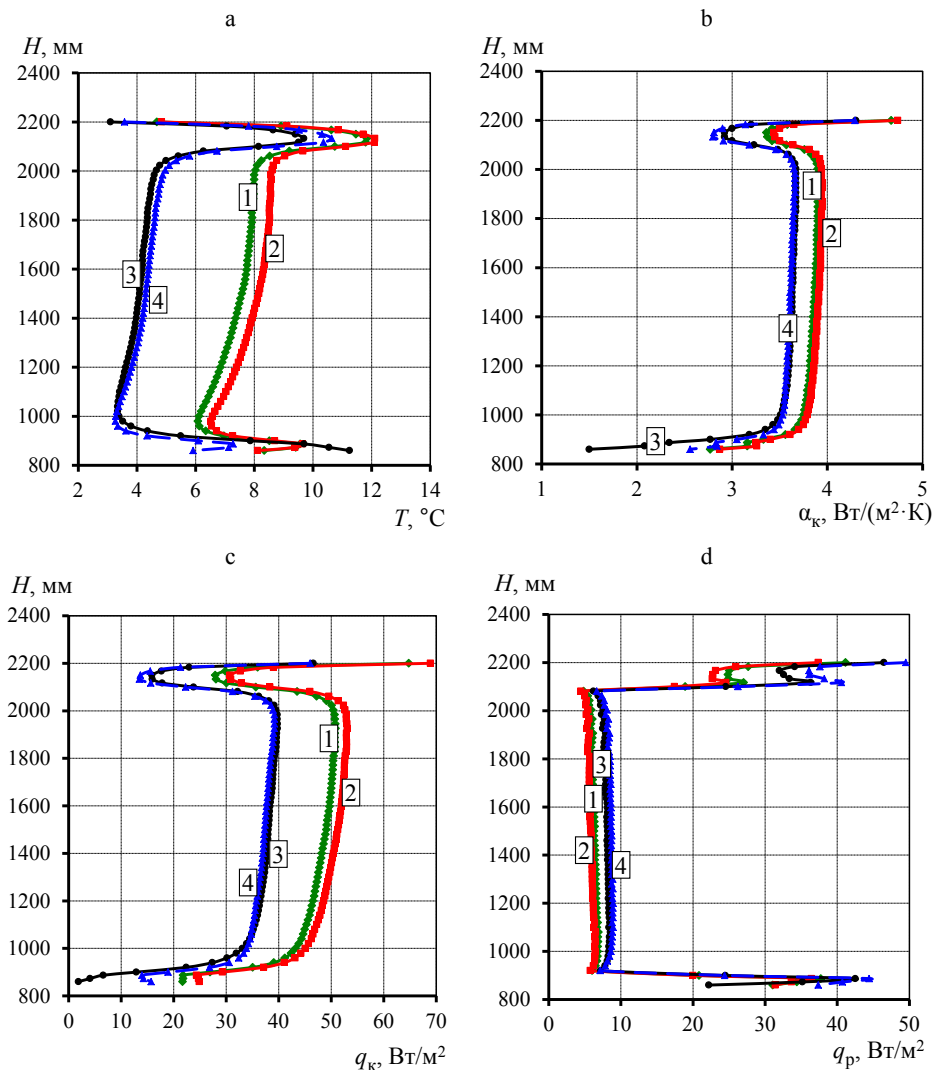


Рис. 1. Распределение параметров по внутренней поверхности окна:
 а – температура T ; б – конвективный коэффициент теплообмена α_k ;
 с – удельный конвективный поток q_k ; д – удельный радиационный поток q_p ;
 1 – радиатор; 2 – конвектор; 3 – подоконная панель; 4 – напольное отопление

Fig. 1. Parametrization over the inside window-surface:
 а – temperature T ; б – convection heat-transfer coefficient α_k ;
 с – convective heat flux q_k ; д – radiative heat flux q_p ;
 1 – radiator; 2 – convector radiator; 3 – wall-type radiator; 4 – floor heating

В соответствии с законами переноса теплового излучения пониженное значение температуры остекления должно было бы привести к более интенсивному поступлению радиационной теплоты на поверхность стекла, чем на поверхность деревянных элементов. Однако коэффициент поглощения остекления с селективным покрытием равен 0,1 (что в девять раз меньше, чем у деревянных переплетов). В итоге удельный радиационный поток, поглощаемый поверхностью остекления, в пять раз меньше, чем для деревянных элементов (рис. 1d).

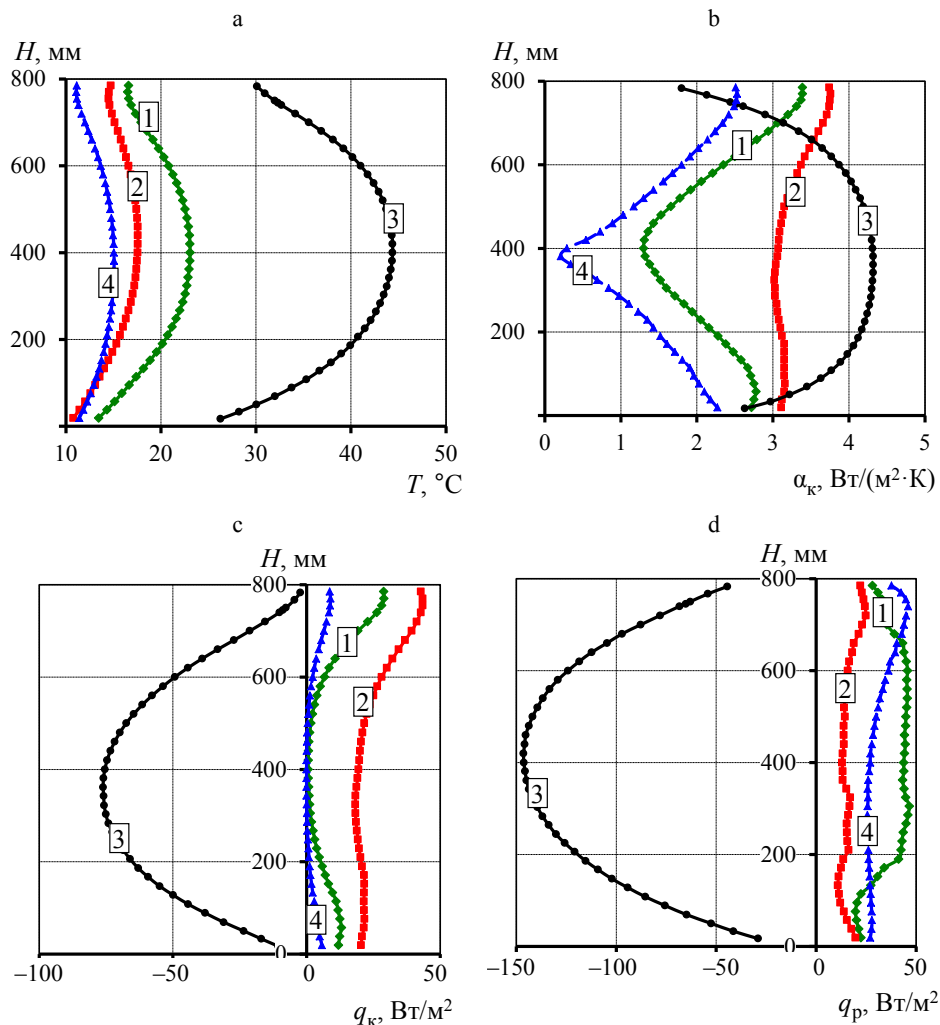


Рис. 2. Распределение параметров по внутренней поверхности наружной стены – нижней части, расположенной под окном (обозначения на рис. 1)

Fig. 2. Parametrization over the inner surface of the external wall – lower part under the window (notations in Fig. 1)

Наблюдается следующая особенность. Сверху оконный блок контактирует с железобетонным торцом стеновой панели, который представляет собой «мостик холода». По этой причине верхняя часть деревянной конструкции заполнения оконного проема (на стыке с панелью) имеет температуру более низкую, чем температура остекления. Снизу конструкция светопрозрачного ограждения также сопрягается с торцом панели, который оказывает аналогичное влияние на поле температур заполнения оконного проема. При использовании подоконной отопительной панели нижняя часть деревянной конструкции имеет более высокую температуру по сравнению с данными для других приборов, что связано с поступлением теплоты от нагревательных элементов, расположенных в нижней части наружной стены.

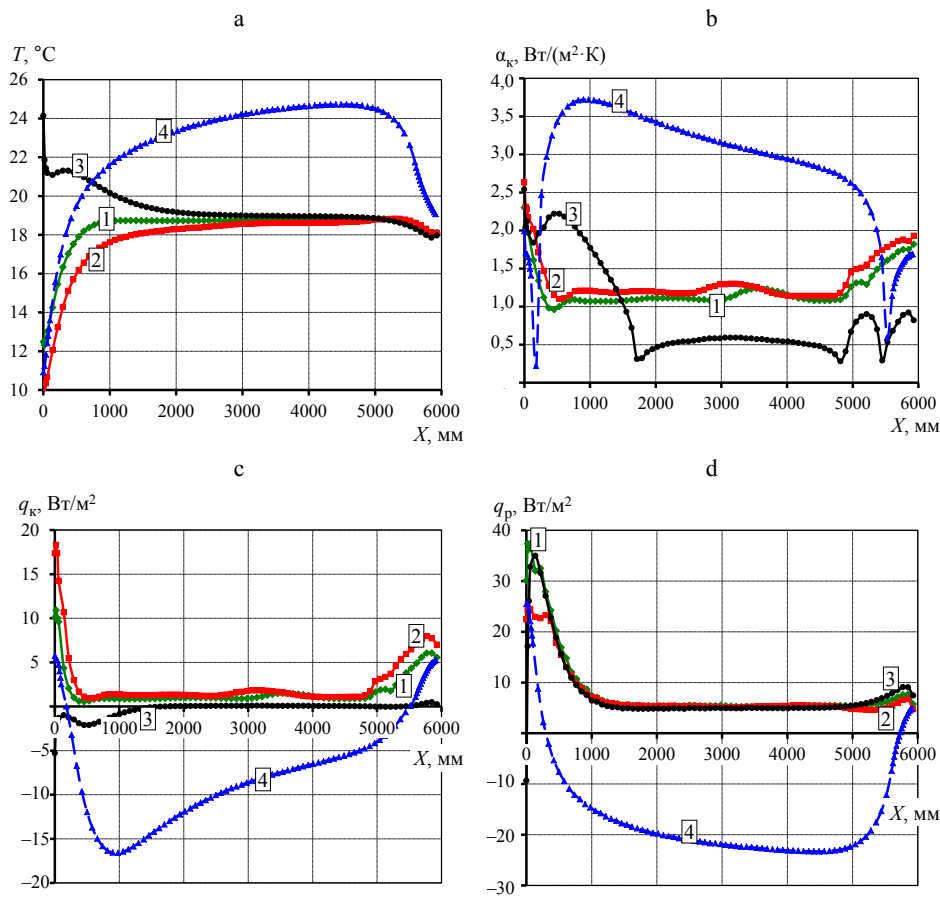


Рис. 3. Распределение параметров по поверхности пола над подвалом
(обозначения на рис. 1)

Fig. 3. Parametrization over the floor surface atop the basement
(notations in Fig. 1)

Воздух, контактируя с холодной поверхностью остекления, остывает и под действием гравитационных сил движется вниз. Вследствие такого направления движения воздуха температура внутренней поверхности стекла понижается в направлении сверху вниз почти на $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 1а, область от 2,0 до 1,0 м).

Распределения параметров, характеризующих теплообмен заполнения оконного проема для всех четырех видов приборов, имеют подобный характер. Основное отличие заключается в разном соотношении конвективной и лучистой долей в составе общего потока теплоты для вариантов с конвектором или радиатором и для вариантов с подоконным или напольным отоплением (рис. 1с, d).

Графики распределения температуры на поверхности нижней части наружной стены, расположенной под окном, при использовании рассматриваемых приборов обладают сходством (рис. 2а). Более низкие значения в верхней и нижней частях графиков связаны с охлаждающим действием теплопроводных железобетонных торцов стеновой панели.

