

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕДИНЕНИЙ СНГ

ЭНЕРГЕТИКА

Том 63, № 3
2020

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ
ИЗДАЕТСЯ С ЯНВАРЯ 1958 ГОДА

Учредитель

Министерство образования Республики Беларусь

Журнал включен в базы данных:
Scopus, EBSCO, DOAJ, WorldCat, OpenAIRE, Google Scholar, РИНЦ,
ЭБС «Лань», НЭБ «КиберЛенинка», Соционет

СОДЕРЖАНИЕ

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

- Фираго Б. И., Александровский С. В.** Исследование переходных процессов электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами при линейном изменении частоты питающего напряжения 197
- Belsky A. A., Skamyin A. N., Vasilkov O. S.** The Use of Hybrid Energy Storage Devices for Balancing the Electricity Load Profile of Enterprises.
(**Бельский А. А., Скамыин А. Н., Васильков О. С.** Применение гибридных накопителей электроэнергии для выравнивания графика нагрузки предприятий) 212

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

- Кулаков Г. Т., Артёменко К. И.** Синтез котельных регуляторов системы автоматического управления мощностью энергоблоков 223
- Ярмольчик Ю. П., Шрёгер Р., Хаберфельнер Х., Пихлер М., Костич Д., Мороз Г. В.** Комбинированное сжигание потоков различных промышленных отходов в топках котлов. Часть 1 236
- Василевич С. В., Малько М. В., Дегтеров Д. В., Асадчий А. Н.** Расчетное исследование выхода твердых продуктов пиролиза древесины при повышенном давлении 253
- Гречихин Л. И., Гутковский А. И.** Воздушный тепловой насос в ветроэнергетике 264
- Бежан А. В.** Повышение эффективности систем теплоснабжения за счет внедрения ветроэнергетических установок 285

Главный редактор Федор Алексеевич Романюк

Редакционная коллегия

- В. ВУЙЦИК (Технический университет «Люблинская политехника», Люблин, Республика Польша),*
В. В. ГАЛАКТИОНОВ (Русский институт управления имени В. П. Чернова, Москва, Российская Федерация),
М. ДАДО (Зволенский технический университет, Зволен, Словацкая Республика),
К. В. ДОБРЕГО (Высшая аттестационная комиссия Республики Беларусь, Минск, Республика Беларусь) (заместитель главного редактора),
И. В. ЖЕЖЕЛЕНКО (Приазовский государственный технический университет, Мариуполь, Украина),
П. В. ЖУКОВСКИИ (Технический университет «Люблинская политехника», Люблин, Республика Польша),
В. В. ИВАШЕЧКИН (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
А. С. КАЛИНИЧЕНКО (Белорусский государственный технологический университет, Минск, Республика Беларусь),
А. И. КИРИЛЛОВ (Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация),
А. КОННОВ (Университет Лунда, Швеция),
Б. К. МАКСИМОВ (Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация),
Х. МАХКАМОВ (Университет Нортумбрии, Великобритания),
А. А. МИХАЛЕВИЧ (Национальная академия наук Беларуси, Минск, Республика Беларусь),
НГО ТУАН КИЕТ (Научный энергетический институт Вьетнамской академии наук и технологий, Ханой, Социалистическая Республика Вьетнам),
О. Г. ПЕНЯЗЬКОВ (Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, Минск, Республика Беларусь),
Е. Н. ПИСЬМЕННЫЙ (Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина),
В. Ю. РУМЯНЦЕВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
Э. Н. САБУРОВ (Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова, Архангельск, Российская Федерация),
А.-С. С. САУХАТАС (Рижский технический университет, Рига, Латвийская Республика),
В. С. СЕВЕРЯНИН (Брестский государственный технический университет, Брест, Республика Беларусь),
В. А. СЕДНИН (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
Б. С. СОРОКА (Институт газа НАН Украины, Киев, Украина),
В. А. СТРОЕВ (Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация),
Е. В. ТОРОПОВ (Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Российская Федерация),
Е. УШПУРАС (Литовский энергетический институт, Каунас, Литовская Республика),
Б. М. ХРУСТАЛЕВ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь),
Л. В. ШЕНЕЦ (Евразийская экономическая комиссия, Москва, Российская Федерация)

Ведущий стилистический редактор В. Н. Гурьянчик

**Издание зарегистрировано в Министерстве информации Республики Беларусь 28 февраля 2019 г.
Регистрационный номер 1257**

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

Подписано к печати 29.05.2020. Формат бумаги 60×84¹/₈. Бумага мелованная.
Печать цифровая. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 100 экз.
Дата выхода в свет . 2020. Заказ .

Адрес редакции: 220013, г. Минск, Республика Беларусь, пр. Независимости, 65.
Белорусский национальный технический университет, корп. 2, комн. 327.
Тел.: +375 17 292-65-14
e-mail: energy@bntu.by; energy-bntu@mail.ru
<http://energy.bntu.by>

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

© Белорусский национальный технический университет, 2020

ISSN 1029-7448 (Print)
ISSN 2414-0341 (Online)

PROCEEDINGS OF THE CIS
HIGHER EDUCATION INSTITUTIONS
AND POWER ENGINEERING ASSOCIATIONS

ENERGETIKA

V. 63, No 3
2020

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL
PUBLISHED FROM JANUARY, 1958

Founder

Ministry of Education of the Republic of Belarus

The Journal is included in the following databases:
Scopus, EBSCO, DOAJ, WorldCat, OpenAIRE, Google Scholar, RISC,
Lan, CyberLeninka, Socionet

CONTENTS

ELECTRICAL POWER ENGINEERING

- Firago B. I., Aleksandrovsky S. V.** Investigation of Transients of the Electrical Drive with a Permanent Magnet Synchronous Motor under a Ramp of Supply Voltage Frequency 197
- Belsky A. A., Skamyin A. N., Vasilkov O. S.** The Use of Hybrid Energy Storage Devices for Balancing the Electricity Load Profile of Enterprises 212

HEAT POWER ENGINEERING

- Kulakov G. T., Artsiomenka K. I.** Synthesis of Boiler Controllers of the Automatic Power Control System of Power Units. 223
- Yarmolchick Yu. P., Schröger R., Habermelner H., Pichler M., Kostić D., Moroz G. V.** Combined Combustion of Various Industrial Waste Flows in Boiler Furnaces. Part 1 236
- Vasilevich S. V., Malko M. V., Degterov D. V., Asadchyi A. N.** Computational Study of the Yield of Solid Wood Pyrolysis Products under High Pressure 253
- Gretchikhin L. I., Hutkouski A. I.** Air Heat Pump in Wind Power 264
- Bezhan A. V.** Performance Improvement of Heat Supply Systems Through the Implementation of Wind Power Plants 285

Editor-in-Chief Fiodar A. Romaniuk

Editorial Board

- W. T. WÓJCIK (Lublin University of Technology "Politechnika Lubelska", Lublin, Republic of Poland),*
V. V. GALAKTIONOV (Russian Institute of Management named after V. P. Chernov, Moscow, Russian Federation),
M. DADO (Technical University in Zvolen, Zvolen, Slovak Republic),
K. V. DOBREGO (Higher Attestation Commission of the Republic of Belarus, Minsk, Republic of Belarus) (Deputy Editor-in-Chief),
I. V. ZHEZHELENKO (Pryazovskyi State Technical University, Mariupol, Ukraine),
P. W. ZHUKOWSKI (Lublin University of Technology "Politechnika Lubelska", Lublin, Republic of Poland),
V. V. IVASHECHKIN (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
A. S. KALINICHENKO (Belarusian State Technological University, Minsk, Republic of Belarus),
A. I. KIRILLOV (Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russian Federation),
A. KONNOV (Lund University, Sweden),
B. K. MAKSIMOV (National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russian Federation),
K. MAHKAMOV (Northumbria University, United Kingdom),
A. A. MIKHALEVICH (The National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus),
NGO TUAN KIET (Research Energy Institute under the Vietnam Academy of Science and Technology, Hanoi, Socialist Republic of Vietnam),
O. G. PENYAZKOV (A. V. Luikov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus),
E. N. PISMENNYI (National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine),
V. Yu. RUMIANTSEV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
E. N. SABUROV (Northern (Arctic) Federal University named after M. V. Lomonosov, Arkhangelsk, Russian Federation),
A.-S. S. SAUHATAS (Riga Technical University, Riga, Republic of Latvia),
V. S. SEVERYANIN (Brest State Technical University, Brest, Republic of Belarus),
V. A. SEDNIN (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
B. S. SOROKA (The Gas Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine),
V. A. STROEV (National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russian Federation),
E. V. TOROPOV (South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation),
E. UŠPURAS (Lithuanian Energy Institute, Kaunas, Republic of Lithuania),
B. M. KHROUSTALEV (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus),
L. V. SHENETS (The Eurasian Economic Commission, Moscow, Russian Federation)

Leading Style Editor V. N. Guryanchyk

**Publication is registered in the Ministry of Information of the Republic of Belarus in 2019, February, 28th
Reg. No 1257**

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

Passed for printing 29.05.2020. Dimension of paper 60×84¹/₈. Coated paper.
Digital printing. Type face Times. Conventional printed sheet .
An edition of 100 copies. Date of publishing 2020. 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; energy-bntu@mail.ru
<http://energy.bntu.by>

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

© Belarusian National Technical University, 2020

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-197-211>

УДК 621.31.83.52

Исследование переходных процессов электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами при линейном изменении частоты питающего напряжения

Б. И. Фираго¹⁾, С. В. Александровский¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. Синхронные двигатели с электромагнитным возбуждением и возбуждением от постоянных магнитов используются в различных промышленных установках, включая грузо-подъемные машины и механизмы. Однако в большинстве случаев для регулирования скорости двигателей используется зависимое задание частоты питающего двигателя напряжения, т. е. векторное управление. В последнее время появился интерес к использованию частотно-регулируемых синхронных электроприводов с независимым заданием частоты питающего двигателя напряжения (скалярное частотное управление), так как они проще, чем электроприводы с векторным управлением. В то же время по сравнению с частотно-регулируемыми асинхронными электроприводами синхронные имеют меньшие потери мощности, жесткие механические характеристики без обратной связи по скорости, самый простой закон частотного управления – пропорциональный, который, однако, позволяет электродвигателю развивать почти максимальный момент в заданном частотном диапазоне благодаря постоянному магнитному потоку. В статье рассматривается аналитическое исследование переходных процессов электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами (СДПМ) без демпферной обмотки при линейном изменении частоты питающего двигателя напряжения и линеаризации угловой характеристики. Получены аналитические выражения для угловой скорости и электромагнитного момента СДПМ при пуске, торможении, набросе и сбросе нагрузки. Расчеты угловой скорости и электромагнитного момента СДПМ по этим формулам позволяют оценить качество переходного процесса и определить максимальный электромагнитный момент двигателя, который не должен превышать допустимой величины. Показано, что при постоянном статическом моменте электропривод на основе СДПМ с обычным скалярным частотным управлением имеет незатухающие гармонические колебания скорости, что не позволяет применять его в установках с постоянным статическим моментом. Для устойчивой работы синхронного электропривода в установившемся режиме при постоянном статическом моменте предложен способ скалярного частотного управления электроприводом на основе СДПМ, где применяется отрицательная обратная связь по ускорению ротора. Результаты его расчета сопоставлены с результатами имитационного моделирования с использованием СДПМ фирмы OMRON типа SGMSH-50D мощностью 5 кВт и напряжением 400 В. Сравнение результатов показало эффективность применения предложенного способа управления по демпфированию колебаний СДПМ при постоянном статическом моменте.

Ключевые слова: синхронный двигатель с постоянными магнитами, частотное управление, обратная связь, переходные процессы

Для цитирования: Фираго, Б. И. Исследование переходных процессов электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами при линейном изменении частоты питающего напряжения / Б. И. Фираго, С. В. Александровский // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 3. С. 197–211. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-197-211>

Адрес для переписки

Фираго Бронислав Иосифович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/11,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-95-61
eapu@bntu.by

Address for correspondence

Firago Bronislav I.
Belarusian National Technical University
65/11, Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-95-61
eapu@bntu.by

Investigation of Transients of the Electrical Drive with a Permanent Magnet Synchronous Motor under a Ramp of Supply Voltage Frequency

B. I. Firago¹⁾, S. V. Aleksandrovsky¹⁾

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

Abstract. Electromagnetic excitation synchronous motors or permanent magnet excitation synchronous motors are used in various industrial facilities, including hoisting machines and mechanisms. However, in the most cases for the motor angular velocity control a dependent frequency reference, i.e. vector control, is used. Recently, there has been interest in using frequency-controlled synchronous electric drives with independent frequency setting of the motor supply voltage (i.e. with scalar frequency control), since they are simpler than electric drives with vector control. At the same time, in comparison with frequency-controlled asynchronous electric drives, synchronous drives lose less power, they are of rigid mechanical characteristics without speed feedback, and of the simplest law of frequency control, viz. of a proportional one, which, however, allows the electric motor to develop almost the maximum moment in a given frequency range due to constant magnetic flux. The article concerns an analytical study of the transients of a permanent magnet synchronous motor (PMSM) electric drive without a damping winding under a ramp of supply voltage and the linearization of the angular characteristic. Analytical expressions for the PMSM angular velocity and electromagnetic torque during starting, braking, loading up and loading down of the synchronous motor have been obtained. Calculations of the PMSM angular velocity and electromagnetic with the use of these formulae make it possible to estimate quality of the transients under examination and to determine an electromagnetic torque maximum value that must not exceed a specified one. It has been shown that under constant load torque the permanent magnet synchronous motor drive at usual scalar frequency control has the continuous angular velocity oscillations. To have a steady-state stable operation of PMSM electric drive under a constant load torque, the authors of the article have proposed a technique for the scalar frequency control of PMSM drive using a feed-back on the basis of synchronous motor rotor acceleration. The results of transients' calculations have been compared with the results of computer modeling of the PMSM electric drive on the basis of OMRON motor of the SGMSH-50D type (rated power is 5 kW and the rated voltage is 400 V). The comparison of the results demonstrated the effectiveness of the proposed control method for damping PMSM vibrations at a constant static moment.