Сравним особенности теплообмена поверхности наружной стены в районе отметки 0,4 м в вариантах с применением радиатора и напольного отопления. Поверхность нагревается за счет поступления лучистой теплоты, в то же время конвективный теплообмен практически отсутствует по причине приближения температуры поверхности к температуре омывающей воздушной среды (рис. 2с, d). При этом наблюдаются пониженные значения конвективного коэффициента теплообмена.

Высокая температура поверхности при использовании подоконной отопительной панели обуславливает более высокое значение конвективного коэффициента теплообмена для данного прибора (рис. 2b). Происходит интенсивный теплосъем с поверхности панели, к тому же теплоотдача излучением выше, чем конвективная теплоотдача.

Подобие распределений соответствующих величин на поверхности пола в условиях применения радиатора и конвектора (рис. 3) определяется значительным сходством полей распределения параметров микроклимата в этих вариантах. При использовании подоконной отопительной панели основное отличие условий теплообмена на поверхности пола наблюдается в области, примыкающей к наружной стене. В данном варианте теплота, выделяемая нагревательными элементами, вследствие теплопроводности ограждающих конструкций достигает перекрытия и конструкции пола, локально повышая его температуру (рис. 3а). Поэтому поверхность в пределах 1,5 м от наружной стены отдает теплоту за счет конвекции (рис. 3с). В расчетах с радиатором, конвектором и напольным отоплением поверхность пола возле наружной стены имеет пониженную температуру вследствие охлаждающего влияния стыка стеновых панелей.

Максимальное отличие полей распределения параметров микроклимата и соответственно графиков на рис. 3 наблюдается при использовании напольного отопления. Отопительные элементы расположены в конструкции пола от 0,1 до 5,6 м и обеспечивают равномерное выделение теплоты. Поскольку воздух движется вдоль поверхности пола от наружной стены в глубь помещения, то основной нагрев происходит при контакте с областью пола, прилегающей к наружному ограждению. По мере продвижения к внутренней стене воздух все более нагревается и теплоотдача поверхности теплого пола за счет конвекции уменьшается (рис. 3с). В условиях более низкого конвективного теплосъема с участков, расположенных дальше от окна, поверхность пола имеет в этих зонах более высокую температуру и соответственно повышенную теплоотдачу излучением (рис. 3а, d).

При использовании напольного отопления поверхность пола в зоне 0,2 м от наружной стены и в районе 0,5 м от внутренней стены усваивает теплоту, передаваемую воздушной средой помещения, что видно по данным, приведенным на рис. 3с.

ВЫВОДЫ

1. Получены аналогичные результаты для соответствующих ограждений и приборов в случае расположения помещений на среднем и верхнем

этажах здания. Выявлены особенности формирования распределений локальных параметров теплообмена на внутренних поверхностях ограждающих конструкций, определяемые видом отопительного прибора, тепло-техническими характеристиками ограждений и условиями теплообмена с наружной стороны. Для исследованных условий коэффициент теплообмена, учитывающий как конвективный, так и радиационный перенос теплоты, составляет 2–4 Вт/(м²·К), что меньше нормативного значения $\alpha_b = 8,7$ Вт/(м²·К) [12].

2. При использовании радиатора и конвектора отмечается наиболее близкий характер распределений соответствующих величин на поверхности ограждений, что определяется значительным сходством полей распределения параметров микроклимата в помещении в этих вариантах. В вариантах с подоконной отопительной панелью и напольным отоплением принципиально отличаются распределения параметров на поверхности ограждений, в которых размещаются нагревательные элементы.

3. Получить наиболее достоверную и детальную картину распределения характерных величин (в частности, температуры на поверхностях ограждений) при минимальных затратах времени и средств можно только в случае использования численного моделирования на основе дифференциальных уравнений, отражающих взаимосвязанные процессы переноса в ограждающих конструкциях и в воздушном пространстве помещения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фокин, К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К. Ф. Фокин. – 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1973. 287 с.
2. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха) / В. Н. Богословский. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1982. 415 с.
3. Гагарин, В. Г. Теория состояния и переноса влаги в строительных материалах и теплозащитные свойства ограждающих конструкций зданий / В. Г. Гагарин. М., 2000. 396 с.
4. Табунщиков, Ю. А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач. М.: АВОК-Пресс, 2002. 194 с.
5. Захаревич, А. Э. Особенности формирования микроклимата в многосветных пространствах / А. Э. Захаревич // Вестник МГСУ. 2011. № 7. С. 148–154.
6. Heat and Moisture Transport in Wooden Multi-Composite Panels. Dynamic Study of the Air Layer Impact on the Building Envelope Energetic Behavior / I. Traoré [et al.] // International Journal of Thermal Sciences. 2011. Vol. 50, No 11. P. 2290–2303.
7. High-Resolution CFD Simulations for Forced Convective Heat Transfer Coefficients at the Facade of a Low-Rise Building / B. Blocken [et al.] // Building and Environment. 2009. Vol. 44, No 12. P. 2396–2412.
8. Peeters, L. Internal Convective Heat Transfer Modeling: Critical Review and Discussion of Experimentally Derived Correlations / L. Peeters, I. Beausoleil-Morrison, A. Novoselac // Energy and Buildings. 2011. Vol. 43, No 9. P. 2227–2239.
9. Review of External Convective Heat Transfer Coefficient Models in Building Energy Simulation Programs: Implementation and Uncertainty / M. Mirsadeghi [et al.] // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 56, No 1–2. P. 134–151.
10. Different Methods for the Modelling of Thermal Bridges Into Energy Simulation Programs: Comparisons of Accuracy for Flat Heterogeneous Roofs in Italian Climates / F. Ascione [et al.] // Applied Energy. 2012. Vol. 97. P. 405–418.

11. Захаревич, А. Э. Особенности формирования микроклимата отапливаемых помещений / А. Э. Захаревич // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2009. № 5. С. 73–85.
12. Захаревич, А. Э. Формирование параметров микроклимата в отапливаемых помещениях в условиях естественной конвекции / А. Э. Захаревич. Минск: БНТУ, 2012. 22 с.

Поступила 17.03.2015 Подписана в печать 20.05.2015 Опубликовано онлайн 29.01.2016

REFERENCES

1. Fokin K. F. (1973) *Construction Thermal Engineering of Enclosing Parts of the Buildings*. 4th ed. Moscow, Stroyizdat. 287 p. (in Russian).
2. Bogoslovskiy V. N. (1982) *Construction Thermal Physics (Thermophysical Principles of Heating, Ventilation and Air-Conditioning)*. 2nd ed. Moscow, Vysshaya Shkola. 415 p. (in Russian).
3. Gagarin V. G. (2000) *Teoriya Sostoianiya i Perenos Vlagi v Stroitelnykh Materialakh i Teplozashchitnye Svoystva Ograzhdaiushchikh Konstruktsii Zdanii*. [Theory of Moisture State and Transfer in the Construction Materials and Heat-Shielding Properties of the Enclosing Structures]. Moscow. 396 p. (in Russian).
4. Tabunshchikov Yu. A., Brodach M. M. (2002) *Mathematical Modeling and Optimization of the Buildings Thermal Effectiveness*. Moscow, AVOK-Press. 194 p. (in Russian).
5. Zakharevich A. E. (2011) Peculiarities of Microclimate Forming in the Multi-Light Spaces. *Vestnik MGSU* [Herald of MGSU], 7, 148–154 (in Russian).
6. Traoré I., Lacroix D., Trovalet L., Jeandel G. (2011) Heat and Moisture Transport in Wooden Multi-Composite Panels. Dynamic Study of the Air Layer Impact on the Building Envelope Energetic Behavior. *International Journal of Thermal Sciences*, 50 (11), 2290–2303. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.05.020.
7. Blocken B., Defraeye T., Derome D., Carmeliet J. (2009) High-Resolution CFD Simulations for Forced Convective Heat Transfer Coefficients at the Facade of a Low-Rise Building. *Building and Environment*, 44 (12), 2396–2412. DOI: 10.1016/j.buildenv.2009.04.004.
8. Peeters L., Beausoleil-Morrison I., Novoselac A. (2011) Internal Convective Heat Transfer Modeling: Critical Review and Discussion of Experimentally Derived Correlations. *Energy and Buildings*, 43 (9), 2227–2239. DOI: 10.1016/j.enbuild.2011.05.002.
9. Mirsadeghi M., Cóstola D., Blocken B., Hensen J. L. M. (2013) Review of External Convective Heat Transfer Coefficient Models in Building Energy Simulation Programs: Implementation and Uncertainty. *Applied Thermal Engineering*, 56 (1–2), 134–151. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.03.003.
10. Ascione F., Bianco N., De Rossi F., Turni G., Vanoli G. P. (2012) Different Methods for the Modelling of Thermal Bridges Into Energy Simulation Programs: Comparisons of Accuracy for Flat Heterogeneous Roofs in Italian Climates. *Applied Energy*, 97, 405–418. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.01.022.
11. Zakharyevich A. E. (2009) Microclimate Forming Peculiarities of the Heated Spaces. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obединenii SNG* [Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.], 5, 73–85 (in Russian).
12. Zakharevich A. E. (2012) *Formirovanie Parametrov Mikroklimate v Otaplivaemykh Pomeshcheniyakh v Usloviyakh Estestvennoi Konveksii* [Microclimate Parametric Configuration in Heated Spaces under the Conditions of Natural Convection]. Minsk: BNTU. 22 p. (in Russian).

Received: 17 March 2015

Accepted: 20 May 2015

Published online: 29 January 2016

УДК 697.92

Совершенствование методики расчета теплопоступлений через светопрозрачные конструкции и рекомендации по их уменьшению

Л. В. Борухова¹⁾, А. С. Шибeko¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Рассмотрены пути оптимизации существующей методики расчета теплопоступлений через заполнения световых проемов. При эксплуатации общественных зданий с большой площадью светопрозрачных конструкций в теплый период года можно столкнуться с перегревом помещений из-за неверно учтенной в тепловом балансе значительной величины теплопоступлений от солнечной радиации. Используемая в настоящее время в Республике Беларусь методика расчета не учитывает разнообразие существующих видов остекления, применяющихся в строительстве, и нуждается в переработке. Приведены и проанализированы принципы расчета теплопоступлений от солнечной радиации через светопрозрачные конструкции, используемые при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха в Беларуси, ФРГ и США, произведено их сравнение. На основании анализа установлены пути оптимизации существующей методики расчета теплопоступлений. Во-первых, для территории Беларуси ввиду небольшой разности географических широт возможно осреднение удельных тепловых потоков прямого и рассеянного солнечного излучения. Во-вторых, при расчете теплопоступлений предлагается отказаться от использования удельных тепловых потоков прошедшей через одинарное остекление солнечной радиации, а использовать тепловые потоки, падающие на поверхность. Ввиду этого рассмотрено понятие солнечного фактора остекления и представлено выражение для определения радиационной составляющей теплопоступлений от солнечного излучения с учетом падающих на поверхность удельных тепловых потоков. Рассмотрены варианты снижения количества теплоты, поступающей в помещение через световые проемы: выбор оптимального вида остекления, проектирование проемов с определенным соотношением размеров и применение наружных солнцезащитных устройств.

Ключевые слова: светопрозрачные конструкции, расчет теплопоступлений, солнечный фактор, солнцезащитные устройства

Для цитирования: Борухова, Л. В. Совершенствование методики расчета теплопоступлений через светопрозрачные конструкции и рекомендации по их уменьшению / Л. В. Борухова, А. С. Шибeko // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 1. С. 65–78

Адрес для переписки

Борухова Лилия Владимировна
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 150,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 265-97-29
tg-v-fes@bntu.by

Address for correspondence

Boroukhova Liliya V.
Belarusian National Technical University
150 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 265-97-29
tg-v-fes@bntu.by

Improvement of Calculation Methods of Heat Input Through Translucent Structures and Recommendations for their Reduction

L. V. Boroukhova¹⁾, A. S. Shybeka¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The article considers the ways of optimizing the existing calculation procedure for the heat input through infilling the area lights. While maintaining public buildings with large areas of translucent structures during the warm season, it is possible to encounter the premises overheat due to a large volume of incorrectly accounted in the heat balance heat input from the solar irradiation. The calculation procedure presently in use in the Republic of Belarus does not account for diversity of the existing forms of glazing employed in construction and needs revision. The authors adduce and analyze the heat-input calculation principles from solar irradiation through translucent structures applied in designing ventilation and air-conditioning systems in Belarus, FRG and USA, and make comparisons between them. Based on the analysis, they establish the ways of optimizing the existing heat-input calculation procedure. Firstly, on account of small geographical latitude difference it is possible to average the flows of direct and dispersed solar irradiation over the territory of Belarus. Secondly, in calculation it is proposed to discard use of heat fluxes of the solar irradiation that passed through the single glazing and to utilize the fluxes falling onto the surface. Therefore, the paper considers the notion of the solar factor of glazing and offers an expression for determining the radiative heat-input component from the solar irradiance appreciating the heat fluxes falling onto the surface. The authors consider the variants of decreasing amount of heat entering the premises through the area lights: glazing type optimal choice, engineering apertures with certain ratio of dimensions, and the use of out-of-door solar protection.