Keywords: permanent magnet synchronous motor, frequency control, feed-back, transients

For citation: Firago B. I., Aleksandrovsky S. V. (2020) Investigation of Transients of the Electrical Drive with a Permanent Magnet Synchronous Motor under a Ramp of Supply Voltage Frequency. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (3), 197–211. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-197-211> (in Russian)

Введение

В настоящее время наметился определенный интерес к синхронному электроприводу при скалярном частотном управлении [1–3]. Поэтому актуально рассмотреть переходные процессы синхронного электропривода при независимом задании частоты питающего напряжения. Для возможности аналитического исследования переходных процессов синхронного электропривода линеаризована угловая характеристика синхронного двигателя с постоянными магнитами (СДПМ) и принят постоянным статический момент нагрузки. Из разнообразия законов плавного изменения частоты напряжения, а следовательно, угловой синхронной скорости СДПМ

в переходном процессе, остановимся на линейном, который наиболее распространен на практике. Рассматриваемые в статье вопросы базируются на нашей публикации [4].

В исследовании представлен аналитический метод расчета переходных процессов электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами. Предложен способ управления СДПМ, при котором обеспечивается стабилизация угловой скорости ротора в установившемся режиме частотно-регулируемого синхронного двигателя без демпферной обмотки.

Структурная схема и математическая модель линеаризованного синхронного электропривода

Синхронные двигатели с постоянными магнитами при поверхностном расположении магнитов на роторе двигателя можно рассматривать как неявнополюсные синхронные двигатели (СД) с недовозбуждением [5]. СДПМ проектируются для электроприводов с векторным управлением, поэтому необходимости в установке на роторе демпферной (пусковой) короткозамкнутой обмотки нет. В этом случае электромагнитный момент двигателя в переходном процессе при скалярном частотном управлении будет состоять только из синхронного момента, определяемого по уравнению:

$$M_{\text{син}} = \frac{M_{\text{ном}}}{\theta_{\text{ном}}} \theta = b\theta, \quad (1)$$

где b – магнитная жесткость СДПМ, обусловленная упругой связью ротора с вращающимся магнитным полем, $b = \frac{M_{\text{ном}}}{\theta_{\text{ном}}}$; $M_{\text{ном}}$ – номинальный электромагнитный момент СДПМ; $\theta_{\text{ном}}$ – номинальный механический угол нагрузки СДПМ, $\theta_{\text{ном}} = \frac{\theta_{\text{эл.ном}}}{p_{\text{п}}}$; $\theta_{\text{эл.ном}}$ – номинальный электрический угол нагрузки СДПМ; $p_{\text{п}}$ – число пар полюсов обмотки статора СДПМ; θ – угол нагрузки.

Угол рассогласования в положении магнитных осей статора и ротора, который еще называется углом нагрузки, определяется интегралом

$$\theta = \int (\omega_0 - \omega) dt, \quad (2)$$

где ω_0 , ω – текущее значение угловой скорости магнитного поля и ротора СДПМ.

Добавляем уравнение движения электропривода

$$M - M_c = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (3)$$

где J – момент инерции электропривода, принимается постоянным; M_c – статический момент, также принимается неизменным.

Уравнения (1) и (3) с учетом (2) запишем в операторной форме:

$$M(p) = \frac{b}{p} [\omega_0(p) - \omega(p)];$$

$$p\omega(p) = \frac{1}{J} [M(p) - M_c(p)].$$

Этим двум уравнениям соответствует структурная схема, представленная на рис. 1.

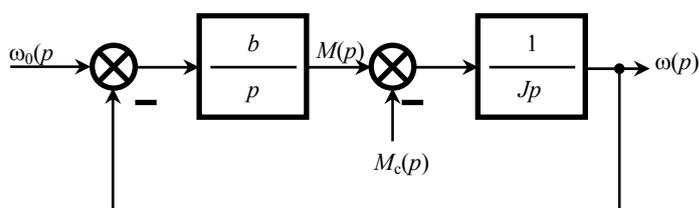


Рис. 1. Структурная схема линейризованного синхронного электропривода

Fig. 1. A model block diagram of the linearized synchronous electrical drive

Исследуем переходный процесс синхронного электропривода при линейном изменении частоты f_1 питающего напряжения [6], а следовательно, и линейном изменении угловой скорости магнитного поля

$$\omega_0 = \varepsilon_0 t + \omega_{0\text{нач}},$$

где ε_0 – задаваемое угловое ускорение магнитного поля; $\omega_{0\text{нач}}$ – начальная угловая скорость магнитного поля.

Математическая модель рассматриваемого синхронного электропривода при принятых допущениях представлена системой уравнений:

$$\omega_0 = \varepsilon_0 t + \omega_{0\text{нач}};$$

$$M = b \int (\omega_0 - \omega) dt; \quad (4)$$

$$M - M_c = J \frac{d\omega}{dt}.$$

Переходные процессы частотно-регулируемого электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами без демпферной обмотки

Статический момент нагрузки записывается уравнением [7]

$$M_c = C_n \omega^n, \quad (5)$$

где ω – текущее значение угловой скорости СДПМ; C_n – коэффициент, определяемый для текущей угловой скорости как

$$C_n = \frac{M_c(\omega)}{\omega^n},$$

$M_c(\omega)$ – статический момент при данной угловой скорости ω ; n – показатель степени, который принимает значения $n = 0, 1, 2$.

На основании уравнения движения электропривода (3) получаем

$$b \int (\omega_0 - \omega) dt - C_n \omega^n = J \frac{d\omega}{dt}.$$

Продифференцируем полученное уравнение

$$b(\omega_0 - \omega) - \frac{\partial M_c}{\partial \omega} \frac{d\omega}{dt} = J \frac{d^2\omega}{dt^2}.$$

Находим модуль жесткости характеристики статического момента при $\omega = \omega_0$ для данного показателя степени n , характеризующего статический момент:

$$\left. \frac{\partial M_c}{\partial \omega} \right|_{\omega=\omega_0} = \beta_n = C_n n \omega_0^{n-1}. \quad (6)$$

В итоге получаем уравнение движения электропривода на основе СДПМ с обобщенным выражением статического момента

$$b(\omega_0 - \omega) - \beta_n \frac{d\omega}{dt} = J \frac{d^2\omega}{dt^2}.$$

Разделим на коэффициент b левую и правую части уравнения

$$\omega_0 - \omega - \frac{\beta_n}{b} \frac{d\omega}{dt} = \frac{J}{b} \frac{d^2\omega}{dt^2}. \quad (7)$$

Как показано в [5], собственная частота электромеханических колебаний синхронного электропривода определяется выражением $\Omega_0 = \sqrt{\frac{b}{J}}$,

а отношение $\tau = \frac{\beta_n}{b}$ можно назвать электромагнитной постоянной времени синхронного электропривода.

В результате (7) преобразуется к виду

$$\frac{1}{\Omega_0^2} \frac{d^2\omega}{dt^2} + \tau \frac{d\omega}{dt} + \omega = \omega_0.$$

Данное дифференциальное уравнение имеет такое характеристическое выражение

$$\frac{1}{\Omega_0^2} p^2 + \tau p + 1 = 0,$$

или

$$p^2 + \tau \Omega_0^2 p + \Omega_0^2 = 0,$$

где $\tau \Omega_0^2 = \frac{\beta_n}{b} \frac{b}{J} = \frac{\beta_n}{J} = \frac{1}{T_{m,n}}$; $T_{m,n}$ – электромеханическая постоянная времени

электропривода при данном виде статического момента.

В итоге характеристическое уравнение принимает вид

$$p^2 + \frac{1}{T_{m,n}} p + \Omega_0^2 = 0.$$

Обозначим $\zeta_n = \frac{1}{2T_{m,n}}$ – коэффициент затухания колебаний при данном

виде статического момента.

Теперь характеристическое уравнение

$$p^2 + 2\zeta_n p + \Omega_0^2 = 0 \quad (8)$$

имеет корни $p_{1,2} = -\zeta_n \pm \sqrt{\zeta_n^2 - \Omega_0^2}$.

Обычно $\zeta \ll \Omega_0$, поэтому имеем комплексно-сопряженные корни $p_{1,2} = -\zeta_n \pm j\Omega_p$, где Ω_p – резонансная частота электромеханических колебаний синхронного электропривода, $\Omega_p = \sqrt{\Omega_0^2 - \zeta_n^2}$.

Как следует из приведенных выражений, коэффициент затухания и резонансная частота являются функцией характера статического момента, т. е. показателя степени n , который может принимать значения $n = 0, 1, 2$.

Проанализируем корни характеристического уравнения, а следовательно, динамические свойства электропривода на основе СДПМ без демпферной обмотки со скалярным частотным управлением, когда синхронная угловая скорость ротора может находиться в диапазоне $\omega_{0\min} \leq \omega_0 \leq \omega_{0\text{ном}}$.

При показателе степени $n = 0$ имеем $M_c = C_n = \text{const}$, т. е. постоянный статический момент и, как видно из (6), нулевое значение модуля жесткости β_n статического момента, приводящее к нулевому значению коэффициента затухания ζ_n . В характеристическом уравнении (8) два мнимых корня $p_{1,2} = \pm j\Omega_0$, которые свидетельствуют о незатухающих электромеханических колебаниях синхронного электропривода с частотой Ω_0 при отсутствии демпферной обмотки в СДПМ. Следовательно, СДПМ без демпферной обмотки нельзя использовать в скалярных системах частотного управления с постоянным статическим моментом.

На основании (4) можно получить дифференциальное уравнение для угловой скорости ω ротора синхронного двигателя

$$\frac{J}{b} \frac{d^2\omega}{dt^2} + \omega = \omega_{0\text{нач}} + \varepsilon_0 t. \quad (9)$$

Преобразуя (9), находим дифференциальное уравнение для электромагнитного момента СДПМ

$$\frac{J}{b} \frac{d^2M}{dt^2} + M = M_c + M_{\text{дин},0}. \quad (10)$$

Для дифференциального уравнения угловой скорости ротора можно записать общее решение

$$\omega = \omega_{0\text{нач}} + \varepsilon_0 t + \left(A e^{j\Omega_0 t} + B e^{-j\Omega_0 t} \right), \quad (11)$$

где A , B – постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий:

$$\omega(t=0) = \omega_{\text{нач}};$$

$$\left. \frac{d\omega}{dt} \right|_{t=0} = \frac{M_{\text{нач}} - M_c}{J} = \varepsilon_{\text{нач}}.$$

Используем эти начальные условия для (11) и находим постоянные интегрирования A и B , которые после подстановки в (11) и необходимых преобразований позволяют получить окончательное выражение для угловой скорости СДПМ в переходном процессе:

$$\omega = \omega_{0\text{нач}} + \varepsilon_0 t - \Delta\omega_{\text{нач}} \cos(\Omega_0 t) - \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_{\text{нач}}}{\Omega_0} \sin(\Omega_0 t), \quad (12)$$

где $\Delta\omega_{\text{нач}} = \omega_{0\text{нач}} - \omega_{\text{нач}}$.

Для дифференциального уравнения (10) начальные условия будут следующими:

$$M(t=0) = M_{\text{нач}};$$

$$\left. \frac{dM}{dt} \right|_{t=0} = b\Delta\omega_{\text{нач}}.$$

Используя эти начальные условия совместно с (9) для нахождения решения уравнения (10), после преобразований получаем выражение для электромагнитного момента СДПМ в переходном процессе

$$M = M_c + M_{\text{дин},0} - \left[\left(M_{\text{нач}} - M_c - M_{\text{дин},0} \right) \cos(\Omega_0 t) + \frac{b\Delta\omega_{\text{нач}}}{\Omega_0} \sin(\Omega_0 t) \right]. \quad (13)$$

В качестве примера на рис. 2 приведены результаты расчета по полученным формулам (12) и (13) кривых переходного процесса – угловой скорости двигателя и электромагнитного момента электропривода с СДПМ типа SGMSH-50D фирмы OMRON мощностью 5 кВт и напряжением 400 В при коэффициенте инерции $K_J = 2$, относительном статическом моменте $\mu_c = 0,4$ и времени линейного изменения угловой скорости магнитного поля $t_0 = 0,2$ с.