Keywords: translucent structures, heat-input calculation procedure, solar factor, solar protection

For citation: Boroukhova L. V., Shybeka A. S. (2016) Improvement of Calculation Methods of Heat Input Through Translucent Structures and Recommendations for their Reduction. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (1), 65–78 (in Russian)

Облик современного города невозможно представить без наличия зданий, сверкающих стеклянными витринами и фасадами. С 20-х гг. прошлого века началось интенсивное строительство сооружений, ограждающие конструкции которых выполнялись из стекла. Особую роль в данном направлении сыграл выдающийся архитектор Ле Корбюзье (1887–1965). Его постройки отличались большими площадями остекления с непременным наличием так называемых солнцезащитных устройств (brise-soleil) – изобретенных Ле Корбюзье особых навесных конструкций, защищающих остекленный фасад от прямых солнечных лучей.

К достоинствам зданий с большой площадью светопрозрачных конструкций можно отнести снижение затрат на отопление при использовании теплоты солнечной радиации, создание естественной освещенности и визуальный контакт с окружающей средой, разнообразие архитектурных форм и удобство монтажа, снижение веса ограждающих конструкций и высокую износостойкость.

Солнечный свет, поступая в помещение, создает так называемый световой режим, который выражается в облучении прямой солнечной радиацией внутренних поверхностей помещения (инсоляции) и естественном освеще-

нии. В качестве положительного действия инсоляции можно привести следующие аспекты:

- психологический (обеспечивает связь с окружающим миром, влияет на динамику распределения цветностей и яркостей);
- биологический (выработка витамина D);
- бактерицидный (гибель болезнетворных бактерий, скорейшее заживление ран);
- экономический (уменьшение расхода теплоты на отопление, повышение работоспособности персонала и производительности труда);
- эстетический (характер тенеобразования сказывается на цветовых решениях фасадов).

Однако наряду с положительными действиями существуют и отрицательные. Наиболее характерное из них выражается в перегреве помещений в теплый период года, что отрицательно сказывается на самочувствии людей, вызывает усталость и снижение работоспособности. Поэтому расчет теплопоступлений при организации воздухообмена очень важен для создания допустимых условий в помещении.

Принятая в настоящий момент методика расчета теплопоступлений от солнечной радиации через светопрозрачные ограждения [1, 2] основана на работах В. Н. Богословского [3, 4]. Вычисление производится для расчетного часа в июле при безоблачном небе. За расчетный принимается час, когда суммарные теплопоступления через различно ориентированные заполнения световых проемов максимальны.

Тепловой поток Q_{II} , Вт, поступающий в помещение через заполнение световых проемов, определяется по выражению

$$Q_{II} = Q_p a_{II} + Q_T, \quad (1)$$

где Q_p – тепловой поток от солнечной радиации в помещение, Вт/м²; Q_T – то же, поступающий в помещение за счет теплопередачи, Вт/м²; a_{II} – коэффициент ассимиляции теплопоступлений от солнечной радиации ограждающими конструкциями и оборудованием.

Тепловой поток от солнечной радиации Q_p в общем случае

$$Q_p = (q_{II} k_{инс} + q_p k_{обл}) k_{отн} \tau_2 F_{II}, \quad (2)$$

где q_{II} , q_p – удельный тепловой поток, Вт/м², прямой и рассеянной солнечной радиации, прошедшей через одинарное остекление с толщиной стекла 2,5–3,5 мм, поступающей в помещение в расчетный час суток, зависящий от расчетного часа, ориентации и географической широты местонахождения здания; $k_{инс}$ – коэффициент инсоляции, показывающий долю площади заполнения светового проема, через которую поступает прямая солнечная радиация; $k_{обл}$ – то же облученности окна небосводом; $k_{отн}$ – то же относительного проникновения солнечной радиации через заполнение световых проемов, отличающееся от одинарного остекления; τ_2 – то же, учитывающий затенение светового проема переплетами; F_{II} – площадь заполнения светового проема, м².

Тепловой поток Q_t , обусловленный теплопередачей, рассчитывается по выражению

$$Q_t = \frac{F_{II} (t_{н.усл} - t_b)}{R_{II}}, \quad (3)$$

где $t_{н.усл}$ – условная температура наружной среды, °С, показывающая значение температуры в данный момент времени из условия ее гармонического изменения относительно среднего значения с учетом поглощения части теплового потока суммарной солнечной радиации остеклением; t_b – расчетная температура внутреннего воздуха, °С; R_{II} – приведенное сопротивление теплопередаче заполнения светового проема, м²·°С/Вт.

Учет доли теплоты, которая поступает в помещение из общего количества поглощенной ограждениями помещения теплоты, осуществляется посредством коэффициента $a_{п}$, величина которого определяется исходя из значения отношения показателя суммарного теплоусвоения помещения $Y_{пом}$ к показателю интенсивности конвективного теплообмена Λ , расчетного часа и суммарного времени облучения помещения прямой солнечной радиацией.

Анализируя данный метод, можно выделить основной его недостаток: расчет удельного теплового потока, возникающего от действия солнечной радиации, ведется относительно одинарного остекления, а затем значение приводится к существующему варианту остекления посредством коэффициента $k_{отн}$, что не всегда удобно. Современные тенденции в сфере конструирования и производства светопрозрачных конструкций шагнули вперед по сравнению с годами разработки методики. Остекления, состоящие из обыкновенного листового стекла, вследствие малой эффективности постепенно вытеснились одно-, двух- и трехкамерными стеклопакетами, межстекольное пространство которых заполняется инертными газами (аргоном, ксеноном) или осушенным воздухом. Для остекления применяется не только обычное листовое, но и солнцезащитное, многослойное, окрашенное в массу и энергосберегающее стекло. Из последнего наибольшее распространение получило так называемое И-стекло (Low-E) с нанесением на его поверхность низкоэмиссионного мягкого селективного покрытия с коэффициентом эмиссии (отношением мощности излучения поверхности стекла к мощности излучения абсолютно черного тела) до $\varepsilon = 0,11$. Значения коэффициентов $k_{отн}$ и τ_2 для современных видов остекления в справочной литературе (например, в табл. 2.4, 2.5 [2]) не приводятся.

Для совершенствования и оптимизации расчета теплоступлений проанализирован западный опыт проектирования, в частности применяемый в ФРГ и США. Далее кратко описаны принципы расчета в каждом из них.

Расчет теплоступлений через заполнения световых проемов от солнечной радиации согласно стандартам Союза немецких инженеров (Verein Deutscher Ingenieure, VDI) проводится в соответствии с [5] и базируется

на тех же принципах, что и методика, принятая в Республике Беларусь. Теплопоступления через заполнения световых проемов Q_{II} складываются из теплопоступлений Q_p от солнечной радиации, поступающей непосредственно в помещение, и теплопоступлений Q_t , обусловленных теплопередачей:

$$Q_{II} = Q_p + Q_t. \quad (4)$$

Для теплопоступлений от солнечной радиации через остекление Q_p в расчетный час используется выражение

$$Q_p = (F_1 I_{\max} + (F - F_1) I_{p.\max}) b S_a, \quad (5)$$

где F_1 – освещенная площадь остекления, m^2 , определяется расчетом влияния затеняющих устройств; $I_{\max}$ – максимальный удельный тепловой поток суммарной солнечной радиации, $Вт/м^2$, прошедший через двойное остекление без солнцезащитных устройств; F – общая площадь остекления, m^2 ; $I_{p.\max}$ – максимальный удельный тепловой поток рассеянной солнечной радиации, $Вт/м^2$, прошедший через двойное остекление без солнцезащитных устройств; b – коэффициент пропускания остекления, учитывает отличие от двойного остекления и наличие солнцезащитных устройств; S_a – коэффициент аккумуляции (поглощения), зависящий от ориентации остекления, типов солнцезащиты помещения, расчетного часа.

В качестве расчетной географической широты для всей территории ФРГ принято значение 50° с. ш., что соответствует средней. Для определения коэффициента поглощения S_a составлены таблицы, где его значение приводится в зависимости от типа помещения, расчетного часа и длительности облучения прямой солнечной радиацией. Помещения условно делятся на четыре типа (табл. 1) в зависимости от относительной теплонакопительной способности $C_{\text{пом}}$, $Вт \cdot ч / (^\circ C \cdot m^2 \text{ пола})$.

Таблица 1

Классификация помещений по теплонакопительной способности

Premises classification by heat build-up capacity

Класс помещения	Обозначение класса	Граница класса по $C_{\text{пом}}$, $Вт \cdot ч / (^\circ C \cdot m^2 \text{ пола})$
С очень малой теплонакопительной способностью	XL	До 50
С малой теплонакопительной способностью	L	50–100
Со средней теплонакопительной способностью	V	100–200
С большой теплонакопительной способностью	S	Более 200

Теплопоступления вследствие теплопередачи Q_t рассчитываются по формуле, аналогичной (3):

$$Q_t = \frac{F_{II} (t_n - t_b)}{R_{II}}, \quad (6)$$

где F_{II} – общая площадь заполнения светового проема, m^2 ; t_n – температура наружного воздуха в расчетный час, $^\circ C$; t_b – температура внутренне-

го воздуха, °С; R_{II} – сопротивление теплопередаче заполнения светового проема, м²·К/Вт.

Сравнивая с принятой в настоящее время в Беларуси методикой, можно найти следующие соответствия:

1) освещенная площадь остекления F_1 аналогична произведению коэффициента инсоляции $k_{инс}$, коэффициента затенения светового проема переплетами τ_2 и площади светового проема F_{II} ;

2) общая площадь остекления F аналогична произведению коэффициента затенения светового проема переплетами τ_2 и площади светового проема F_{II} ;

3) коэффициент пропускания b аналогичен коэффициенту относительного проникновения солнечной радиации;

4) коэффициент аккумуляции S_a аналогичен коэффициенту ассимиляции теплоступлений от солнечной радиации ограждающими конструкциями и оборудованием a_n ;

5) температура наружного воздуха в расчетный час t_n аналогична понятию условной температуры наружного воздуха $t_{н.усл.}$

Следует отметить, что в данной методике расчета не учитывается следующее:

- в (5) не вся рассеянная солнечная радиация, излучаемая небосводом, поступает на поверхность остекления (данный факт в существующей методике учитывается посредством коэффициента облученности $k_{обл}$);

- при расчете t_n в (6) не учитывается увеличение температуры наружного воздуха за счет отдачи поглощенной остеклением доли суммарной солнечной радиации.

В соответствии со справочником Американского общества инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха (American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, ASHRAE) [6] теплоступления Q_{II} через световые проемы определяются суммой трех составляющих: тепловых потоков от прямой Q_n и рассеянной Q_p солнечной радиации и теплового потока через световой проем в результате теплопередачи Q_t

$$Q_{II} = Q_n + Q_p + Q_t. \quad (7)$$

Тепловой поток от прямой солнечной радиации Q_n определяется по выражению

$$Q_n = S \cdot SHGC(\theta) \cdot IAC(\theta, \Omega) F_{II}, \quad (8)$$

где S – тепловой поток прямой солнечной радиации, Вт/м², поступающий на поверхность, зависящий от географической широты района, типа поверхности (вертикальная или горизонтальная), времени суток и ориентации поверхности; $SHGC(\theta)$ – коэффициент теплопритока (solar heat gain coefficient) от прямой солнечной радиации (аналог солнечного фактора g в США), зависит от типа остекления (количество слоев, тип и толщина стекла, материал оконной системы), угла падения θ ; $IAC(\theta, \Omega)$ – то же

затухания внутри помещения коэффициента теплопритока (indoor solar attenuation coefficient) от прямой солнечной радиации, зависящий от угла падения θ , наличия внутренней солнцезащиты и теневого угла Ω – угла между горизонтальной плоскостью остекления и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярно рассматриваемой плоскости остекления; F_{II} – площадь заполнения светового проема, м².

Тепловой поток от рассеянной солнечной радиации Q_p находится по формуле

$$Q_p = (D + R) \langle SHGC \rangle_D IAC_D F_{II}, \quad (9)$$

где $D + R$ – суммарный тепловой поток, поступающий на поверхность от рассеянной (D) и отраженной (R) солнечной радиации, Вт/м², зависящий от географической широты района, типа поверхности (вертикальная или горизонтальная), времени суток и ориентации поверхности; $\langle SHGC \rangle_D$ – коэффициент теплопритока от рассеянной солнечной радиации; IAC_D – то же затухания внутри помещения коэффициента теплопритока от рассеянной солнечной радиации.

Теплопоступления вследствие теплопередачи Q_t рассчитываются по выражению, аналогичному (6).

Данная методика обладает одним значительным преимуществом: расчет теплопоступлений ведется относительно падающего на поверхность теплового потока, а количество поступившей в помещение лучистой теплоты учитывается посредством коэффициента теплопритока $SHGC$ и коэффициента затухания внутри помещения коэффициента теплопритока IAC . Ввиду этого необходимо рассмотреть понятие «солнечный фактор».

Под солнечным фактором g (общим коэффициентом пропускания солнечной энергии) понимают отношение общего теплового потока, поступающего в помещение, к тепловому потоку падающего солнечного излучения (рис. 1). Общий тепловой поток, поступающий в помещение, состоит из непосредственно проходящего через остекление и передаваемого от стекла вследствие поглощения части излучения тепловых потоков.

Солнечный фактор приводится в документации на стеклопакет как одна из характеристик остекления, существует также методика расчета солнечного фактора согласно [7]. Светотехнические характеристики стекла и некоторых стеклопакетов (согласно [8] и данным производителей) приведены в табл. 2. Таким образом, если использовать солнечный фактор, будет осуществляться привязка к конкретному варианту остекления с учетом тепловых потоков прямой и рассеянной солнечной радиации, поступающих в помещение, без введения дополнительных величин q_n и q_p . В этом случае формула (2) примет вид

$$Q_p = (Sk_{инс} + 0,75Dk_{обл}) g k_{сзу} \tau_2 F_{II}, \quad (10)$$

где g – солнечный фактор остекления, для наиболее распространенных видов остекления приведен в табл. 2; $k_{сзу}$ – коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств (табл. 3).

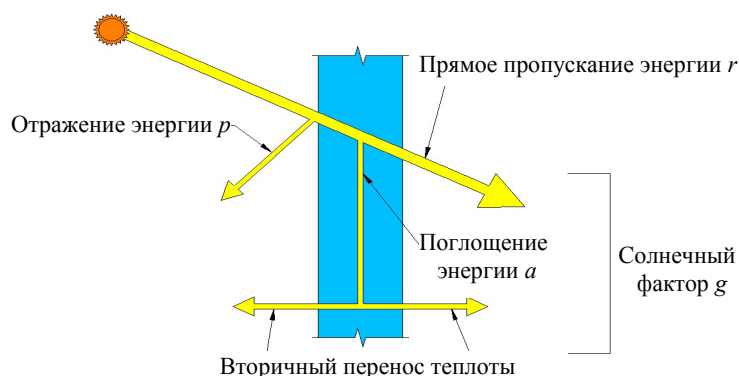


Рис. 1. Физический смысл солнечного фактора

Fig. 1. The solar factor physics

Таблица 2

Светотехнические характеристики стекла и некоторых стеклопакетов
Lighting technology characteristics of glass and some double-pane units

Остекление	Солнечный фактор g	Приведенное сопротивление теплопередаче остекления R , $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
Обычное одинарное стекло толщиной 4 мм	0,88	0,16
Однокамерный стеклопакет 4M ₁ -16-4M ₁	0,78	0,28
Однокамерный стеклопакет 4M ₁ -16-И4	0,51	0,59
Однокамерный стеклопакет 4M ₁ -Ar16-4M ₁	0,78	0,34
Однокамерный стеклопакет 4M ₁ -Ar16-И4	0,51	0,66
Однокамерный стеклопакет 4M-16-4 ClimaGuard ® N	0,66	0,71
Однокамерный стеклопакет 6M-Ar16-T4 (T4 – стекло, окрашенное в массу) Pilkington Optifloat™ Bronze	0,37	0,91
Однокамерный стеклопакет 6M-Ar16-T4 (T4 – стекло, окрашенное в массу) Pilkington Optifloat™ Green	0,40	0,91
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -10-4M ₁ -10-4M ₁	0,72	0,49
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -Ar10-4M ₁ -Ar10-4M ₁	0,72	0,49
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -10-4M ₁ -10-И4	0,5	0,64
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -Ar10-4M ₁ -Ar10-И4	0,5	0,71
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -Ar10-И4-Ar10-И4	0,4	1,21
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -Kr10-И4-Kr10-И4	0,4	1,67
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -Xe10-И4-Xe10-И4	0,4	1,77
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -12-И4-12-И4	0,4	1,03
Двухкамерный стеклопакет 4M ₁ -14-И4-14-И4	0,4	1,12

Примечания:

1. Структура маркировки стеклопакетов следующая. Например, марка стеклопакета 4M₁-Ar10-4M₁-Ar10-И4 означает, что наружное и центральные стекла выполнены из обычного листового стекла толщиной 4 мм (4M₁), на внутреннее стекло толщиной 4 мм нанесено мягкое низкоэмиссионное покрытие (И4) и межстекольные пространства толщиной 10 мм каждое заполнены аргоном (Ar10).

2. Значения приведенного сопротивления теплопередаче приняты для размеров остекления 1,0×1,0 м и коэффициента эмиссии $\epsilon = 0,06-0,08$ для мягкого покрытия.

3. Заполнение камер стеклопакета инертными газами не влияет на его солнечный фактор.

Таблица 3

Коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств [9]
Thermal conductivity coefficient of solar protection [9]

Наименование солнцезащитного устройства	Коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств $k_{сзу}$
Без солнцезащитных устройств	1,00
Наружные	
Штора или маркиза из светлой ткани	0,15
Штора или маркиза из темной ткани	0,20
Ставня-жалюзи с деревянными пластинами	0,10/0,15
Шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,15/0,20
Межстекольные непрветриваемые	
Шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,30/0,35
Штора из светлой ткани	0,25
Штора из темной ткани	0,40
Внутренние	
Шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,60/0,70
Штора из светлой ткани	0,40
Штора из темной ткани	0,80
Примечания: 1. Коэффициенты теплопропускания даны дробью: в числителе – для солнцезащитных устройств с пластинами под углом 45° к плоскости проема, в знаменателе – перпендикулярными к плоскости проема пластинами. 2. Коэффициенты теплопропускания межстекольных проветриваемых солнцезащитных устройств следует принимать в два раза меньше, чем для непрветриваемых.	

Для оптимизации расчета теплоступлений от солнечной радиации следует также предусмотреть осреднение величины удельных тепловых потоков, поступающих на поверхности, для одной географической широты местности, как это принято в ФРГ. Для условий Республики Беларусь ввиду относительно небольшой разности географических широт (самая северная точка – озеро Освейское – имеет координаты $56^\circ 10'$ с. ш., самая южная – г.п. Комарин – $51^\circ 16'$ с. ш.) значения удельных тепловых потоков можно усреднить для 54° с. ш. Погрешность в данном случае для 52° с. ш. составит 1,2 %, для 56° с. ш. – 1,0 %. Значения удельных тепловых потоков падающего излучения приведены в табл. 4.

В современных общественных зданиях с большой площадью светопрозрачных конструкций доля теплоступлений, обусловленных действием солнечной радиации, в теплый период года составляет значительную часть от суммарных. Сравнение долей теплоступлений для общественного здания со светопрозрачным фасадом с заполнением двухкамерным энергосберегающим стеклопакетом (сопротивление теплопередаче фасада $R_{II} = 1,0 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, солнечный фактор $g = 0,36$) размерами 3×1 м для различных ориентаций остекления приведено в табл. 5.

Таблица 4

**Удельный тепловой поток, поступающий на поверхность в июле
при безоблачном небе (для 54° с. ш.) [10]**
Heat flux incoming onto the surface in July by cloudless sky (for 54° n. l.) [10]

Истинное солнечное время, ч		Вид удельного теплового потока	Удельный тепловой поток, Вт/м², поступающий на поверхность								
до полудня после полудня			вертикальную с ориентацией до полудня								горизонтальную
			С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	
			после полудня								
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ	
4–5	19–20	S	128	149	218	12	–	–	–	–	49
		D	28	41	33	24	13	12	16	12	24
5–6	18–19	S	160	366	468	167	–	–	–	–	133
		D	70	95	101	76	46	37	41	37	56
6–7	17–18	S	67	454	579	331	–	–	–	–	223
		D	93	130	104	122	80	58	59	59	82
7–8	16–17	S	–	416	614	473	70	–	–	–	364
		D	93	142	174	149	105	73	72	72	101
8–9	15–16	S	–	271	579	535	188	–	–	–	488
		D	86	128	169	154	115	85	77	78	112
9–10	14–15	S	–	105	461	530	306	–	–	–	579
		D	83	105	135	149	119	92	77	81	119
10–11	13–14	S	–	3	281	485	405	77	–	–	663
		D	81	91	113	131	131	99	81	81	122
11–12	12–13	S	–	–	105	393	451	250	–	–	712
		D	77	84	96	116	123	105	87	84	126

Таблица 5

Сравнение теплоступлений в помещении
Comparison of heat input into the premise

Наименование теплоступления	Величина теплоступления, Вт, при ориентации фасада							
	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
Теплоступления от людей $Q_{\text{л}}$	1130							
Теплоступления от искусственного освещения $Q_{\text{осв}}$	720							
Теплоступления от оборудования $Q_{\text{об}}$	1633							
Теплоступления через заполнение светопрозрачного фасада $Q_{\text{п}}$	86	750	1421	1568	1365	1478	1811	1050
Суммарные теплоизбытки $\Sigma Q_{\text{изб}}$	3569	4233	4904	5051	4848	4961	5294	4533
Доля теплоступлений через заполнение фасада, %	2,4	17,7	29,0	31,0	28,2	29,8	34,2	23,2

Ввиду этого для уменьшения доли теплоступлений и снижения расхода воздуха в системах вентиляции необходимо на стадии проектирования здания использовать ряд конструктивных решений, которые помогут снизить величину теплоступлений от солнечной радиации.

Во-первых, необходимо выбрать оптимальный вид остекления. Для значительных поверхностей рекомендуется использовать остекления с малым значением солнечного фактора, что приведет, в соответствии с формулой (10), к пропорциональному снижению радиационной составляющей теплового потока, поступающего в помещение через заполнение световых проемов. Однако суммарные теплопоступления во столько раз не уменьшатся, поскольку остеклением будет поглощаться больше теплового потока и, следовательно, возрастет обусловленная теплопередачей составляющая теплопоступлений Q_T . Поэтому необходима установка остекления с малым коэффициентом поглощения излучения, например, зеркального.

Во-вторых, следует выбрать рациональные размеры остекления. Зависимость средних теплопоступлений от солнечной радиации от ориентации и относительной площади – отношения площади светового проема F_{II} к площади стены $F_{ст}$ – представлена на рис. 2.