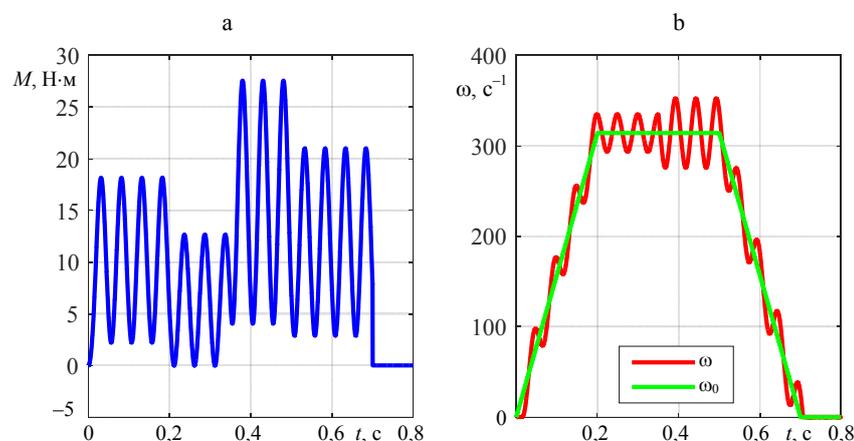


Рис. 2. Кривые переходных процессов при разгоне и торможении синхронного двигателя с постоянными магнитами типа SGMSH-50D при линейном изменении частоты питающего напряжения: а – электромагнитный момент электропривода; б – угловая скорость двигателя

Fig. 2. The curves of the transients of the SGMSH-50D type permanent magnet synchronous motor under accelerating and braking when the frequency of the supply voltage ramps: а – electromagnetic torque of the electric drive; б – motor angular velocity

Как видно из графиков, при отсутствии демпферной обмотки на роторе СДПМ переходные процессы электромагнитного момента и угловой скорости происходят в автоколебательном режиме. Внутренние демпфирующие свойства двигателя, обусловленные, например, механическими потерями, недостаточны для гашения колебаний, что делает неприемлемым применение СДПМ при скалярном частотном управлении без демпферной обмотки или специальных алгоритмов управления двигателем для механизмов с постоянным статическим моментом.

Переходные процессы частотно-регулируемого синхронного электропривода с постоянными магнитами с отрицательной обратной связью по угловому ускорению

В [8–10] при питании частотно-управляемых синхронных двигателей в качестве независимой переменной используется задаваемая угловая скорость ω_3 в преобразователе частоты, а выходная частота $f_{1,3}$, или задаваемая угловая частота $\omega_{1,3}$, вычисляется из выражения

$$\omega_{1,3} = \omega_{эл,3} + \Delta\omega_{эл} = p_n (\omega_3 + \Delta\omega),$$

где $\Delta\omega_{эл}$ определяется на основании модели СДПМ при вычислении активной мощности (так делают в векторных системах управления электродвигателем).

Назвать такой закон скалярным частотным управлением не совсем правомерно. В рассматриваемом случае применяется независимое задание частоты питающего СД напряжения и соответственно угловой частоты $\omega_{1,3} = p_n \omega_{0,3}$, где $\omega_{0,3}$ – задаваемая синхронная угловая скорость СД.

Угловая скорость ротора ω СД в переходном процессе определяется выражением

$$\omega = \omega_{0,3} - \Delta\omega,$$

где $\Delta\omega$ – изменение скорости относительно $\omega_{0,3}$ в переходном процессе.

При набросе нагрузки для СД с демпферной обмоткой, например, $\Delta\omega$ приведено в [5]. В других случаях, исходя из уравнений скорости в переходном процессе, можно определить $\Delta\omega_{эл}$, которое после затухания становится равным нулю и установившаяся угловая скорость $\omega_{уст.} = \omega_{0,3} = const$.

Для обоснования возможности уменьшения колебаний ротора СД без демпферной обмотки при независимом задании частоты в скалярном частотном управлении СДПМ на рис. 3 представлена структурная схема электропривода при линеаризации угловой характеристики СДПМ и наличии отрицательной обратной связи по ускорению ротора [11].

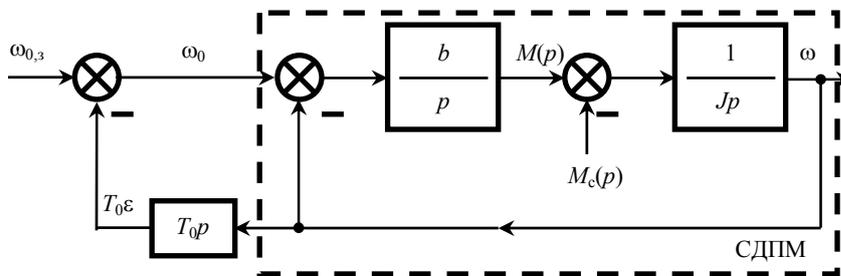


Рис. 3. Структурная схема синхронного двигателя с постоянными магнитами при линеаризации угловой характеристики двигателя и наличии отрицательной обратной связи по угловому ускорению ротора

Fig. 3. A block diagram of the permanent magnet synchronous motor when the angular characteristic of the motor is linearized and there is a negative feedback on the angular acceleration of the rotor

При линейном задании имеем

$$\omega_{0,3} = \omega_{0нач} + \varepsilon_0 t,$$

где $\omega_{0нач}$ – начальное значение задаваемой синхронной угловой скорости СДПМ в переходном процессе; ε_0 – задаваемое угловое ускорение ротора,

$$\varepsilon_0 = \frac{\omega_{0кон} - \omega_{0нач}}{t_0}; \quad \omega_{0кон} - \text{конечное значение задаваемой синхронной угловой скорости СДПМ в переходном процессе; } t_0 - \text{время линейного изменения задаваемой синхронной угловой скорости.}$$

На основании структурной схемы электропривода на рис. 3 определяем:

$$\Delta\omega_0 = T_0 \frac{d\omega}{dt};$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M - M_c}{J} = \frac{M_{дин}}{J};$$

$$\omega_0 = \omega_{0,3} - T_0 \frac{M_{\text{дин}}}{J};$$

$$M = b \int (\omega_{0,3} - T_0 \frac{M_{\text{дин}}}{J} - \omega) dt,$$

где b – магнитная жесткость СДПМ; T_0 – постоянная времени.

Продифференцируем последнее уравнение

$$\frac{dM}{dt} = b \left[\omega_{0,3} - T_0 \frac{M_{\text{дин}}}{J} - \omega \right].$$

Рассматривая переходный процесс в пределах линейного изменения $\omega_{0,3}$, можно получить

$$M_{\text{дин}} = M_{\text{дин},0} = J \varepsilon_0,$$

что позволяет определить жесткость кривой динамического момента

$$\beta = \frac{M_{\text{дин}}}{\omega_{0,\text{кон}} - \omega_{0,\text{нач}}} = \frac{J}{t_{0,3}}.$$

Обозначим $\frac{J}{\beta} = t_{0,3} = T_0$ – постоянная времени, тогда $\frac{T_0}{J} = \frac{1}{\beta}$.

В результате

$$\frac{dM}{dt} = b \left[\omega_{0,3} - \frac{M_{\text{дин}}}{\beta} - \omega \right] = \frac{b}{\beta} \left[(\omega_{0,3} - \omega) \beta - M_{\text{дин}} \right].$$

Отношение $\tau = \frac{\beta}{b}$ имеет размерность времени и в пределах принятых условий является постоянной величиной, поэтому называем τ постоянной времени.

Получаем дифференциальное уравнение

$$\tau \frac{dM}{dt} + M = \beta(\omega_{0,3} - \omega) + M_c.$$

Продифференцируем это выражение

$$\tau \frac{d^2 M}{dt^2} + \frac{dM}{dt} = \beta \varepsilon_0 - \beta \frac{d\omega}{dt} = \beta \varepsilon_0 - \beta \frac{M - M_c}{J} = \beta \varepsilon_0 - (M - M_c) \frac{1}{T_0}.$$

Имеем

$$\tau T_0 \frac{d^2 M}{dt^2} + T_0 \frac{dM}{dt} + M = \beta \varepsilon_0 T_0 + M_c = J \varepsilon_0 + M_c = M_{\text{дин}} + M_c.$$

В окончательном виде получаем

$$\tau T_0 \frac{d^2 M}{dt^2} + T_0 \frac{dM}{dt} + M = M_{\text{дин}} + M_c. \quad (14)$$

Теперь найдем дифференциальное уравнение для угловой скорости ротора ω СД. Продифференцируем уравнение электромагнитного момента СДПМ с вычитанием M_c для данной структурной схемы:

$$b \int \left(\omega_{0,\text{нач}} + \varepsilon_0 t - \omega - T_0 \frac{M_{\text{дин}}}{J} \right) dt - M_c = J \frac{d\omega}{dt};$$

$$b \left(\omega_{0,\text{нач}} + \varepsilon_0 t - \omega - T_0 \frac{M_{\text{дин}}}{J} \right) = J \frac{d^2\omega}{dt^2}.$$

Разделим на b обе части уравнения

$$\omega_{0,\text{нач}} + \varepsilon_0 t - \omega - T_0 \frac{M_{\text{дин}}}{J} = \frac{J}{b} \frac{d^2\omega}{dt^2}.$$

Учитывая, что $\frac{J}{b} = \frac{J}{\beta} \frac{\beta}{b} = T_0 \tau$, имеем

$$T_0 \tau \frac{d^2\omega}{dt^2} + T_0 \frac{d\omega}{dt} + \omega = \omega_{0,\text{нач}} + \varepsilon t = \omega_{0,3}. \quad (15)$$

Для обоснования принятой отрицательной обратной связи в системе управления «преобразователь частоты – синхронный двигатель с постоянными магнитами» в последнем дифференциальном уравнении пренебрегаем постоянной времени τ по сравнению с T_0 . Тогда получаем для скорости ротора дифференциальное уравнение первого порядка

$$T_0 \frac{d\omega}{dt} + \omega = \omega_{0,3},$$

которое запишем в виде

$$T_0 \frac{d\omega}{dt} = \omega_{0,3} - \omega.$$

Воздействовать на изменение скорости можно только за счет изменения частоты. Как показано в [5], угловая скорость ротора СД в переходном

процессе $\omega = \omega_{0,3} - \frac{d\theta}{dt} = \omega_{0,3} - \Delta\omega_0$.

Теперь получаем

$$T_0 \frac{d\omega}{dt} = \omega_{0,3} - \omega_{0,3} + \Delta\omega_0 = \Delta\omega_0.$$

Это выражение положено в основу отрицательной обратной связи для уменьшения колебаний скорости электропривода с СДПМ без демпферной обмотки при независимом задании частоты в скалярном частотном управлении синхронного двигателя.

Следует отметить, что T_0 является постоянной величиной только на интервале линейного изменения частоты (синхронной угловой скорости).

При выходе на $\omega_{0,3} = \omega_{\text{кон}} = \text{const}$ значение $T_0 = J/\beta$ уменьшается, так как при данном J величина β будет возрастать.

Выражения (14) и (15) имеют характеристическое уравнение

$$\tau T_0 p^2 + T_0 p + 1 = 0,$$

или

$$p^2 + \frac{1}{\tau} p + \frac{1}{\tau T_0} = 0.$$

Обозначим $\xi = \frac{1}{2\tau}$ и назовем коэффициентом затухания; $m = \frac{T_0}{\tau}$ – отношение постоянных времени.

Запишем $T_0 = m\tau$, тогда $\tau T_0 = m\tau^2$ и характеристическое уравнение принимает вид

$$p^2 + 2\xi p + \frac{1}{m\tau^2} = 0,$$

или

$$p^2 + \frac{1}{\tau} p + \frac{1}{m\tau^2} = 0. \quad (16)$$

Решением (16) будет выражение

$$p_{1,2} = -\frac{1}{2\tau} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2\tau}\right)^2 - \frac{1}{m\tau^2}} = -\frac{1}{2\tau} \pm \frac{1}{2\tau} \sqrt{\frac{m-4}{m}}.$$

Если $m < 4$, получаем комплексно сопряженные корни $p_{1,2} = -\xi \pm j\Omega_p$,

где $\Omega_p = \frac{1}{2\tau} \sqrt{\frac{4-m}{m}}$ – резонансная частота колебаний ротора двигателя.

Определим условия, при которых имеем

$$m = \frac{T_0}{\tau} < 4, \text{ или } T_0 < 4\tau.$$

Учтем, что $\tau = \frac{\beta}{b} = \frac{J}{T_0} \frac{1}{b}$, тогда $T_0 < 4 \frac{J}{T_0} \frac{1}{b}$, или $T_0^2 < 4 \frac{J}{b}$.

Принимаем во внимание, что

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{b}{J}}, \quad (17)$$

где Ω_0 – собственная частота электромеханических колебаний синхронного электропривода.

Получаем неравенства:

$$T_0^2 < \frac{4}{\Omega_0^2}; \quad (\Omega_0 T_0)^2 < 4, \text{ или } \Omega_0 T_0 < 2.$$

Из этих условий для данного СДПМ при известном моменте инерции электропривода J можем по (17) вычислить Ω_0 , а затем найти время линей-

ного задания $\omega_{0,3}(t)$ в переходном процессе $t_{0,3} = T_0 < \frac{2}{\Omega_0}$, а также соответ-

ственно задаваемое ускорение $\varepsilon_{0,3} = \frac{\omega_{0\text{кон}} - \omega_{0\text{нач}}}{t_{0,3}}$ и задаваемый динамиче-

ский момент в переходном процессе $M_{\text{дин},0,3} = J \varepsilon_{0,3}$. Также можно использовать величину $t_{0,3} = T_0$ в цепи обратной связи по ускорению в предложенной структурной схеме указанного синхронного электропривода со скалярным частотным управлением.

Представляет интерес рассмотреть переходный процесс при $m = 2$, т. е.

когда $T_0 = 2\tau$, или $\tau = \frac{T_0}{2}$:

$$\frac{T_0}{2} = \frac{1}{T_0} \frac{1}{\Omega_0^2} \Rightarrow T_0^2 = \frac{2}{\Omega_0^2}; (\Omega_0 T_0)^2 = 2 \Rightarrow \Omega_0 T_0 = \sqrt{2},$$

$T_0 < \frac{\sqrt{2}}{\Omega_0}$ удовлетворяет условию (16).

В данном случае будет оптимальный переходный процесс. Следовательно, если нет каких-либо ограничений, то можно принять

$$t_{0,3} = T_{0,\text{опт}} = \frac{\sqrt{2}}{\Omega_0} = \frac{1,41}{\sqrt{J}}.$$

Выполним компьютерное моделирование переходных процессов электропривода с СДПМ типа SGMSH-50D фирмы OMRON мощностью 5 кВт и напряжением 400 В при линейном изменении частоты питающего напряжения и наличии отрицательной обратной связи по угловому ускорению при коэффициенте инерции $K_J = 2$, относительном статическом моменте $\mu_c = 0,4$ и времени линейного изменения угловой скорости магнитного поля $t_0 = 0,25$ с (рис. 4).

Можно отметить, что в переходном процессе скорости при наличии отрицательной обратной связи по ускорению по сравнению с переходным процессом скорости при наличии демпферной обмотки при $t > (6 \div 8)\tau$ имеет место отклонение угловой скорости ротора ω от угловой скорости магнитного поля ω_0 на величину

$$\Delta\omega = \omega_0 - \omega = \varepsilon_0 T_0.$$

Такое изменение угловой скорости ротора СД аналогично изменению угловой скорости двигателя постоянного тока независимого возбуждения (ДПТ НВ) или асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором (АД КЗР) при линейном задании ω_0 . В то же время в установившемся режиме, когда $\varepsilon_0 = 0$, в отличие от ДПТ НВ и АД КЗР, отклонение угловой скорости СДПМ $\Delta\omega = \omega_0 - \omega = 0$.

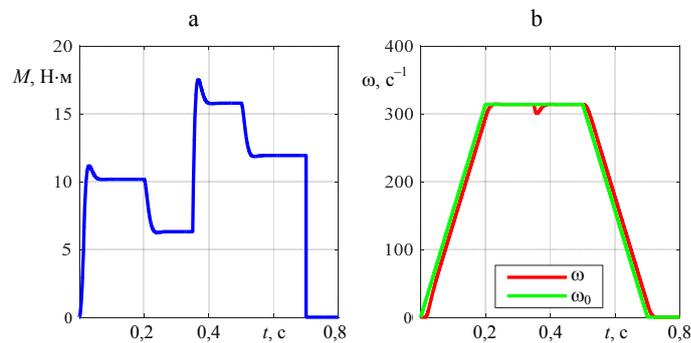


Рис. 4. Кривые переходных процессов при разгоне и торможении синхронного двигателя с постоянными магнитами типа SGMSH-50D при линейном изменении частоты питающего напряжения и наличии отрицательной обратной связи по угловому ускорению: а – электромагнитный момент; б – угловая скорость двигателя

Fig. 4. Accelerating and braking transients of the permanent magnet synchronous motor of the SGMSH-50D type under a ramp of frequency profile of supplied voltage and a negative feed-back on the angular acceleration: a – electromagnetic torque; b – motor angular velocity

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика аналитического расчета переходных процессов частотно-регулируемого электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами при линейном изменении частоты напряжения.

2. При скалярном частотном управлении, отсутствии демпферной обмотки в синхронном двигателе с постоянными магнитами и постоянном статическом моменте ($n = 0$) переходные процессы электромагнитного момента и угловой скорости ротора двигателя имеют незатухающие колебания, при которых невозможна нормальная работа машин и механизмов.

3. Предложен способ управления синхронным двигателем с постоянными магнитами, при котором обеспечивается стабилизация угловой скорости ротора в установившемся режиме частотно-регулируемого синхронного двигателя без демпферной обмотки. При этом используется независимое задание частоты в скалярном частотном управлении по пропорциональному закону $U_1/f_1 = \text{const}$, когда от сигнала заданной величины частоты питающего двигателя напряжения вычитается сигнал, пропорциональный первой производной угловой скорости ротора ε , с коэффициентом T_0 , зависящим от момента инерции электропривода.

4. Разработанная методика расчета переходных процессов электропривода может быть применена на практике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мохсен, А. Перспективный электропривод мостовых кранов / А. Мохсен // Электромеханические системы, методы моделирования та оптимізації: зб. матер. VI Міжнар. наук.-техн. конф. молод. учених і спец. у місті Кременчук, 8–10 квітня 2008 р. / Кремен. держ. політехн. ун-т; наук. ред. О. П. Чорний. Кременчук, 2008. С. 57–61.
2. Brock, S. Energy-Optimal V/F Control of Permanent Magnet Synchronous Motors for Fan Applications / S. Brock, T. Pajchrowski // Zeszyty Problemowe. Maszyny Elektryczne. 2011. No 92. P. 169–174.
3. Paitandi, S. Analysis, Design and Implementation of Sensorless V/F Control in a Surface-Mounted PMSM without Damper Winding / S. Paitandi, M. Sengupta // Sādhanā. 2017. Vol. 42, No 8. P. 1317–1333. <https://doi.org/10.1007/s12046-017-0662-4>.
4. Фираго, Б. И. Исследование переходных процессов в частотно-регулируемом синхронном электроприводе / Б. И. Фираго, С. В. Александровский // Энергетика. Изв. высш.

- учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2016. Т. 59, № 6. С. 507–518. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-6-507-518>.
5. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. Минск: Техноперспектива, 2006. 363 с.
 6. Фираго, Б. И. Свойства, характеристики и параметры синхронного двигателя с постоянными магнитами при векторном и скалярном частотном управлении / Б. И. Фираго, С. В. Александровский // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 3. С. 205–218. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-205-218>.
 7. Фираго, Б. И. Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. Минск: Техноперспектива, 2007. 585 с.
 8. A Sensorless Stable V/F Control Method for Permanent-Magnet Synchronous Motor Drives / P. D. Perera Chandana [et al.] // IEEE Transactions on Industry Applications. 2003. Vol. 39, No 3. P. 783–791. <https://doi.org/10.1109/tia.2003.810624>.
 9. Шмарин, Я. А. Повышение эффективности электропривода объемного гидронасоса многоколесной автотранспортной платформы / Я. А. Шмарин. Челябинск, 2017. 150 с.
 10. Коршунов, А. Равноускоренный частотный пуск синхронного двигателя с постоянными магнитами на роторе [Электронный ресурс] / А. Коршунов // Силовая электроника. 2007. № 1. Режим доступа: https://power-e.ru/wp-content/uploads/2007_01_58.pdf.
 11. Фираго, Б. И. Способ управления электроприводом переменного тока с синхронным двигателем с постоянными магнитами: заявка № а20190141 / Б. И. Фираго, С. В. Александровский. Опубл. 14.05.2019.

Поступила 27.12.2019 Подписана в печать 27.02.2020 Опубликована онлайн 29.05.2020

REFERENCES

1. Mokhsen A. (2008) Promising Electrical Drive for Overhead Cranes. *Elektromekhanichni Sistemi, Metody Modelyuvannya ta Optimizatsii: Zb. Mater. VI Mizhnar. Nauk.-Tekhn. Konf. Molod. Uchenikh i Spets. u Misti Kremenchuk, 8–10 Kvitnya 2008 r.* [Electromechanical Systems, Modelling and Optimization Methods: Proceedings of the VI Scientific and Technical Conference of Young Scientists and Professionals, Kremenchuk, 8–10 April 2018]. Kremenchuk, KPSU, 57–61 (in Russian).
2. Brock S., Pajchrowski T. (2011) Energy-Optimal V/F Control of Permanent Magnet Synchronous Motors for Fan Applications. *Zeszyty Problemowe. Maszyny Elektryczne*, (92), 169–174.
3. Paitandi S., Sengupta M. (2017) Analysis, Design and Implementation of Sensorless V/F Control in a Surface-Mounted PMSM without Damper Winding. *Sādhanā*, 42 (8), 1317–1333. <https://doi.org/10.1007/s12046-017-0662-4>.
4. Firago B. I., Aleksandrovsky S. V. (2016) The Study of Transient Processes of the Frequency-Regulated Synchronous Electric Drive. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 59 (6), 507–518. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-6-507-518> (in Russian).
5. Firago B. I., Pawlaczyk L. B. (2006) *Regulated Alternative Current Electric Drives*. Minsk, Tekhnoperspektiva Publ. 363 (in Russian).
6. Firago B. I., Aleksandrovsky S. V. (2019) Properties, Characteristics and Parameters of Permanent Magnet Synchronous Motors under Vector and Scalar Frequency Control. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (3), 205–218. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-205-218> (in Russian).
7. Firago B. I., Pawlaczyk L. B. (2007) *The Theory of Electrical Drives*. Minsk, Tekhnoperspektiva Publ., 585 (in Russian).
8. Chandana Perera P. D., Blaabjerg F., Pedersen J. K., Thogersen P. (2003) A Sensorless, Stable V/F Control Method for Permanent-Magnet Synchronous Motor Drives. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 39 (3), 783–791. <https://doi.org/10.1109/tia.2003.810624>.
9. Shmarin Ya. A. (2017) *Improving Performance of a Volumetric Hydraulic Pump Electrical Drive for Multi Wheel Platform*. Chelyabinsk, 15 (in Russian).
10. Korshunov A. (2007) Equal Acceleration Frequency Starting of the Permanent Synchronous Motor with a Constant Acceleration. *Silovaya Elektronika* [Power Electronics], (1). Available at: https://power-e.ru/wp-content/uploads/2007_01_58.pdf (in Russian).
11. Firago B. I., Aleksandrovskii S. V. (2019) *A Technique for Control of Alternating Current Electrical Drive with a Permanent Magnet Synchronous Motor*. The Inventor's Application No a20190141 (in Russian).

Received: 27 December 2019 Accepted: 27 February 2020 Published online: 29 May 2020

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-212-222>

UDC: 621.311.6

The Use of Hybrid Energy Storage Devices for Balancing the Electricity Load Profile of Enterprises

A. A. Belsky¹⁾, A. N. Skamyin¹⁾, O. S. Vasilkov¹⁾

¹⁾Saint Petersburg Mining University (Saint Petersburg, Russian Federation)

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Abstract. In this article, the authors consider the possibility of using a hybrid energy storage system to even out the load profile of the enterprise. Solving the problem of rational use of energy storage taking into account the initial variable load schedule will significantly reduce not only the cost of electricity consumption by the enterprise, but also the costs of its production. Detailed characteristics of batteries with various types of electrolytes and supercapacitors are given. A model of the active scheme of a hybrid electric energy storage system consisting of a lithium-ion battery and a supercapacitor unit with the corresponding characteristics is presented. The model was carried out by using the SimPowerSystems software in MatLab. During the simulation, the temperature and the aging effects and of the batteries were not taken into account. The self-discharge parameter of the battery was also not presented. As a result of the simulation, discharge characteristics of supercapacitors and batteries were obtained based upon which the expediency of their combined use for leveling load profiles of various types was substantiated. The paper presents the results of the simulation of operating modes of a hybrid energy storage device, combining the advantages of two types of energy storage devices, as well as a diagram of delivered power to the network, corresponding to the specified parameters. The paper provides a mathematical description of the increasing power by hybrid storage system resulting from the combined use of supercapacitors and batteries. The paper presents the dependence of the power increase ratio on the frequency and the pulse current duty ratio, which proves that the maximum possible output power of the hybrid storage system can be several times greater than the power of a single battery having the same parameters.