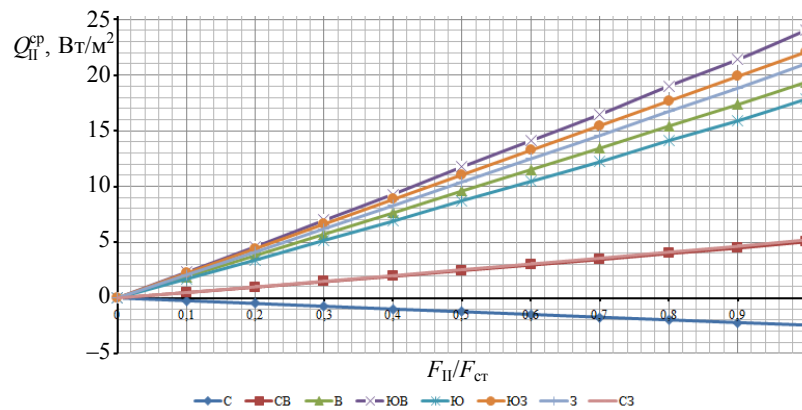


Рис. 2. Зависимость средних теплопоступлений от солнечной радиации от ориентации и относительной площади светового проема (размер ячейки $1,0 \times 1,0$ м)

Fig. 2. Average solar-irradiation heat input dependence on the area light orientation and relative area (the cell size 1.0×1.0 m)

Очевидно, что через световой проем малой площади будут и меньшими теплопоступления. Однако в случае проектирования атриумов или светопрозрачных фасадов такое не приемлемо. Ввиду этого необходимо задаться таким соотношением ширины светового проема B к его высоте H , чтобы уменьшить теплопоступления. Графическая зависимость средних теплопоступлений через 1 м^2 светового проема от отношения B/H для различных ориентаций по сторонам света представлена на рис. 3. Как видно из графиков, при увеличении отношения ширины к высоте заполнения светового проема теплопоступления через световой проем будут расти, причем наиболее интенсивен рост при значениях от 0 до 1. Поэтому необходимо стремиться к уменьшению ширины ячейки остекления и увеличению ее высоты.

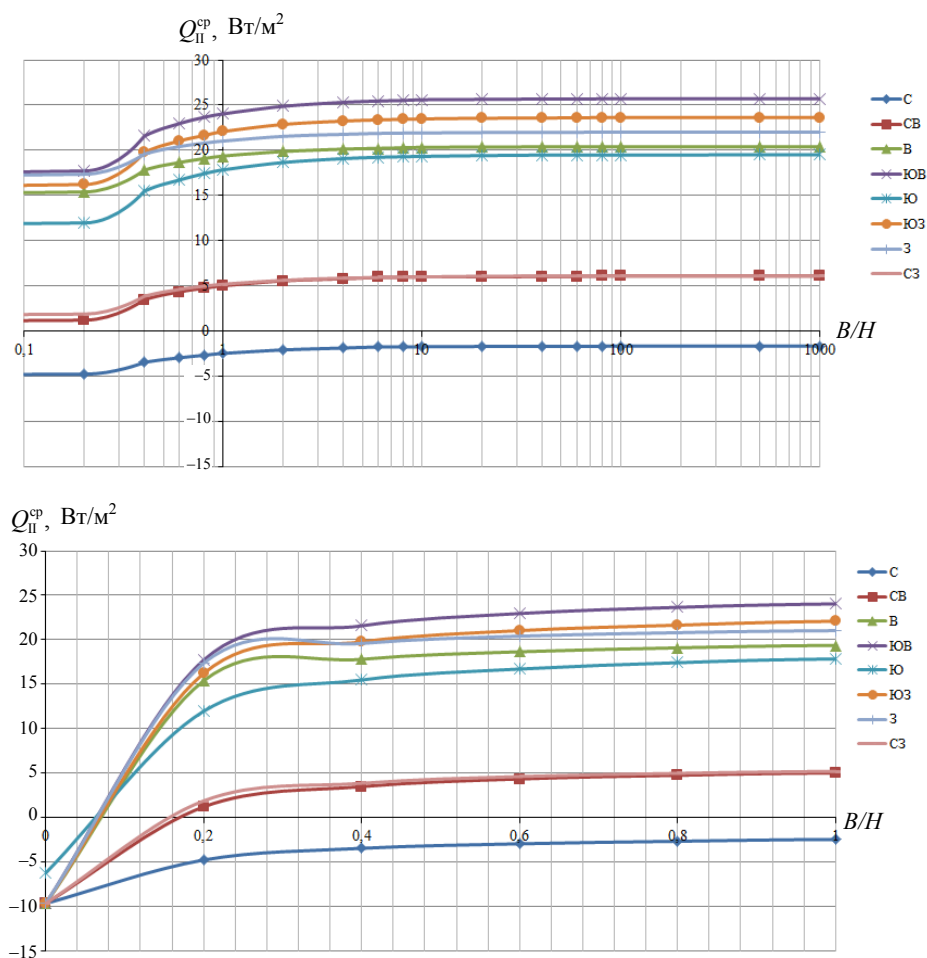


Рис. 3. Зависимость средних тепlopоступлений от солнечной радиации от отношения ширины светового проема B к его высоте H

Fig. 3. Average solar-irradiation heat input dependence on relation of the area light width B to its height H

В-третьих, одним из самых простых вариантов решения является устройство солнцезащиты, причем наиболее выгодно применение наружных солнцезащитных устройств (табл. 3), препятствующих проникновению солнечной радиации в помещение и таким образом снижающих величину радиационной составляющей тепlopоступлений.

ВЫВОДЫ

1. Световой режим положительно сказывается на человеке, однако для помещений с большими площадями остекления в теплый период возникает опасность перегрева. Поэтому необходимо рационально подходить к проектированию больших площадей остекления.

2. Методика расчета тепlopоступлений через светопрозрачные ограждения, используемая в Республике Беларусь, не удовлетворяет требованиям современного строительства ввиду разнообразия новых видов остекления. Рекомендуется перейти от использования удельных тепловых потоков прямой $q_{\text{п}}$ и рассеянной $q_{\text{р}}$ солнечной радиации, прошедшей через одинарное остекление, и коэффициента относительного проникновения радиации $k_{\text{отн}}$ через заполнение световых проемов, отличающееся от одинарного остекления, к падающей на поверхность удельной тепловой прямой и рассеянной солнечной радиации S и D , приводя их к величине поступающего в помещение удельного теплового потока с помощью солнечного фактора (общего коэффициента пропускания солнечной энергии) g .

3. Для условий Республики Беларусь целесообразно перейти к использованию при расчете величин для усредненной географической широты местности – 54° с. ш. Погрешность для 52° с. ш. составит 1,2 %, для 56° с. ш. – 1,0 %.

4. Для снижения тепlopоступлений через световые проемы необходимо следующее:

- выбрать оптимальный вид остекления. Для подверженных значительному облучению поверхностей (горизонтальные, ориентированные на юг, юго-восток, юго-запад) следует выбирать остекления с низким значением солнечного фактора, а также по возможности с низким коэффициентом поглощения;
- проектировать остекления с как можно меньшим соотношением ширины ячейки светового проема B к его высоте H , т. е. до $B/H = 1$. При значениях отношения $B/H > 1$ не происходит значительного увеличения тепlopоступлений (рис. 3);
- для интенсивно облучаемых поверхностей нужна солнцезащита. Наиболее выгодно устраивать наружные солнцезащитные устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Расчет поступления теплоты солнечной радиации в помещение: пособие 2.91 к СНиП 2.04.05–91. М.: Промстройпроект, 1993. 35 с.
2. Внутренние санитарно-гигиенические устройства: в 3 ч. / В. Н. Богословский [и др.]; под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. Ч. 3: Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1. М.: Стройиздат, 1992. 319 с.
3. Богословский, В. Н. Тепловой режим здания / В. Н. Богословский. М.: Стройиздат, 1979. 248 с.
4. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха) / В. Н. Богословский. 2 изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1982. 415 с.
5. Berechnung der Kühllast Klimatisierter Räume: VDI 2078:1996–07. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1996. 159 с.
6. 2009 ASHRAE Handbook. Fundamentals [Electronic recourse] // American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Электрон. дан. и прогн. (382 Мб). Атланта, 2009. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

7. Стекло в строительстве. Определение светотехнических показателей и физических свойств солнечного излучения остеклениями: СТБ EN 410–2014. Введ. 01.01.2015. Минск: Госстандарт, 2015. 48 с.
8. Стеклопакеты клееные строительного назначения. Технические условия: ГОСТ 24866–99. Введ. 01.07.2002. Минск: МНТКС, 2002. 25 с.
9. Нормы теплотехнического проектирования ограждающих конструкций и оценки энергоэффективности зданий: СТО 17532043-001–2005. Введ. 01.01.2006. М.: РНТО строителей, 2006. 50 с.
10. Строительная климатология: справ. пособие к СНиП 23-01–99* / В. К. Савин [и др.]; под ред. В. К. Савина. М.: НИИ строительной физики РААСН, 2006. 258 с.

Поступила 05.05.2015 Подписана в печать 01.06.2015 Опубликовано онлайн 29.01.2016

REFERENCES

1. Estimation of Solar Radiation Heat Inflow to the Apartment: Aid 2.91 to SNiP 2.04.05–91. Moscow, Promstroyproject, 1993. 35 p. (in Russian).
2. Bogoslovskiy V. N., Pirumov A. I., Posokhin V. N., Berezina N. I., Dvinianikov V. V., Egiazarov A. G., Krupnov B. A., Leskov E. A., Fialkovskaia T. A., Shapritskii V. N., Shilkrot E. O., Aleksandrov A. I., Kushelman G. S., Moor L. F., Moshkin V. I., Nevskii V. V., Orlov V. A., Petrov B. S., Pylaev E. N. (1992) *Interior Sanitary-and-Hygienic Installations. P. 3. Ventilation and Air-Conditioning. Book 1*. Moscow, Stroyizdat. 319 p. (in Russian).
3. Bogoslovskiy V. N. (1979) *Thermal Conditions of the Building*. Moscow, Stroyizdat. 248 p. (in Russian).
4. Bogoslovskiy V. N. (1982) *Constructional Thermophysics (Thermophysical Principia of Heating, Ventilation and Air-Conditioning)*. 2nd ed. Moscow, Vysshiaia Shkola. 415 p. (in Russian).
5. VDI 2078:1996–07. Berechnung der K hl last Klimatisierter Räume. D usseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1996. 159 p. (German).
6. 2009 ASHRAE Handbook. Fundamentals. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. Atlanta, 2009. 1 electron. opt. disk (CD-ROM).
7. STB EN 410–2014. Glass in Construction Industry. Ascertainment of the Lighting Technology Indexes and Physical Properties of Solar Radiance by Glazing. Minsk, Gosstandard, 2015. 48 p. (in Russian).
8. State Standard 24866–99. Insulated Glazing Units of Constructional Purpose. Technical Specifications. Minsk, MNTKS, 2002. 25 p. (in Russian).
9. STO 17532043-001–2005. Norms of Heat Engineering Design of Enclosing Structures and Evaluation of the Building Energy Efficiency. Moscow, RNTO Constructors, 2006. 50 p. (in Russian).
10. Savin V. K., Krasnov M. I., Shubin I. L., Volkova N. G., Kozina D. A., Kolesnikov V. P. (2006) *Constructional Climatology*. Reference aid to SNiP 23-01–99*. Moscow, Research Institute of Constructional Physics RAACS. 258 p. (in Russian).

Received: 5 April 2015

Accepted: 1 June 2015

Published online: 29 January 2016

УДК 628.112

Расчет гидроэлеваторной установки для очистки водозаборных скважин от песчаных пробок

В. В. Ивашечкин¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2015
Belarusian National Technical University, 2015

Реферат. Предложена конструкция гидроэлеваторной установки для очистки водозаборных скважин от песчаных пробок. Рассмотрена гидравлическая схема установки, согласно которой вода из напорного бака подается рабочим насосом в скважину по двум параллельным трубопроводам: гидромониторному с размывающим насадком для разрушения песчаной пробки и подводящему трубопроводу, который подключен к рабочему соплу гидроэлеватора, содержащего всасывающий и подающий трубопроводы для забора гидросмеси и ее удаления из скважины. Составлены уравнения движения жидкости по подводящему и гидромониторному трубопроводам, получены выражения для определения в них потребных напоров. Для нахождения расходов воды в подводящем и гидромониторном трубопроводах предложено использовать графический метод, позволяющий путем построения характеристик насоса и трубопроводов в координатах $Q-H$ найти режимную точку. Для определения полезной высоты подъема, подачи и размеров гидроэлеватора использовали уравнение количества движения с допущением о постоянстве количества движения до и после смешивания потоков в гидроэлеваторе. С целью оценки производительности гидроэлеватора предложены зависимости для расчета продолжительности удаления песчаной пробки в зависимости от ее размеров и расхода инжектируемой жидкости. Приведен пример расчета параметров гидроэлеваторной установки для удаления песчаной пробки в водозаборной скважине глубиной 41 м и диаметром 150 мм, пробуренной в д. Узла Мядельского района Минской области. Работоспособность изготовленного и испытанного в лаборатории опытного образца гидроэлеваторной установки была подтверждена при натурных испытаниях на указанной скважине. Предложенная методика расчета параметров гидроэлеваторной установки позволяет при заданных глубине и диаметре скважины графическим методом подобрать рабочий насос, диаметры подводящего и гидромониторного трубопроводов, а затем рассчитать размеры струйного насоса-гидроэлеватора и подающего трубопровода, произвести анализ эффективности и производительности работы установки.