Keywords: hybrid energy storage device, rechargeable battery, supercapacitor, electricity load profile, power consumption

For citation: Belsky A. A., Skamyin A. N., Vasilkov O. S. (2020) The Use of Hybrid Energy Storage Devices for Balancing the Electricity Load Profile of Enterprises. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (3), 212–222. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-212-222>

Адрес для переписки

Скамьин Александр Николаевич
Санкт-Петербургский горный университет
21 линия В. О., 2,
199106, Санкт-Петербург, Российская Федерация
Тел.: +7 812 328-82-70
skamin_an@pers.spmi.ru

Address for correspondence

Skamyin Aleksandr N.
Saint Petersburg Mining University
2, 21 line V. O.,
199106, Saint Petersburg, Russian Federation
Tel.: +7 812 328-82-70
skamin_an@pers.spmi.ru

Применение гибридных накопителей электроэнергии для выравнивания графика нагрузки предприятий

А. А. Бельский¹⁾, А. Н. Скамыин¹⁾, О. С. Васильков¹⁾

¹⁾Санкт-Петербургский горный университет (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

Реферат. В статье рассматривается возможность применения гибридного накопителя электроэнергии для выравнивания графика нагрузки предприятия. Решение задачи рационального использования накопителей энергии с учетом исходного переменного графика нагрузки позволит существенно снизить не только затраты на потребление электроэнергии предприятием, но и затраты при ее производстве. Приводятся подробные характеристики аккумуляторных батарей с различными типами электролитов и суперконденсаторов. Представлена модель активной схемы гибридного накопителя электроэнергии, состоящего из литий-ионной батареи и блока суперконденсаторов с соответствующими характеристиками. Модель разработана с помощью пакета прикладных программ SimPowerSystems в MatLab. При моделировании не учитывались температурный эффект и эффект старения аккумуляторных батарей, а также параметры относительно саморазряда аккумуляторной батареи. В результате моделирования получены характеристики разряда блоков суперконденсаторов и аккумуляторных батарей, на основании которых выявлена целесообразность их совместного использования для выравнивания графиков нагрузки различных типов. Представлены результаты моделирования режимов работы гибридного накопителя энергии, совмещающего достоинства двух типов накопителей энергии, а также получен график отдаваемой в сеть мощности, соответствующий заданным параметрам. Приведено математическое описание процесса увеличения мощности гибридного накопителя в результате совместного использования блоков суперконденсаторов и аккумуляторных батарей. Построен график зависимости коэффициента увеличения мощности от частоты и величины коэффициента заполнения импульсного тока, который показывает, что максимально возможная выходная мощность гибридной накопительной системы может быть в разы больше мощности одиночной батареи с такими же параметрами.

Ключевые слова: гибридный накопитель электроэнергии, аккумуляторная батарея, суперконденсатор, график электрической нагрузки, потребление электроэнергии

Для цитирования: Бельский, А. А. Применение гибридных накопителей электроэнергии для выравнивания графика нагрузки предприятий / А. А. Бельский, А. Н. Скамыин, О. С. Васильков // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 3. С. 212–222. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-212-222>

Introduction

Due to the development of electric power systems, an increase in the capacities of power generating units, the issue of electric energy storage becomes more and more relevant. Since the electric load curve is one of the key indicators of the rational use of power supplied to the enterprise, it can be concluded that irregularity of this curve reduces the energy efficiency of power generation, transmission and consumption [1–5]. In order to implement each of these stages it is required to install expensive equipment with overestimated characteristics, which operates at its rated values only for a short time period.

Proceeding from the above, the development of an approach to the rational use of energy storage devices (ESD) taking into account the initial variable load curve will significantly reduce not only the costs associated with power consumption by the enterprise, but also the costs associated with power generation [6]. The most advantageous is the use of ESD in connection points with a sharply fluctuating type of load, in stand-alone power supply systems, in microgrids with non-

conventional power sources [7–9] and in stand-alone power plants of the oil and gas sector [10, 11], with the majority of consumers having stochastic or periodically changing loads, the power of which is comparable to the power of generating units.

The existing modes of operation of electric energy storage devices are as follows: electric power accumulation (charge), storing (buffer), electric power output (discharge) and emergency (sharp load release and load rise).

Under conditions of the mode of power accumulation, the storage device is charged with excess electric power mainly when passing the “off-peak” load, which renders possible to avoid the generating equipment stopping. When operating in the buffer (“floating”) mode, the storage device works in parallel with another (primary) source of electric power. Under conditions of the discharge mode, the storage device delivers accumulated power to the consumer. In the event of emergency, the storage device allows one to damp power fluctuations, since modern electric energy storage devices have a high rate of power output to the network, as well as high maneuverability, which is characterized by the power reverse time t_{rev} , required to transfer it from the accumulation mode to the output mode, and vice versa [12, 13].

Being a multifunctional element of the energy grid, the energy storage device, in addition to controlling active power, can at the same time act as a reactive power control device, an active filter of higher harmonics [14–16], and also as a device for compensating the asymmetry of a three-phase voltage.

To date, a wide range of storage devices, based on various principles, has been created, characterized by different cost/performance parameters and purpose of use, among which, first of all, it is worth noting batteries and supercapacitors (ionistors). This paper presents a comparative analysis of the characteristics of these storage devices, considers special aspects of their operation, as well as the possibility of using a hybrid storage device for leveling the load curve of the enterprise.

**Determination of the structure
of a hybrid electric energy storage system**

Storage devices of various types have been widely used in electric power systems of different countries, but nonetheless the most significant place among them is given to batteries. It is also worth noting that recently interest in electric energy storage devices has significantly increased owing to enhancement of works on the creation of intelligent electric power systems, wherein these devices act as one of the key elements. The principle of operation of a battery is based on the reversibility of chemical reactions [17]. Detailed comparative characteristics of batteries with various types of electrolytes are presented in Tab. 1.

Table 1

The comparative characteristics of batteries

Title	Capacity of unit, A·h	Energy density, W·h/kg	Number of charge/discharge cycles	Permissible charge temperature range, °C	Permissible discharge temperature range, °C
Lead Acid	26–3000	30–60	200–1200	–20–50	–20–50
Li-ion	40–800	80–160	700–3000	0–45	–20–60
NiCd	10–1100	45–80	1500	0–45	–20–65
Ni-NaCl	40–200	140–190	3000–7000	0–45	–20–65
NiMH	0,3–7	60–120	300–500	0–45	–20–65

Lithium-ion and nickel-cadmium batteries are the most widely used in industrial electric energy storage devices. These batteries are used, as a rule, under the buffer mode, i. e. are in a full charged state and at any moment are ready to accept the current load. The full charged state is maintained by constant or periodic recharging. However, they can also be operated under charge/discharge mode; therefore, it is advantageous to use these storage devices for leveling load fluctuations in energy grids within 24 hours. The disadvantages of the batteries include the high cost and their lifespan which directly depends on the number and pattern of “charge/discharge” cycles during operation. These characteristics are the main limiting factor, keeping these storage devices from widespread use. In addition, the paper [18] considers another factor, limiting the use of batteries, namely, the response time of the storage device. The response time of batteries makes up to 60 ms according to the Electric Power Research Institute (USA). This factor can have a significant impact when choosing an electric energy storage device, because there are some technological processes, wherein power supply shortage even for 20 ms is critical.

However, supercapacitors (SC) are virtually missing the above-mentioned disadvantages. Distinctive features of SC include the possibility of their quick charge an unlimited number of times and discharge within a time period varying from several milliseconds to tens of minutes, delivering high capacities to the load. It is advantageous to use this feature of SC under emergency operating modes of the electric energy storage device. The disadvantages and limiting factors of the use of SC include relatively low energy density and high self-discharge. It is also worth noting that the response time of SC makes from 1 μ s. The characteristics of SC are presented in Tab. 2.

Table 2

Characteristics of supercapacitors

Title	Capacity of unit, F	Energy density, W·h/kg	Number of charge/discharge cycles	Permissible charge temperature range, °C	Permissible discharge temperature range, °C
SC	500–12000	1–10	>500 000	–40–65	–40–65

Proceeding from the aforesaid factors, to date, it is advantageous to use batteries together with SC to compensate for the disadvantages and combine the advantages, to create hybrid electric energy storage devices (HESD) [13].

The paper [19] considers possible embodiments of the structure of a hybrid electric energy storage device in details. Taking into account the above-mentioned it can be concluded, that the most preferred embodiment for HESD circuit is an active circuit using two DC/DC converters.

Simulation modeling of the active circuit of a hybrid electric energy storage device

To substantiate the efficiency of the use of batteries together with supercapacitors, a simulation model of a hybrid storage device was developed, as shown in Fig. 1.

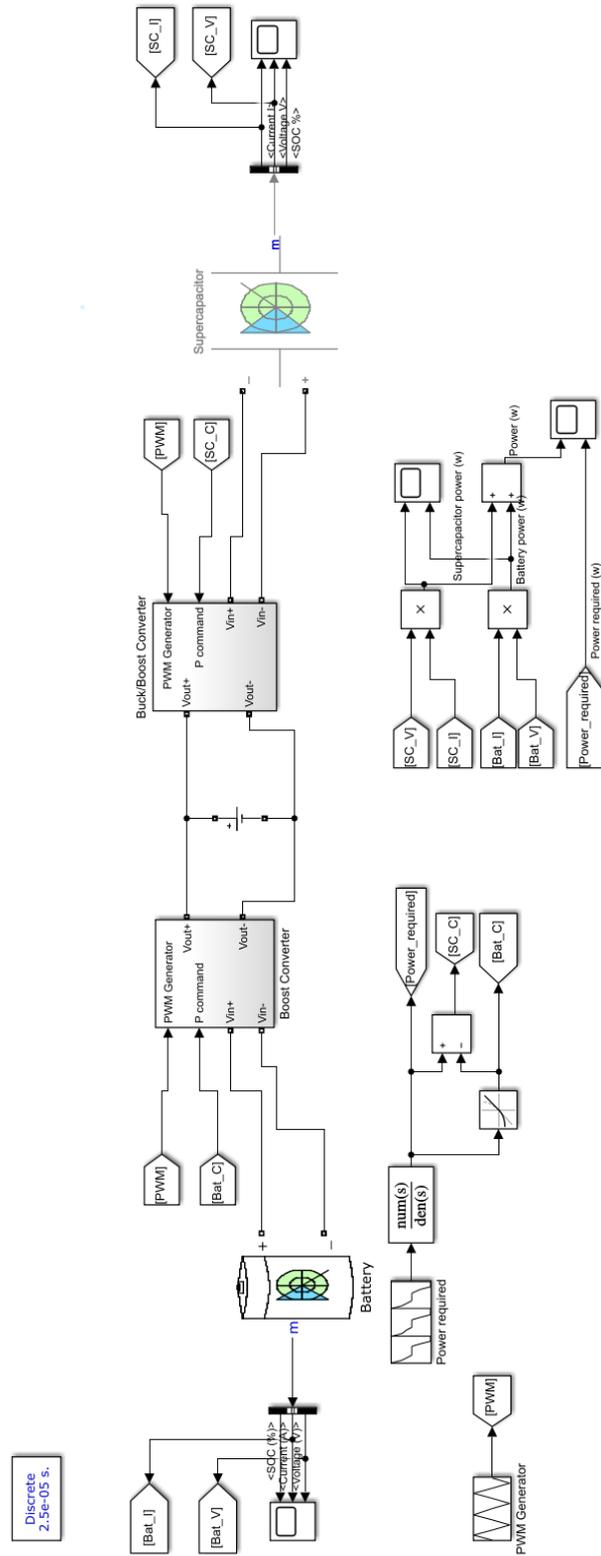


Fig. 1. Simulation model of a hybrid storage system

This model presents an active circuit of a hybrid electric energy storage device consisting of a lithium-ion battery and a unit of supercapacitors having the corresponding characteristics. The temperature effect and the aging effect of the batteries were not taken into account during the simulation. The effect of battery self-discharge was not considered as well. Fig. 2 illustrates a model of DC-DC converters for batteries and supercapacitors, which constitute one of the main components of HESD.

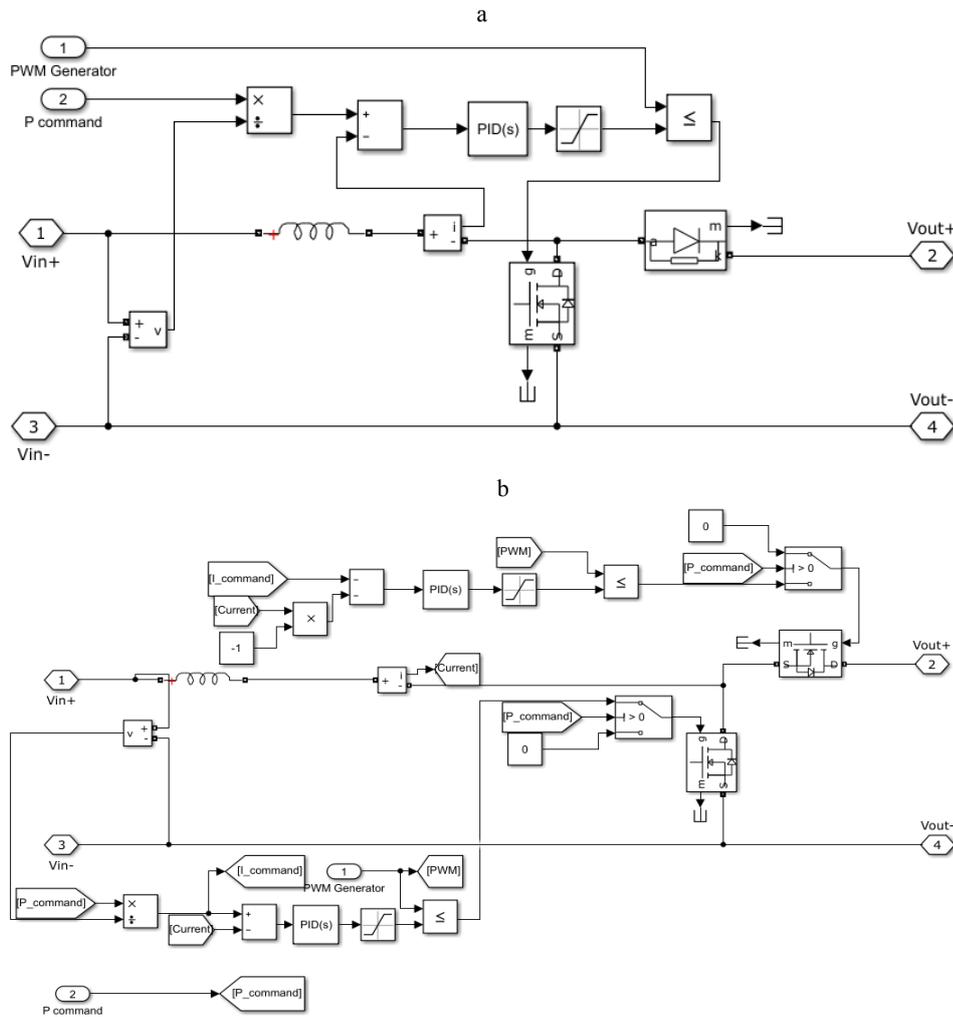


Fig. 2. The boost converter model (a), the buck/boost converter model (b)

As a result of the simulation, the dependences of the generated power by the battery P_{bat} and supercapacitors P_{sc} on time period t were obtained, as shown in Fig. 3.