Ключевые слова: скважина, песчаная пробка, гидроэлеватор, рабочий насос

Для цитирования: Ивашечкин, В. В. Расчет гидроэлеваторной установки для очистки водозаборных скважин от песчаных пробок / В. В. Ивашечкин // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2016. Т. 59, № 1. С. 79–90

Hydraulic Elevator Installation Estimation for the Water Source Well Sand-Pack Cleaning Up

V. V. Ivashchkin¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The article offers design of a hydraulic elevator installation for cleaning up water-source wells of sand packs. It considers the installation hydraulic circuit according to which the normal

Адрес для переписки

Ивашечкин Владимир Васильевич
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 150,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 268-84-50
gts@bntu.by

Address for correspondence

Ivashchkin Vladimir V.
Belarusian National Technical University
150 Nezavisimosti Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 268-84-50
gts@bntu.by

pump feeds the high-level tank water into the borehole through two parallel water lines. The water-jet line with washing nozzle for destroying the sand-pack and the supply pipe-line coupled with the operational nozzle of the hydraulic elevator containing the inlet and the supply pipelines for respectively intaking the hydromixture and removing it from the well. The paper adduces equations for fluid motion in the supply and the water-jet pipelines and offers expressions for evaluating the required heads in them. For determining water flow in the supply and the water-jet pipe lines the author proposes to employ graphical approach allowing finding the regime point in $Q-H$ chart by means of building characteristics of the pump and the pipe-lines. For calculating the useful vertical head, supply and dimensions of the hydraulic elevator the article employs the equation of motion quantity with consistency admission of the motion quantity before and after mixing the flows in the hydraulic elevator. The suggested correlations for evaluating the hydraulic elevator efficiency determine the sand pack removal duration as function of its sizes and the ejected fluid flow rate. A hydraulic-elevator installation parameters estimation example illustrates removing a sand pack from a water-source borehole of 41 m deep and 150 mm diameter bored in the village of Uzla of Myadelsk region, of Minsk oblast. The working efficiency of a manufactured and laboratory tested engineering prototype of the hydraulic elevator installation was acknowledged in actual tests at the indicated borehole site. With application of graphical approach, the suggested for the hydraulic elevator installation parameters calculation procedure allows selecting, with given depth and the borehole diameter, the normal pump, diameters of the supply and the water-jet pipe lines. After that, calculating dimensions of the jet pump – hydraulic elevator and the supply pipe line, and performing analysis of efficiency and work out characteristics of the installation.

Keywords: borehole, sand pack, hydraulic elevator, normal pump

For citation: Ivashchekin V. V. (2016) Hydraulic Elevator Installation Estimation for the Water Source Well Sand-Pack Cleaning Up. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 59 (1), 79–90 (in Russian)

Снижение дебита скважин, вскрывающих водоносные гравийно-песчаные отложения, и выход этих скважин из строя, как правило, вызваны кольматацией и пескованием. Песок осаждается в отстойнике, образуя так называемую песчаную пробку, частично или полностью перекрывающую фильтр. Для ее извлечения чаще всего применяют желонирование и эрлифтную прокачку [1]. Желонирование скважины требует значительных трудозатрат, кроме того, при сбрасывании желонки на песчаную пробку в фильтре возникают растягивающие напряжения, которые при ослаблении коррозией водоприемной поверхности могут привести к ее разрушению. Применение эрлифтов сопряжено с использованием мощных передвижных компрессоров с дизельными двигателями и кранового оборудования для монтажа-демонтажа эрлифта, что не всегда экономично при прокачках неглубоких скважин малых диаметров.

В этой связи представляется перспективным использовать для удаления песчаных пробок насосы-гидроэлеваторы, способные перекачивать пульпу и загрязненные жидкости [2, 3]. Теоретические основы работы струйных насосов разработаны П. Н. Каменевым [4], Е. А. Соколовым [5], Л. Г. Подвидом [6], Г. Н. Сизовым [7], Б. Ф. Лямаевым [8]. Для эффективного удаления песчаных пробок гидроэлеваторная установка, помимо рабочего насоса со струйным насосом-гидроэлеватором, должна дополнительно содержать гидромониторный трубопровод с насадком, обеспечивающим размыв пробки. Отсутствие в литературе методик расчета параметров подобных гидроэлеваторных установок для скважинных условий, характеризующихся широким диапазоном глубин (10–250 м) и диаметров скважин (100–400 мм), сдерживает их применение на практике.

Поэтому целью исследований являлась разработка методики расчета параметров гидроэлеваторной установки для очистки водозаборных скважин от песчаных пробок. Расчетная схема гидроэлеваторной установки представлена на рис. 1.

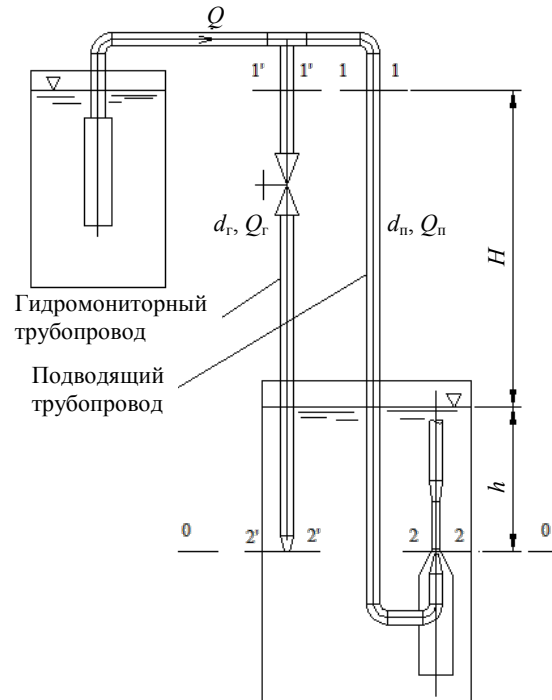


Рис. 1. Расчетная схема гидроэлеваторной установки

Fig. 1. Hydraulic elevator design diagram

Вода подается погружным насосом из напорного резервуара в гидромониторный трубопровод с пробковым краном и размывающим коническим насадком и в подводящий трубопровод с активным соплом гидроэлеватора. Составим уравнения движения жидкости по подводящему и гидромониторному трубопроводам.

Соединим уравнением Д. Бернулли сечения 1–1 и 2–2, плоскость сравнения 0–0 возьмем на выходе из активного сопла в скважине:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_{ж}g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_{ж}g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + \sum h_{wп}, \quad (1)$$

где z_i , p_i , v_i – геометрическая высота, пьезометрическое давление и скорость движения жидкости в i -м сечении соответственно; α – коэффициент Кориолиса; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; $\sum h_{wп}$ – потери напора в подводящем трубопроводе.

Согласно рис. 1:

$$z_1 = H + h; z_2 = 0; p_1 = p_{\text{п.треб}}; v_2 = v_c = \frac{Q_{\text{п}}}{\omega_c}; v_1 = v_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{\omega_{\text{п}}}, \quad (2)$$

где $p_{\text{п.треб}}$ – потребное давление в подводящем трубопроводе; v_c – скорость в выходном сечении сопла площадью ω_c ; $v_{\text{п}}$, $Q_{\text{п}}$, $\omega_{\text{п}}$ – скорость, расход, площадь сечения в подводящем трубопроводе.

Пьезометрическое давление в сечении 2–2

$$p_2 = \rho_{\text{ж}} g (h - h_{\text{п.д}}), \quad (3)$$

где $h_{\text{п.д}}$ – понижение давления во всасывающем патрубке гидроэлеватора, имеющем сороудерживающую сетку на входе, при его работе.

После ввода обозначения $\frac{p_{\text{п.треб}}}{\rho_{\text{ж}} g} = H_{\text{п.треб}}$ и подстановки (2) и (3) в (1) получим выражение для характеристики подводящего трубопровода

$$H_{\text{п.треб}} = \frac{\alpha v_c^2}{2g} - \frac{\alpha v_{\text{п}}^2}{2g} - H - h_{\text{п.д}} + \sum h_{\text{вп}}. \quad (4)$$

Потери напора $\sum h_{\text{вп}}$ в подводящем трубопроводе составят

$$\begin{aligned} \sum h_{\text{вп}} &= h_{\text{вп.м}} + h_{\text{вп.дл}} = (2h_{\text{пов}} + h_{\text{п.суж}} + h_{\text{соп}}) + h_{\text{вп.дл}} = \\ &= \frac{v_{\text{п}}^2}{2g} \left(2\zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{п.суж}} \frac{\omega_{\text{п}}^2}{\omega_{\text{сж}}^2} + \zeta_{\text{соп}} \frac{\omega_{\text{п}}^2}{\omega_{\text{п}}^2} \right) + i_t l_{\text{п}} = \sum \zeta_{\text{пм}} \frac{v_{\text{п}}^2}{2g} + i_t l_{\text{п}}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $h_{\text{вп.м}}$, $h_{\text{вп.дл}}$ – потери напора на местных сопротивлениях и по длине; $h_{\text{пов}}$, $h_{\text{п.суж}}$, $h_{\text{соп}}$ и $\zeta_{\text{пов}}$, $\zeta_{\text{п.суж}}$, $\zeta_{\text{соп}}$ – местные потери напора и коэффициенты сопротивлений при повороте трубопровода на 90° , постепенном сужении трубопровода на подходе к соплу, выходе потока из сопла соответственно; $v_{\text{сж}}$ – скорость движения потока во входном сечении сопла; i_t – удельные потери напора при температуре воды t , $^\circ\text{C}$, м/м; $l_{\text{п}}$ – длина подводящего трубопровода, м.

Соединим уравнением Д. Бернулли вида (1) сечения 1'–1' и 2'–2'. Относительно плоскости сравнения 0–0 (рис. 1) имеем:

$$z_{1'} = H + h; z_{2'} = 0; p_{1'} = p_{\text{г.треб}}; v_{2'} = v_{\text{нас}} = \frac{Q_{\text{г}}}{\omega_{\text{нас}}}; v_{1'} = v_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}}}{\omega_{\text{г}}}, \quad (6)$$

где $p_{\text{г.треб}}$ – потребное давление в начальном сечении гидромониторного трубопровода; $v_{\text{нас}}$ – размывающая скорость в выходном сечении конического насадка площадью $\omega_{\text{нас}}$; $v_{\text{г}}$, $Q_{\text{г}}$, $\omega_{\text{г}}$ – скорость, расход, площадь сечения в гидромониторном трубопроводе.

Пьезометрическое давление в сечении 2'–2' принимаем $p_{2'} = \rho_{\text{ж}} g h$. Подставив параметры в уравнение Д. Бернулли и введя обозначение

$p_{г.треб}/\rho_{ж}g = H_{г.треб}$, получим необходимый напор в сечении 1'–1' и выражение для характеристики подводящего трубопровода

$$H_{г.треб} = \frac{\alpha v_{нас}^2}{2g} - \frac{\alpha v_{г}^2}{2g} - H + \sum h_{вт}. \quad (7)$$

Потери напора $\sum h_{вт}$ в гидромониторном трубопроводе

$$\begin{aligned} \sum h_{вт} &= h_{вт.м} + h_{вт.дл} = (h_3 + h_{нас}) + h_{вт.дл} = \\ &= \frac{v_{г}^2}{2g} \left(\zeta_3 + \zeta_{нас} \frac{\omega_{г}^2}{\omega_{нас}^2} \right) + i_l l_{г} = \sum \zeta_{г.м} \frac{v_{г}^2}{2g} + i_l l_{г}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $h_{вт.м}$, $h_{вт.дл}$ – потери напора в местных сопротивлениях и по длине; h_3 , $h_{нас}$, ζ_3 , $\zeta_{нас}$ – потери напора и коэффициенты сопротивления в пробковом кране и при выходе из насадка; $l_{г}$ – длина гидромониторного трубопровода; $\zeta_{г.м}$ – коэффициент местного сопротивления.

Рассмотрим схему струйного насоса-гидроэлеватора (рис. 2) [4].

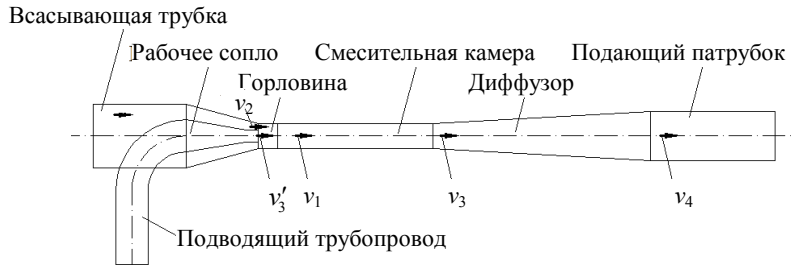


Рис. 2. Схема струйного насоса-гидроэлеватора

Fig. 2. Jet pump-hydraulic elevator diagram

В случае минимальных потерь энергии при смешивании потоков постоянство количества движения до и после смешивания потоков выражается уравнением [4]

$$G_1 v_1 \cos \alpha_1 + G_2 v_2 \cos \alpha_2 = G_3 v_3, \quad (9)$$

где G_1 , G_2 , G_3 – вес подаваемой, инжектируемой жидкостей и жидкости в смесительной камере соответственно; v_1 , v_2 , v_3 – осредненные скорости (по количеству движения): на срезе сопла, инжектируемого потока и потока в смесительной камере; α_1 , α_2 – углы между векторами скорости подаваемого, инжектируемого потоков и направлением основного потока.

Весовой коэффициент инжекции – отношение веса инжектируемой жидкости к весу жидкости, подаваемой из сопла, равен:

$$\beta = \frac{G_2}{G_1} = \frac{\rho_{г.с} V_2}{\rho_{ж} V_1} = \frac{\rho_{г.с}}{\rho_{ж}} \beta', \quad (10)$$

где $\rho_{г.с}$ – плотность инжектируемой жидкости; V_1 , V_2 – объем подаваемой и инжектируемой жидкостей; β' – объемный коэффициент инжекции.

Разделив выражение (9) на G_1 и выразив v_3 , получим:

$$v_3 = \frac{v_1 + \beta v_2}{1 + \beta}. \quad (11)$$

Понижение давления в камере смешения: $h_{п.д} = \frac{v_2^2}{2g}(1 + \zeta_2)$, где ζ_2 – коэффициент местного сопротивления при входе подсасываемого потока в смесительную камеру. Откуда скорость инжектируемого потока равна

$$v_2 = \sqrt{\frac{h_{п.д} 2g}{1 + \zeta_2}}. \quad (12)$$

Суммарный расход гидроэлеватора

$$Q_3 = Q_1 + \beta' Q_1, \quad (13)$$

где Q_1 – расход рабочей жидкости.

$$\text{Диаметр смесительной камеры } d_3 = \sqrt{\frac{4\omega_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q_3}{\pi v_3}}.$$

Скорость в подающем трубопроводе $v_4 = \frac{Q_3}{\omega_4}$, где ω_4 – площадь поперечного сечения подающего трубопровода.

Полезная высота подъема воды [4]

$$H_{\text{под}} = p - \sum h_{w4} = (1 - \zeta_3) \frac{v_3^2}{2g} - h_{п.д} - \sum h_{w4}, \quad (14)$$

где p – давление, создаваемое гидроэлеватором; $\sum h_{w4}$ – потери напора в подающем трубопроводе; ζ_3 – коэффициент, учитывающий потери энергии в смесительной камере и диффузоре, $\zeta_3 = 0,3$ [4].

Соотношения геометрических размеров гидроэлеватора [4]: длина смесительной камеры $l_k = 8d_3$; расстояние до плоскости среза насадки от начала смесительной камеры $l' = 1,5d_1$, где $d_1 = d_c$ (d_c – диаметр сопла); длина диффузора $l_d = 7(d_4 - d_3)$, где d_4 – диаметр подающего трубопровода.

Пример расчета параметров гидроэлеваторной установки

Рассчитаем гидроэлеваторную установку для удаления песчаной пробки из водозаборной скважины глубиной 41 м в д. Узла Мядельского района Минской области (рис. 3). Глубина динамического уровня в скважине при работе гидроэлеватора $Z_d = -34,0$ м. Внутренний диаметр фильтра $d_\phi = 0,15$ м. Рабочий насос погружной, смонтирован в емкости, установленной на насыпи павильона. Принимаем: подводящий трубопровод – труба ПЭ 80 SDR 11-32×2,4 ($d_n = 0,027$ м) длиной $l_n = 43$ м с активным соплом

$d_c = 7$ мм; гидромониторный трубопровод – труба ПЭ 80 SDR 11-20×2,0 ($d_r = 0,016$ м) длиной $l_r = 42$ м с размывающим насадком $d_{нас} = 7$ мм; подающий трубопровод – труба ПЭ 80 SDR 17-50×3 ($d_4 = 0,044$ м).

Построение характеристики подводящего трубопровода. Коэффициент сопротивления плавного сужения равен [9]

$$\zeta_{п.суж} = k \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 = 0,25 \left(\frac{1}{0,615} - 1 \right)^2 = 0,098,$$

где ε – коэффициент сжатия струи при постепенном сужении подводящего трубопровода при подходе к соплу, $\varepsilon \approx 0,615$ при $d_{п} = 0,027$ м, $d_{суж} = 0,010$ м; k – коэффициент смягчения при постепенном сужении, $k = 0,25$ при угле конусности 20° .

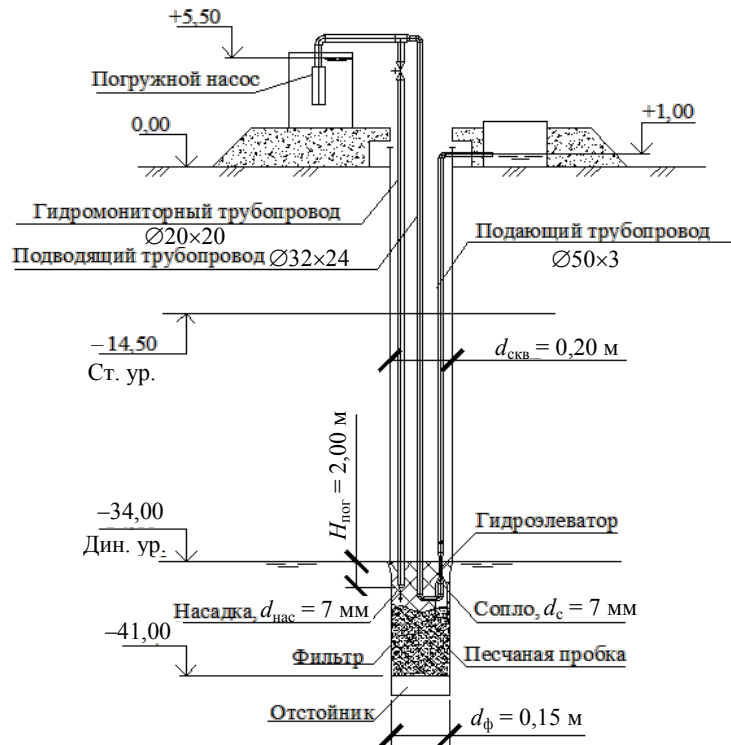


Рис. 3. Схема размещения элементов установки на скважине

Fig. 3. The installation units on the borehole layout

Для сопла, выполненного в виде конически сходящегося насадка при углах конусности 12° – 15° , принимали $\zeta_{соп} = 0,1$. Возьмем $\zeta_{пов} = 0,28$ для плавного поворота на 90° для отношения радиуса закругления к диаметру $R/d = 2$ шероховатого трубопровода [9]. Тогда суммарный коэффициент сопротивления

$$\sum \zeta_{г.м} = \left(2\zeta_{пов} + \zeta_{п.суж} \frac{\omega_{п}^2}{\omega_{сж}^2} + \zeta_{соп} \frac{\omega_{п}^2}{\omega_{с}^2} \right) =$$

$$= 2 \cdot 0,28 + 0,098 \frac{0,027^4}{0,010^4} + 0,09 \frac{0,027^4}{0,007^4} = 24,8.$$

Для определения i_t при $t = 10^\circ\text{C}$ использовали таблицы Шевелева [10]. Требуемый напор вычисляли по формуле (4) и, пренебрегая значением $h_{п.д.}$, строили характеристику подводящего трубопровода (рис. 4, кривая 2).

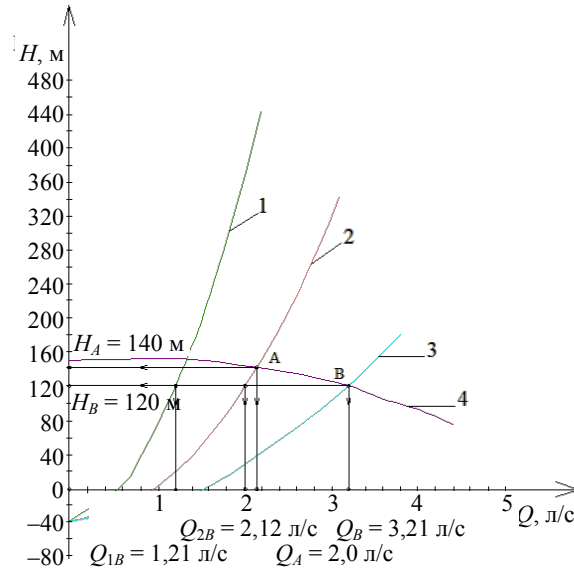


Рис. 4. Характеристики совместной работы погружного насоса и трубопроводов:
1 – характеристика гидромониторного трубопровода; 2 – то же подающего трубопровода;
3 – суммарная характеристика трубопроводов; 4 – характеристика насоса

Fig. 4. Parameters of the submerged pump and manifold joint operation:
1 – characteristic of the water-jet pipe line; 2 – same for the supply pipeline;
3 – combined characteristic of the pipe lines; 4 – the pump characteristics

Построение характеристики гидромониторного трубопровода.

Принимаем: $\zeta_k = 0,05$ – для полностью открытого пробкового крана [9],
 $\zeta_{нас} = 0,09$ – для конически сходящегося насадка при углах конусности
 $\beta = 12^\circ\text{--}15^\circ$, тогда

$$\sum \zeta_{г.м} = \left(\zeta_k + \zeta_{нас} \frac{\omega_{г.}^2}{\omega_{нас}^2} \right) = 0,05 + 0,09 \frac{(0,2 \cdot 10^{-3})^2}{(0,038 \cdot 10^{-3})^2} = 2,5.$$

Требуемый напор вычисляем по формуле (7) и строим характеристику гидромониторного трубопровода (рис. 4, кривая 2), получаем суммарную характеристику двух трубопроводов (кривая 3).

Подбираем погружной насос ЭЦВ 6-10-120 с характеристикой (кривая 4) и находим рабочие точки: A – при работе насоса на один подводящий трубопровод ($H_A = 140$ м; $Q_A = 2,12$ л/с); B – то же на два трубопровода ($H_B = 120$ м; $Q_B = 3,21$ л/с; $Q_{1B} = 1,21$ л/с; $Q_{2B} = 2,00$ л/с).

Расчет геометрических размеров гидроэлеватора

Рассмотрим самый неблагоприятный расчетный случай (рис. 5): насос подает воду в подводящий и гидромониторный трубопроводы при полностью открытой задвижке в последнем (рабочая точка *B*).

Согласно рис. 4, расход в подводящем трубопроводе $Q_1 = Q_{2B} = 2$ л/с. Определяем по (2) скорость инжектируемого потока v_2 , принимая ориентировочно $h_{п.д} \approx 2,0$ м и $\xi_2 = 0,1$ [3]:

$$v_2 = \sqrt{\frac{h_{п.д} \cdot 2g}{1 + \xi_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 9,81}{1 + 0,1}} = 6 \text{ (м/с)}.$$

Определяем весовой коэффициент инжекции β по формуле (10), приняв объемный коэффициент инжекции $\beta' = 0,6$: $\beta = \frac{\rho_{г.с}}{\rho_{ж}} \beta' = \frac{1040}{1000} \cdot 0,6 = 0,62$.