Having analyzed these dependencies, it is worth noting that there are some differences in the pattern of power output to the network. Since the specific feature of SC is the quick discharge of the unit with the output of a large amount

of power to the network, it is expedient to use this storage device to compensate for peak dips. Slow discharging, with gradual delivering power to the network, is typical for batteries, which will allow compensation for longer power dips. Also worth noting is the increase in the lifespan of batteries due to reducing the influence of peak loads when used together with supercapacitors.

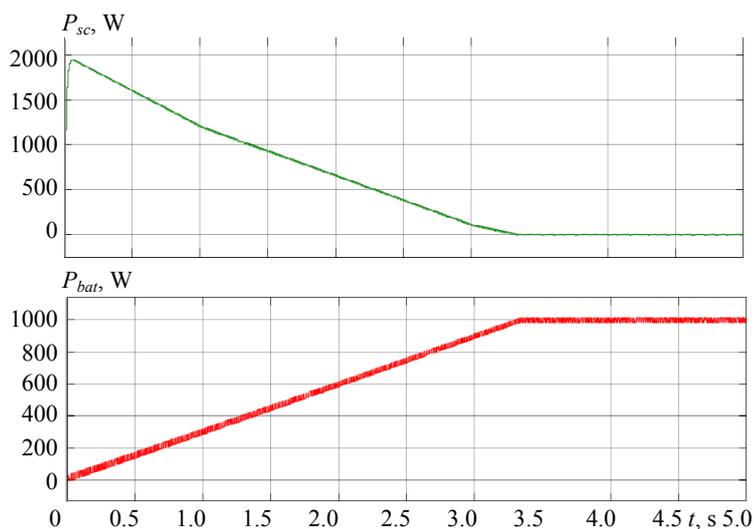


Fig. 3. The diagram of generated power by the battery and supercapacitors

Fig. 4 illustrates a diagram of output power P_{out} by a hybrid electric energy storage device to the grid compared to the required power P_{req} , combining the advantages of two types of energy storage devices.

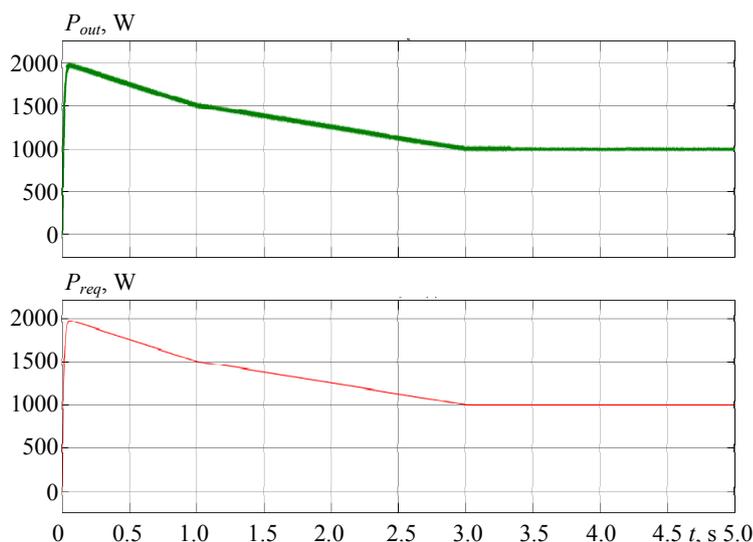


Fig. 4. The diagram of power output by a hybrid electric energy storage device to the grid

Based on the results obtained, it can be concluded that the use of hybrid electric energy storage devices will allow one to efficiently solve the tasks associated with leveling the load curve. Since most load curves of industrial enterprises are characterized by a sharply fluctuating pattern, the use of supercapacitors together with batteries will allow one to more efficiently “utilize” excesses and implement power “dips” leveling. Hybrid storage devices, compared to storage devices, comprising only batteries, have the following advantages:

- an increase in the electric energy storage device peak power;
- an increase in the electric energy storage device operation time due to a decrease in the impact of peak load on the battery;
- reduction in power reverse time, since supercapacitors are characterized by quick response.

However, it is worth noting that the electric power transfer from the storage device to the load is subject to compliance with the quality parameters of electric power, and this requires achieving electromagnetic compatibility of objects with their cost efficiency accounted for [20].

Power increase ratio in the hybrid energy storage system

As it was mentioned previously, the use of the battery together with SC allows one to increase the total capacity of the electric energy storage device. Let us compare the capacity of a hybrid storage device with a storage device comprising only batteries.

The maximum current in the battery is reached at the end of the load pulsed current. However, the maximum battery current at the n^{th} pulse depends on the initial conditions. Provided that $n \rightarrow \infty$, the maximum battery current is determined by the following equation:

$$I_{b,\max} = I_0 \left(1 - \frac{R_b}{R_{SC} + R_b} \frac{e^{-\beta DT} (1 - e^{-\beta(1-D)T})}{1 - e^{-\beta T}} \right) = I_0 (1 - \zeta_c) = \frac{1}{\gamma},$$

$$\beta = \frac{1}{(R_b + R_{SC}) C_{SC}},$$

where I_0 – current of the load; R_b – internal battery impedance; R_{SC} – active resistance of the SC; C_{SC} – capacity of the SC; D – fill factor of the pulsed load current; T – period of the pulsed current; ζ_c – distribution ratio.

The distribution ratio can be determined by the equation

$$\zeta_c = \frac{R_b}{R_{SC} + R_b} \frac{e^{-\beta DT} (1 - e^{-\beta(1-D)T})}{1 - e^{-\beta T}},$$

where γ – power increase ratio of HESD, which equal to:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \zeta_c} = \frac{1}{1 - \frac{R_b}{R_{SC} + R_b} \frac{e^{-\beta DT} (1 - e^{-\beta(1-D)T})}{1 - e^{-\beta T}}}$$

Provided that there are no supercapacitors the distribution ratio is equal to zero, $\zeta_c = 0$, while the power increase ratio is equal to unit $\gamma = 1$ and $I_{b,\max} = I_0$. This means that the load is supplied by the battery. A hybrid energy system is capable to supply a more powerful load than a single battery. If the battery rated current is I_b , then according to the expression $i_b(t) = \frac{1}{R_b} [U_b - U_0(t)]$ the new possible load current for the hybrid energy system can be determined according to the equation:

$$I_0 = \gamma I_b,$$

and the maximum (peak) power

$$P_{\max} = I_0 U_b = \gamma I_b U_b = \gamma P_l.$$

In the presence of SC, the power increase ratio γ makes more than 1. This ratio shows the amount of extra power that a hybrid energy system can accumulate compared to a single battery. It is also worth noting that the power increase ratio γ depends on the frequency f and the fill factor D of the load pulsed current. Fig. 5 illustrates the dependence of the power increase ratio γ on the frequency and the fill factor D of the pulsed current.

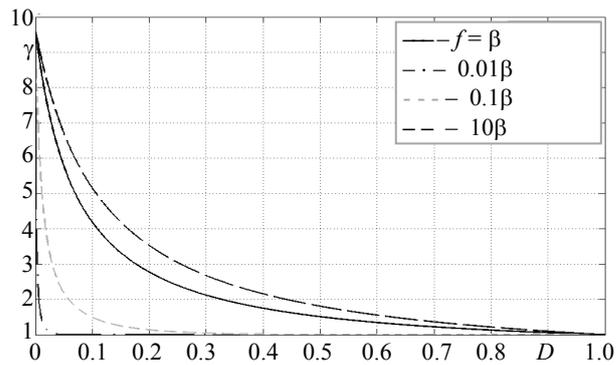


Fig. 5. The dependence of the power increase ratio γ on the frequency and the fill factor D

It is seen from the diagram that the less the frequency of the pulsed load current (approaching the direct current), the smaller the power increase ratio γ for all values of the fill factor D . The more the frequency of the pulsed load current approaches the internal frequency of the system, the less the increase in

the power increase ratio γ , the limit of which is reached at $f = 10f_{\text{sys}}$. For any frequency, the power increase ratio γ reaches its maximum at $D \rightarrow 0$. In this case: $\lim_{D \rightarrow 0} \gamma = \frac{R_{SC} + R_b}{R_b} = 9.6$. It means that by theory the maximum possible

value of output power of the hybrid energy storage system is 9.6 times larger than a single battery having the same parameters. When applying the same type of the load, an increase in the electric capacitance of SC gives an increase in ζ_c and γ , due to large distribution of current on SC. It is also evident that the lower the internal resistance of SC, the better the characteristics of the hybrid energy storage system.

CONCLUSION

The issue of the combined use of supercapacitors and batteries, considered in the paper, allows one to conclude that the use of such hybrid energy storage devices can contribute to efficient solving the task of leveling the load profile, resulting to an increase in the total capacity and operation time of the storage device. It is worth noting that leveling the load profile gives the most important effect in terms of the energy grid and is economically stimulated. It renders possible to increase the installed capacity utilization factor for power stations, while reducing the idle time of generating capacities and reducing specific fuel consumption.

Acknowledgement

This research has been conducted with financial support from Russian Science Foundation grant (project No 18-79-00127).

REFERENCES

1. Shklyarskiy Ya. E., Pirog S. (2016) Impact of the Load Curve on Losses in the Power Supply Network of the Company. *Zapiski Gornogo Instituta = Journal of Mining Institute*, 222, 858–863.
2. Volobriniskii S. D. (1976) *Electrical Loads and Balances of the Industrial Companies*. Leningrad, Energiya Publ. 128 (in Russian).
3. Khomiakov K. A., Ustinov D. A. (2019) On the Need for Adjusting the Method of Calculation of Electrical Loads for Enterprises of Mineral Resources Industry. *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 25 (1), 71–78 (in Russian).
4. Khronusov G. S. (1998) *Formation of Effective Modes of Power Consumption of Intermediate Enterprises*. Ekaterinburg, Ural State Geological Academy. 340 (in Russian).
5. Zhukovskiy Y. L., Koteleva N. I. (2018) Development of Augmented Reality System for Servicing Electromechanical Equipment. *Journal of Physics: Conference Series*, 1015, 042068. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1015/4/042068>.
6. Batueva D. E., Shklyarskiy J. E. (2019) Increasing Efficiency of Using Wind Diesel Complexes Through Intellectual Forecasting Power Consumption. *Proceedings of the 2019 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering. (EIcon-Rus)*, 434–436. <https://doi.org/10.1109/eiconrus.2019.8657158>.

7. Lavrik A., Iakovleva E., Leskov A. (2018) Assessing the Solar Power Plant Efficiency Degradation Resulting from Heating. *Journal of Ecological Engineering*, (3), 115–119. <https://doi.org/10.12911/22998993/86149>.
8. Kuznetsova A. N., Rogachev M. K., Sukhih A. S. (2018) Surfactant Solutions for Low-permeable Polimictic Reservoir Flooding. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 194, 042011. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/4/042011>.
9. Astakhov Yu. N., Venikov V. A., Ter-Gazarian A. G. (1989) *Energy Storage in Electrical Systems*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 159 (in Russian).
10. Zamyatin E. O., Yakovleva E. V. (2016) Concept for Electric Power Quality Indicators Evaluation and Monitoring Stationary Intellectual System Development. *International Journal of Applied Engineering Research*, 11 (6), 4270–4274.
11. Elsied M., Oukaour A., Gualous H., Lo Brutto O. A. (2016) Optimal Economic and Environment Operation of Micro-Grid Power Systems. *Energy Conversion and Management*, 122, 182–194. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.05.074>.
12. Ustinov D. A., Baburin S. V. (2016) Synthesis Procedure of the Power Supply Systems Topology at Mineral Resource Enterprises Based on Logical-Probabilistic Assessments. *International Journal of Applied Engineering Research*, 11 (9), 6402–6406.
13. Dougal R. A., Liu S., White R. E. (2002) Power and Life Extension of Battery-Ultracapacitor Hybrids. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 25 (1), 120–131. <https://doi.org/10.1109/6144.991184>.
14. Krishnan M. S., Dhevi S. K., Ramkumar M. S. (2014) Power Quality Analysis in Hybrid Energy Generation System. *International Journal of Advance Research in Computer Science and Management*, 2 (1), 188–193.
15. Kostin V. N., Serikov V. A., Sherstennikova I. A. (2019) Higher Harmonics and Limiting Thereof in Power Supply Systems of Different Voltages. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 378, 012051. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/378/1/012051>.
16. Abramovich B. N., Sychev Y. A. (2016) The Evaluation of Hybrid Active Filter Efficiency. *International Conference on Actual Problems of Electron Devices Engineering*, 1–7. <https://doi.org/10.1109/apede.2016.7879064>.
17. Grinchik N. N., Dobrego K. V., Chumachenko M. A. (2018) On the Measurement of Electric Resistance of Liquid Electrolytes of Accumulator Battery. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (6), 494–507. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-494-507> (in Russian).
18. Greening L. A. (2010) Demand Response Resources: Who is Responsible for Implementation in a Deregulated Market? *Energy*, 35 (4), 1518–1525. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.12.013>.
19. Zhou K.-l., Yang S.-l., Shen C. A. (2013) Review of Electrical Load Classification in Smart Grid Environment. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 24, 103–110. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.023>.
20. Nehrir M. H., Wang C., Strunz K., Aki H., Ramakumar R., Bing J., Miao Z., Salameh Z. (2011) A Review of Hybrid Renewable/Alternative Energy Systems for Electric Power Generation: Configurations, Control and Applications. *IEEE Transactions Sustain. Energy*, 4 (2), 392–403. <https://doi.org/10.1109/tste.2011.2157540>.