Средняя скорость смешивающихся потоков в начале смесительной камеры на основании выражения (11) составит

$$v_3 = \frac{v_1 + \beta v_2}{1 + \beta} = \frac{52 + 0,62 \cdot 6}{1 + 0,62} = 34,4 \text{ (м/с)},$$

где

$$v_1 = v_c = \frac{Q_1}{\omega_c} = \frac{0,002}{0,785 \cdot 0,007^2} = 52 \text{ (м/с)}.$$

Подача гидроэлеватора $Q_3 = Q_1 + \beta' Q_1 = 2 + 0,6 \cdot 2 = 3,2$ (л/с).

Диаметр смесительной камеры: $d_3 = \sqrt{\frac{4\omega_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q_3}{\pi v_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0032}{3,14 \cdot 34,4}} \approx 0,012$ (м).

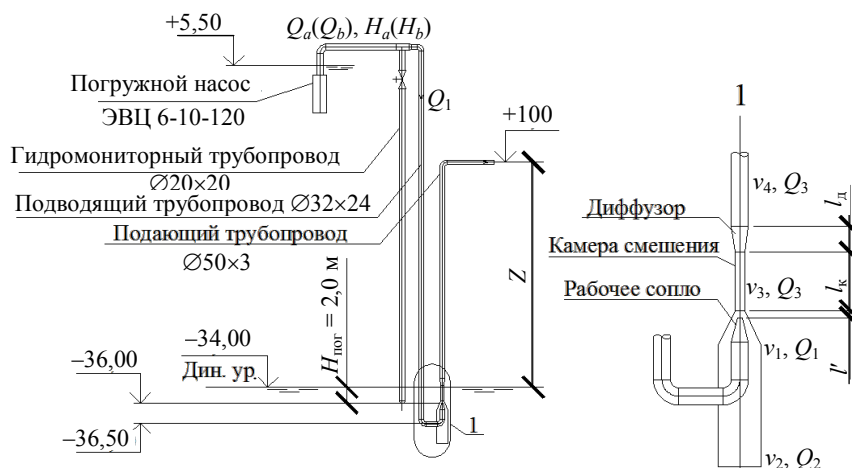


Рис. 5. Расчетная схема гидроэлеваторной установки

Fig. 5. Hydraulic elevator design diagram

Скорость гидросмеси в подающем трубопроводе ($d_4 = 0,044$ м)

$$v_4 = \frac{Q_3}{\omega_4} = \frac{Q_3}{0,785d_4^2} = \frac{3,2 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,044^2} = 2,1 \text{ (м/с)}.$$

Потери напора в подающем трубопроводе

$$\sum h_{w4} = h_{w4м} + h_{w4дл} = \zeta_{пов} \frac{v_4^2}{2g} + i_t l_t = 0,55 \frac{2,1^2}{2 \cdot 9,81} + 0,12 \cdot 35 = 4,3 \text{ (м)},$$

где $h_{w4м}$, $h_{w4дл}$ – потери напора на местных сопротивлениях и по длине подающего трубопровода; $\zeta_{пов} = 0,55$ [9]; $i_t = 0,12$ при $v_4 = 2,1$ м/с [10].

Полезная высота подъема воды, согласно (14):

$$H_{под} = p - \sum h_{w4} = (1 - \zeta_3) \frac{v_3^2}{2g} - h_{пл} - \sum h_{w4} = (1 - 0,3) \frac{34,4^2}{2 \cdot 9,81} - 2 - 4,3 = 35,9 \text{ (м)}.$$

Так как $H_{под} = 35,9 \text{ м} > \Delta Z = 35 \text{ м}$, то гидроэлеватор, работая в самом неблагоприятном режиме, способен поднять песок на поверхность.

Расчетные размеры гидроэлеватора: длина смесительной камеры $l_k = 8d_3 = 8 \cdot 0,012 \approx 0,1$ (м); расстояние до плоскости среза насадки от начала смесительной камеры $l' = 1,5d_1 = 1,5d_c = 1,5 \cdot 0,007 = 0,011$ (м); длина диффузора $l_d = 7 \cdot (d_4 - d_3) = 7 \cdot (0,044 - 0,012) = 0,23$ (м).

Теоретический КПД гидроэлеватора – отношение полезной работы, создаваемой гидроэлеватором, к работе, затрачиваемой рабочим насосом [4]:

$$\eta = \frac{Q_2 p}{Q_1 p_1} = \frac{Q_2 \left[(1 - \zeta_3) \frac{v_3^2}{2g} - h_{пл} \right]}{Q_1 \left(\frac{v_1^2}{2g} - h_{пл} \right)} = \frac{1,2 \cdot \left[(1 - 0,3) \frac{34,4^2}{2 \cdot 9,81} - 2 \right]}{2 \cdot \left(\frac{52^2}{2 \cdot 9,81} - 2 \right)} = 0,18,$$

где p_1 – давление в плоскости выходного сечения насадки.

Для оценки производительности гидроэлеватора определим продолжительность удаления песчаной пробки толщиной $h_{п} = 5$ м в фильтре диаметром $d_{ф} = 150$ мм.

Объем извлекаемого песка $V_{пес} = 0,785d_{ф}^2 h_{пес} = 0,785 \cdot 0,15^2 \cdot 5 = 0,09 \text{ (м}^3\text{)}.$

Масса песка в песчаной пробке $M_{пес} = \rho_{пес} V_{пес} = 1600 \cdot 0,09 = 144 \text{ (кг)}.$

Доля песка в инжектируемой пульпе $A = \frac{\rho_{г.с} - \rho_{ж}}{\rho_{тв} - \rho_{ж}} = \frac{1,04 - 1}{2,65 - 1} = 0,024,$

где $\rho_{г.с}$ – плотность гидросмеси, $\rho_{г.с} = 1,04 \text{ т/м}^3.$

Масса инжектируемого песка в 1 м^3 пульпы $m_{и.пес} = \rho_{тв} \cdot A = 2650 \cdot 0,0242 = 64 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$

Теоретическая продолжительность удаления песчаной пробки

$$t_p = \frac{M_{\text{п}}}{m_{\text{и.пес}} Q_2} = \frac{144}{64 \cdot 0,0012 \cdot 60} = 32 \text{ (мин)}.$$

В результате по полученным размерам был сконструирован и изготовлен гидроэлеватор, конструкция которого позволяет регулировать расстояние от выходного сечения активного сопла до входного сечения камеры смешения. Проведены его лабораторные [3] и полевые испытания [11] в составе гидроэлеваторной установки на скважине в д. Узла Мядельского района, которые подтвердили его эффективность.

ВЫВОД

Разработана методика расчета гидроэлеваторной установки для удаления песчаных пробок из водозаборных скважин, содержащей струйный насос-гидроэлеватор и гидромониторный трубопровод с насадком, обеспечивающим размыв песчаной пробки. Приведен пример расчета параметров установки. Методика позволяет при заданных глубине и диаметре скважины графическим методом подобрать рабочий насос, диаметры подводящего и гидромониторного трубопроводов, а затем рассчитать размеры струйного насоса-гидроэлеватора и подающего трубопровода, произвести анализ эффективности работы установки. Рассчитанная по предлагаемой методике гидроэлеваторная установка прошла испытания в лабораторных и полевых условиях на скважине в д. Узла Мядельского района глубиной 41 м и диаметром 150 мм и подтвердила свою работоспособность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Специальные работы при бурении и оборудовании скважин на воду / Д. Н. Башкатов [и др.]. М.: Недра, 1988. 268 с.
2. Гидроэлеватор: авт. свидетельство СССР № 1173076. А. М. Кл. 4 F04F 5/00 / В. А. Романов, Н. А. Богомоллов (СССР). – Заявка № 3688731/25-06; заявлено 06.01.1984; опубл. 15.08.1985. Бюл. № 30 // Открытия. Изобретения. 1985. № 30.
3. Лабораторные испытания гидроэлеватора для извлечения песчаных пробок из скважин / В. В. Ивашечкин [и др.] // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 11-й Междунар. науч.-практ. конф.: в 4 т., Минск, 2013 г. / БНТУ; редкол.: Б. М. Хрусталева [и др.]. Минск, 2013. Т. 2. С. 109.
4. Каменев, П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве / П. Н. Каменев. М.: Стройиздат, 1964. 403 с.
5. Соколов, Е. А. Струйные аппараты / Е. А. Соколов, Н. М. Зингер. 2-е изд. М.: Энергия, 1970. 288 с.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
7. Сизов, Г. Н. Гидравлические расчеты специальных систем речных танкеров / Г. Н. Сизов. Л.: Судостроение, 1976. 288 с.
8. Лямаев, Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б. Ф. Лямаев. Л.: Машиностроение, 1988. 268 с.
9. Справочник по гидравлическим расчетам / П. Г. Киселев [и др.]; под ред. П. Г. Киселева. М.: Энергия, 1972. 238 с.

10. Шевелев, Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев. 6-е изд. М.: Стройиздат, 1984. 116 с.
11. Натурные испытания гидроэлеватора для извлечения песчаных пробок из скважин / В. В. Ивашечкин [и др.] // Наука – образованию, производству, экономике: материалы 12-й Междунар. науч.-практ. конф.: в 4 т. / редкол.: Б. М. Хрусталеv [и др.]. Минск: БНТУ, 2014. Т. 1. С. 128.

Поступила 06.04.2015 Подписана в печать 29.05.2015 Опубликовано онлайн 29.01.2016

REFERENCES

1. Bashkatov D. N., Drakhlis S. L., Safonov V. V., Kvashnin G. P. (1988) *Special Operations at Drilling and Installation of the Drill-Holes on the Water*. Moscow, Nedra. 268 p. (in Russian).
2. Romanov V. A., Bogomolov N. A. (1985) Hydraulic Ejector. Certificate of Authorship of the USSR No 1173076. (in Russian).
3. Ivashechkin V. V., Avtushko P. A., Kurch A. N., Antipova A. A., Rudman N. A., Bobkova Iu. A. (2013) Hydraulic Ejector Laboratory Experimentations for Extracting Sand Plugs out of the Boreholes. *Nauka – Obrazovaniyu, Proizvodstvu, Ekonomike. Materialy Odinnadtsatoi Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii. Tom 2* [Science to Education, Industry, Economics. Proceedings of the 11th International Science and Technical Conference. Vol. 2]. Minsk: BNTU, 109. (in Russian).
4. Kamenev P. N. (1964) *Hydraulic Elevators in Construction*. Moscow, Stroyizdat. 403 p. (in Russian).
5. Sokolov Ye. A., Zinger, N. M. (1970) *Jet Apparatuses*. 2nd ed. Moscow, Energia. 288 p. (in Russian).
6. Bashta T. M., Rudnev S. S., Nekrasov B. B., Baibakov O. V., Kirillovskii Iu. L. (1982) *Hydraulics, Hydraulic Machines and Allhydraulic Drives*. 2nd ed. Moscow, Mashinostroenie. 423 p. (in Russian).
7. Sizov G. N. (1976) *Hydraulic Calculations of the Riverine Tanker Ships Special Systems*. Leningrad, Sudostroenie. 288 p. (in Russian).
8. Lyamaev B. F. (1988) *Water-Jet Pumps and Installations*. Leningrad, Mashinostroenie. 268 p. (in Russian).
9. Kiselev P. G., Altshul A. D., Danilchenko N. V., Kasparson A. A., Krivchenko G. I., Pashkov N. N., Slisskii S. M. (1972) *Hydraulic Designs Reference Books*. Moscow, Energia. 238 p. (in Russian).
10. Shevelev F. A., Shevelev A. F. (1984) *Tabulations for Water Supply Lines Hydraulic Calculations*. 6th ed. Moscow, Stroyizdat. 116 p. (in Russian).
11. Ivashechkin V. V., Avtushko P. A., Kondratovich A. N., Mashuk Ju. S., Kurch A. N. (2014) Hydraulic Ejector Actual Tests for Extracting Sand Plugs out of the Boreholes. *Nauka – Obrazovaniyu, Proizvodstvu, Ekonomike. Materialy Dvenadstoi Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii. Tom 1* [Science to Education, Industry, Economics. Proceedings of the 12th International Science and Technical Conference. Vol. 1]. Minsk: BNTU, 128. (in Russian).

Received: 6 April 2015

Accepted: 29 May 2015

Published online: 29 January 2016