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-223-235>

УДК 621.18-5

Синтез котельных регуляторов системы автоматического управления мощностью энергоблоков

Г. Т. Кулаков¹⁾, К. И. Артёменко¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. Статья посвящена вопросу структурно-параметрической оптимизации каскадной системы автоматического регулирования на примере котельного регулятора мощности и регулятора топлива. Каскадная система автоматического регулирования, являющаяся составной частью системы автоматического управления мощностью энергоблоков, состоит из двух контуров: внутреннего, предназначенного для стабилизации системы, и внешнего, предназначенного для корректирования, а также из двух регуляторов: внешнего (основного), необходимого для стабилизации выходной величины объекта (в рассматриваемом случае – фактической мощности энергоблока), и внутреннего (вспомогательного), назначением которого является регулирование расхода топлива. Внутренний регулятор формирует управляющее воздействие регулятором нагрузки котла энергоблока. По сравнению с одно-контурными системами автоматического регулирования каскадная система обеспечивает лучшее качество регулирования переходного процесса из-за более высокого быстродействия внутреннего контура системы. Данное преимущество особенно заметно при компенсации возмущений, которые поступают по каналу регулирующего воздействия. Каскадная система автоматического регулирования предназначена для автоматического управления объектами с большим запаздыванием по каналу регулирующего воздействия. Предложены два метода настройки: регулятора топлива и котельного регулятора мощности. Использование этих методов позволяет повысить качество регулирования мощности и снизить расход топлива в переходных режимах по сравнению с настройкой данных регуляторов типовой системы автоматического управления мощностью энергоблоков. Результаты компьютерного моделирования переходных процессов в каскадной системе автоматического регулирования при скачке задания и внутреннем возмущении подтверждают преимущества предлагаемых методов.

Ключевые слова: структурно-параметрическая оптимизация, каскадная система автоматического регулирования, котельный регулятор мощности, регулятор топлива, оптимальный регулятор, ПИ-регулятор, реальный ПИД-регулятор

Для цитирования: Кулаков, Г. Т. Синтез котельных регуляторов системы автоматического управления мощностью энергоблоков / Г. Т. Кулаков, К. И. Артёменко // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 3. С. 223–235. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-223-235>

Адрес для переписки

Кулаков Геннадий Тихонович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-91-45
tes_bntu@tut.by

Address for correspondence

Kulakov Gennady T.
Belarusian National Technical University
65/2, Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-91-45
tes_bntu@tut.by

Synthesis of Boiler Controllers of the Automatic Power Control System of Power Units

G. T. Kulakov¹⁾, K. I. Artsiomenka¹⁾

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

Abstract. The article concerns the problem of structure-and-parametric optimization of a cascade automatic control system (CACS) by an example of a boiler power controller and a fuel controller. This CACS, which is a part of automatic control systems for power units, consists of two loops, viz. of an inner loop (which purpose is stabilization of the system) and an outer loop (designed for the adjustment) and, also, of two controller, viz. an outer controller (which is a basic one) provided for stabilization of the output value of the object (in our case, of the actual power unit capacity) and of an inner controller (which is an auxiliary one) provided to regulate fuel consumption. The internal controller builds up the control action with the aid of the boiler load controller of the power unit. As compared to single-loop automatic control systems, the cascade system provides better quality of transient control due to the higher performance of the internal loop of the system. This advantage is especially noticeable when compensating for disturbances that come through the channel of regulating impact. The article presents two methods of setting, viz. the fuel controller and the boiler power controller. The application of these methods can improve the quality of power control and reduce fuel consumption in transient modes in comparison with the setting of these controllers of a typical power unit automatic power control system. The results of computer simulation of transient processes in CACS for input step surge and internal perturbation confirm the advantages of the methods are presented in this article.

Keywords: structure-and-parametric optimization, cascaded automatic control system, boiler power controller, fuel controller, optimal controller, PI-controller, real PID-controller

For citation: Kulakov G. T., Artsiomenka K. I. (2020) Synthesis of Boiler Controllers of the Automatic Power Control System of Power Units. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (3), 223–235. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-223-235> (in Russian)

Введение

Котельный регулятор мощности (КРМ) и регулятор топлива (РТ) представляют собой каскадную систему автоматического регулирования (КСАР), в которой стабилизирующий ПИ-регулятор топлива настраивают на оптимальную обработку внутреннего возмущения, а корректирующий котельный ПИ-регулятор – на оптимальную обработку задающего сигнала [1–3].

Структурная схема моделирования переходных процессов КСАР приведена на рис. 1.

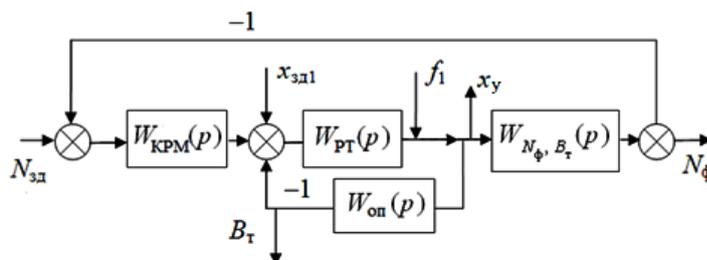


Рис. 1. Структурная схема каскадной системы автоматического регулирования

Fig. 1. The block diagram of the cascade automatic control system

На рис. 1 использованы следующие обозначения: $N_{зд}$ – заданное значение мощности энергоблока; $N_{ф}$ – фактическая электрическая мощность энергоблока; f_1 – внутреннее возмущение; $x_{зд1}$ – задание регулятору топлива; B_T – расход топлива; $W_{N_{ф}, B_T}(p)$ – передаточная функция по электрической мощности при скачкообразном изменении задания котельному регулятору нагрузки; x_y – управляющее воздействие; $W_{KPM}(p)$ – передаточная функция котельного регулятора мощности; $W_{PT}(p)$ – то же регулятора топлива; $W_{оп}(p)$ – то же опережающего участка по расходу топлива (газа).

Передаточная функция по электрической мощности при скачкообразном изменении задания котельному регулятору нагрузки

$$W_{N_{ф}, B_T}(p) = \frac{K_1 e^{-\tau_1 p}}{(T_1 p + 1)(\sigma_1 p + 1)} = \frac{1,8 e^{-13,4p}}{(133p + 1)(25,2p + 1)}, \quad (1)$$

где K_1 – коэффициент передачи по электрической мощности, МВт/%; τ_1 – время запаздывания по каналу регулирующего воздействия, с; T_1 , σ_1 – большая и меньшая постоянные времени передаточной функции по электрической мощности, с.

Передаточная функция опережающего участка по расходу топлива (газа) рассчитывается по формуле

$$W_{оп}(p) = \frac{K_{оп}}{(T_{оп} p + 1)(\sigma_{оп} p + 1)} = \frac{1,18}{(6,6p + 1)(0,66p + 1)}, \quad (2)$$

где $K_{оп}$ – коэффициент передачи опережающего участка, м³/%; $T_{оп}$, $\sigma_{оп}$ – большая и меньшая постоянные времени передаточной функции опережающего участка по расходу топлива (газа), с.

Если в (2) пренебречь второй производной [4], то

$$W_{оп}(p) = \frac{K_{оп}}{(T_{оп} + \sigma_{оп})p + 1} = \frac{1,18}{7,26p + 1}. \quad (3)$$

Передаточные функции (1)–(3) служат исходными данными для разработки методов оптимизации КСАР в режиме постоянного давления пара перед турбиной. Эта проблема решается выбором оптимальной структуры и настроек двух регуляторов системы – РТ и КРМ [5–7].

Разработка методов оптимизации стабилизирующего регулятора

В типовой системе автоматического управления мощностью энергоблоков (САУМБ) в качестве РТ используется ПИ-регулятор [8, 9], передаточная функция которого имеет следующий вид:

$$W_{ПИ}(p) = \frac{K_p (T_i p + 1)}{T_i p}, \quad (4)$$

где K_p – коэффициент передачи регулятора; T_i – постоянная времени интегрирования, с.

В настоящее время существует множество различных способов настройки ПИ-регуляторов [10]. Один из самых простых и наглядных – автоматизированная настройка регулятора в среде Simulink MatLab. Процесс настройки и выбора параметров описан в [11]. В рассматриваемом случае после автоматизированной настройки были предложены следующие параметры оптимальной динамической настройки ПИ-регулятора (вариант I) исходя из критерия минимума интеграла от квадрата ошибки (ISE): $K_p = 0,401$ и $T_n = 0,187$ с. При данных настройках у системы автоматического управления обеспечиваются минимальные перерегулирование σ и время вхождения регулируемой величины в зону нечувствительности регулятора t_p ($\pm 2\%$). Стоит отметить, что данный способ не позволяет настроить регулятор таким образом, чтобы при скачкообразном изменении заданного значения управляемой величины $N_{зд}$ управляемая величина $N_{ф}$ изменялась монотонно без перерегулирования. Передаточная функция РТ, настроенная по этому варианту, имеет следующий вид:

$$W_{РТ1}(p) = \frac{0,401(0,187p + 1)}{0,187p}.$$

Структуру предлагаемого РТ (вариант II) формируем на основе передаточной функции оптимального регулятора с использованием передаточной функции (3) опережающего участка по расходу топлива (газа) [12]

$$W_{РТ2}(p) = [W_{оп}(p)]^{-1} W_{зд1}^{pc(n=1)}(p), \quad (5)$$

где $W_{зд1}^{pc(n=1)}(p)$ – передаточная функция разомкнутой системы в виде идеального интегрирующего звена,

$$W_{зд1}^{pc(n=1)}(p) = \frac{1}{T_{зд1}p}; \quad (6)$$

$T_{зд1}$ – единственный расчетный параметр динамической настройки РТ, рассчитываемый по формуле

$$T_{зд1} = T_{оп} + \sigma_{оп}. \quad (7)$$

С учетом передаточных функций (3), (5), (6) и равенства (7) передаточная функция РТ примет вид ПИ-регулятора (4) с параметрами $K_p = 1/K_{оп}$ и $T_n = T_{оп} + \sigma_{оп}$

$$W_{РТ2}(p) = \frac{(T_{оп} + \sigma_{оп})p + 1}{K_{оп}(T_{оп} + \sigma_{оп})p} = \frac{0,847(7,26p + 1)}{7,26p}. \quad (8)$$

Третий вариант настройки РТ (вариант III) осуществляем по передаточной функции опережающего участка (2) с использованием метода частичной компенсации [1–3]. Для этого необходимо рассчитать относительное значение коэффициента передачи стабилизирующего регулятора K

$$K = K_p K_{\text{оп}} = 0,7395T \left(1 + \frac{1}{T}\right)^2 - 1, \quad (9)$$

где K_p – коэффициент передачи стабилизирующего ПИ-регулятора; T – относительная постоянная времени передаточной функции опережающего участка (2),

$$T = \frac{T_{\text{оп}}}{\sigma_{\text{оп}}} = \frac{6,6}{0,66} = 10. \quad (10)$$

$$\text{Тогда } K = 0,7395 \cdot 10 \left(1 + \frac{1}{10}\right)^2 - 1 = 7,948.$$

Затем с учетом (2) и (9) находим абсолютное значение K_p

$$K_p = \frac{K}{K_{\text{оп}}} = \frac{7,948}{1,18} = 6,73. \quad (11)$$

Относительное значение времени интегрирования стабилизирующего регулятора I рассчитываем с учетом (9) и (10) по формуле

$$I = \frac{T_{\text{и}}}{\sigma_{\text{оп}}} = \frac{6,3K}{T \left(1 + \frac{1}{T}\right)^3} = \frac{6,3 \cdot 7,948}{10 \left(1 + \frac{1}{10}\right)^3} = 3,8. \quad (12)$$

С учетом (2) и (12) находим абсолютное значение времени интегрирования $T_{\text{и}}$

$$T_{\text{и}} = I \sigma_{\text{оп}} = 3,8 \cdot 0,66 = 2,51 \text{ с}. \quad (13)$$

Таким образом, передаточная функция варианта III настройки РТ с учетом (4), (11) и (13) имеет следующий вид:

$$W_{\text{РТ3}}(p) = \frac{6,73(2,51p + 1)}{2,51p}.$$

Схема моделирования переходных процессов стабилизирующего регулятора КСАР при изменении задания РТ и внутреннем возмущении представлена на рис. 2.

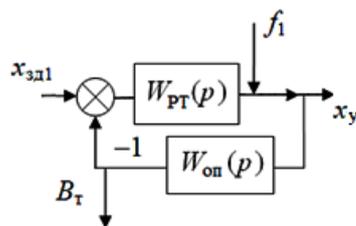


Рис. 2. Схема моделирования переходных процессов регулятора топлива при изменении задания и внутреннем возмущении

Fig. 2. The block diagram of transient simulation of fuel controller under the alteration of the step input and internal perturbation

Результаты моделирования переходных процессов для трех вариантов стабилизирующего регулятора КСАР при изменении задания РТ $x_{зд1}$ и внутреннем возмущении f_1 приведены на рис. 3.

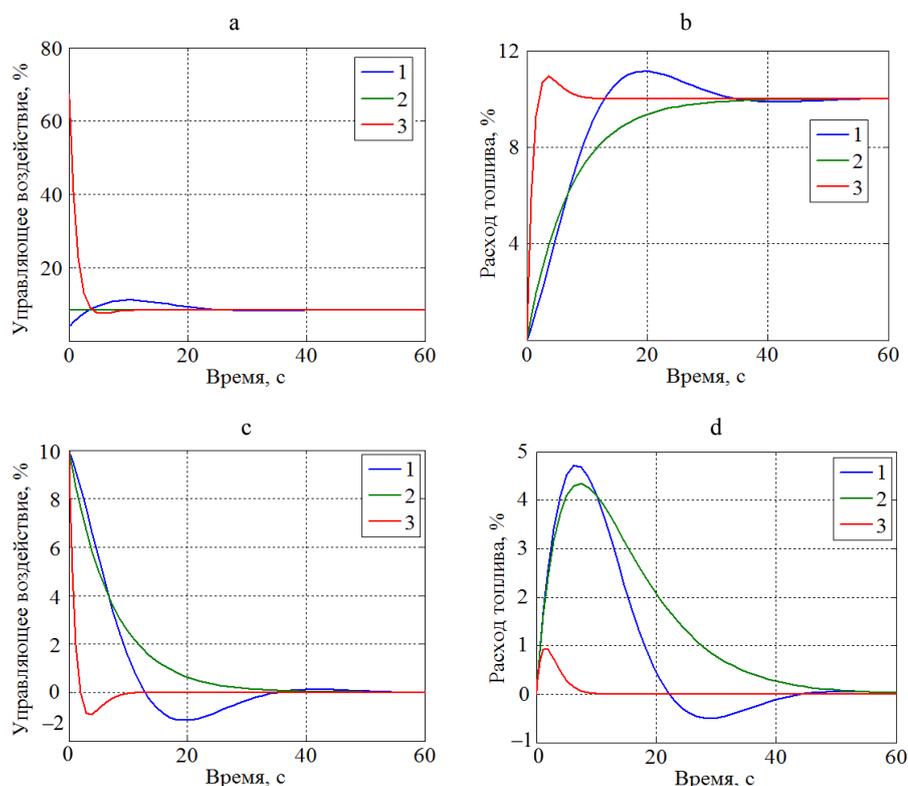


Рис. 3. Результаты моделирования переходных процессов регулятора топлива в случае изменения: а, б – управляющего воздействия и расхода топлива при изменении задания $x_{зд1}$; с, д – то же при внутреннем возмущении f_1 ; 1 – ПИ-регулятор, настроенный в Simulink MatLab; 2 – то же, настроенный по передаточной функции оптимального регулятора; 3 – то же, настроенный по методу частичной компенсации соответственно

Fig. 3. The results of transient simulation of a fuel controller in case of the alteration of: а, б – control action and fuel flow under the step input $x_{зд1}$; с, д – same under the internal perturbation f_1 ; 1 – PI-controller adjusted in the Simulink MatLab; 2 – same adjusted according to transfer function of the optimal controller; 3 – same adjusted according to a segmented compensation method respectively

Для анализа вариантов настройки РТ определены прямые показатели качества (ППК) переходных процессов, представленные в табл. 1.

При изменении задания регулятору наименьшее время регулирования наблюдалось у варианта III, у вариантов II и I оно больше по сравнению с вариантом III в 3,5 и 4 раза. Однако вариант II не имеет перерегулирования при отработке задания и у него наименьшее максимальное изменение управляющего воздействия (у вариантов I и III оно больше по сравнению с вариантом II соответственно в 1,31 и 7,92 раза).

Таблица 1

Прямые показатели качества сравниваемых вариантов настройки стабилизирующего регулятора каскадной системы автоматического регулирования

Direct quality indicators of the compared options for setting the stabilizing controller of the cascade automatic control system

Вариант	Вид возмущения	t_p , с	σ_m , %	x_y^m , %	ΔB_T^m , %
I	$x_{зд1}$	32	11,5	11,1	–
	f_1	38	–	–	4,70
II	$x_{зд1}$	28	0	8,5	–
	f_1	42	–	–	4,30
III	$x_{зд1}$	8	9,4	67,3	–
	f_1	6	–	–	0,92

Обозначения: t_p – время вхождения регулируемой величины в зону нечувствительности регулятора (± 2 %); σ_m – максимальное перерегулирование; x_y^m – максимальное изменение управляющего воздействия; ΔB_T^m – максимальное динамическое отклонение расхода топлива при внутреннем возмущении.

При внутреннем возмущении наименьшее время регулирования у варианта III, у вариантов II и I оно больше по сравнению с III в 7 и 6,33 раза. При этом наименьшая величина максимального динамического отклонения расхода топлива также получилась у варианта III, у вариантов II и I он соответственно в 4,67 и 5,11 раза больше, чем у варианта III.

Для дальнейшей структурно-параметрической оптимизации КСАР выберем вариант II настройки РТ, поскольку отсутствие перерегулирования позволит снизить расход топлива в КСАР. Также существенным недостатком варианта III является то, что его высокое быстродействие достигается за счет слишком большой величины управляющего воздействия, а это будет негативно сказываться на долговечности металла котла.

На входе контура стабилизирующего регулятора, настроенного по передаточной функции оптимального регулятора, необходимо поставить усилитель с коэффициентом усиления, равным коэффициенту передачи $K_{оп}$ передаточной функции опережающего участка по расходу топлива (газа), для превращения данного контура в единицу. Докажем это. Передаточная функция по задающему воздействию схемы для моделирования переходных процессов стабилизирующего регулятора КСАР (рис. 2) с учетом (3) и (8) имеет вид

$$W_{x_y, x_{зд1}}(p) = \frac{W_{РТ}(p)}{1 + W_{РТ}(p)W_{оп}(p)} = \frac{1}{\frac{1}{W_{РТ}(p)} + W_{оп}(p)} = \frac{1}{K_{оп}}$$

В результате последовательного соединения дополнительного усилителя с коэффициентом передачи $K_{оп}$ внутреннего контура с РТ скачок задания $x_{зд1}$ на входе регулятора или скачок корректирующего воздействия на выходе корректирующего регулятора без искажения превращается в управляющее воздействие x_y .

Разработка методов оптимизации корректирующего регулятора

В типовой САУМБ в качестве КРМ используется ПИ-регулятор [8, 9], параметры динамической настройки которого (вариант I) рассчитываем аналогично типовому РТ в Simulink MatLab [11] ($K_p = 1,008$ и $T_i = 0,00806$ с). Передаточная функция варианта I настройки КРМ имеет следующий вид:

$$W_{\text{КРМ1}}(p) = \frac{1,008(0,00806p+1)}{0,00806p}.$$

В качестве предлагаемого варианта выбора структуры КРМ используем оптимальный регулятор (вариант II), передаточная функция которого [12]:

$$W_p^{\text{opt}}(p) = [W_{\text{об}}^o(p)]^{-1} W_{\text{зд}}^o(p) [1 - W_{\text{зд}}^o(p) e^{-\tau_y p}]^{-1}, \quad (14)$$

где $W_{\text{об}}^o(p)$, $W_{\text{зд}}^o(p)$ – часть передаточной функции объекта и заданной системы, которые не содержат запаздывания; τ_y – условное запаздывание, с.

Рассматриваемому объекту соответствует следующая заданная передаточная функция замкнутой системы при отработке скачка задания, выполняющая роль критерия оптимальности [12]:

$$W_{\text{зд}}^o(p) = \frac{1}{(T_{\text{зд}}p+1)^2}, \quad (15)$$

где $T_{\text{зд}}$ – численное значение постоянной времени критерия оптимальности как единственного параметра динамической настройки оптимального регулятора, с.

Условное запаздывание заданной передаточной функции замкнутой системы автоматического регулирования (критерий оптимальности) примем равным условному запаздыванию τ_1 объекта регулирования с передаточной функцией (1), т. е. $\tau_y = \tau_1$.

Подставив в передаточную функцию оптимального регулятора (14) передаточную функцию объекта (1) и критерий оптимальности (15), получим передаточную функцию предлагаемого КРМ

$$W_{\text{КРМ2}}(p) = \frac{(T_1p+1)(\sigma_1p+1)}{K_1(T_{\text{зд}}p+1)^2} \left[1 - \frac{e^{-\tau_1 p}}{(T_{\text{зд}}p+1)^2} \right]^{-1}. \quad (16)$$

Единственный расчетный параметр динамической настройки $T_{\text{зд}}$ определим по правилу золотого сечения, приняв за целое меньшую постоянную времени передаточную функцию объекта (1):

$$T_{\text{зд}} = 3,034\tau_1 = 3,034 \cdot 13,4 = 40,7 \text{ с}. \quad (17)$$

С учетом (17) и коэффициентов передаточной функции объекта (1) получим передаточную функцию оптимального регулятора

$$W_{\text{КРМ2}}(p) = \frac{(133p+1)(25,2p+1)}{1,8(40,7p+1)^2} \cdot \left[1 - \frac{e^{-13,4p}}{(40,7p+1)^2} \right]^{-1}.$$

Если условное запаздывание представить в виде [4]

$$e^{-\tau_y p} = \frac{1}{\tau_y p + 1}, \quad (18)$$

то передаточную функцию объекта (1) можно преобразовать

$$W_{N_{\Phi}, B_T}(p) = \frac{K_1}{(T_1 p + 1)(\sigma_1 p + 1)(\tau_1 p + 1)}. \quad (19)$$

Если при этом пренебречь второй производной в скобках с меньшими постоянными времени, то:

$$W_{N_{\Phi}, B_T}(p) = \frac{K_1}{(T_1 p + 1)[(\sigma_1 + \tau_1)p + 1]}. \quad (20)$$

Как третий способ выбора структуры КРМ предлагаем использовать реальный ПИД-регулятор. Передаточной функции объекта (20) будет соответствовать передаточная функция оптимального регулятора [12]

$$W_{\text{КРМ3}}(p) = \left[W_{N_{\Phi}, B_T}(p) \right]^{-1} W_{\text{зд}}^{\text{pc}(n=2)}(p), \quad (21)$$

где $W_{\text{зд}}^{\text{pc}(n=2)}(p)$ – заданная передаточная функция разомкнутой системы в виде реального интегрирующего звена,

$$W_{\text{зд}}^{\text{pc}(n=2)}(p) = \frac{1}{2T_{\text{зд}} p \left(\frac{T_{\text{зд}}}{2} p + 1 \right)}. \quad (22)$$

Подставив (20) и (22) в передаточную функцию КРМ (21), получим

$$W_{\text{КРМ3}}(p) = \frac{(T_1 p + 1)[(\sigma_1 + \tau_1)p + 1]}{K_1 2T_{\text{зд}} p \left(\frac{T_{\text{зд}}}{2} p + 1 \right)}. \quad (23)$$

Единственный расчетный параметр динамической настройки КРМ определим по формуле

$$T_{\text{зд}} = \frac{T_1 + \sigma_1 + \tau_1}{2K_1} = \frac{133 + 25,2 + 13,4}{2 \cdot 1,8} = 47,67 \text{ с}. \quad (24)$$

Подставив численные значения передаточной функции объекта (1) и $T_{\text{зд}}$ в передаточную функцию КРМ (23), получим

$$W_{\text{КРМ3}}(p) = \frac{(133p + 1)(38,6p + 1)}{1,8 \cdot 95,33p(23,83p + 1)}$$

Математическое моделирование переходных процессов в КСАР для трех вариантов выбора структуры и настройки КРМ будем производить по схеме, представленной на рис. 1, при двух видах возмущений: увеличение заданной мощности $N_{\text{зд}}$ с 90 % номинальной мощности до 100 % [13] и скачок внутреннего возмущения f_1 . Графики математического моделирования переходных процессов изображены на рис. 4.

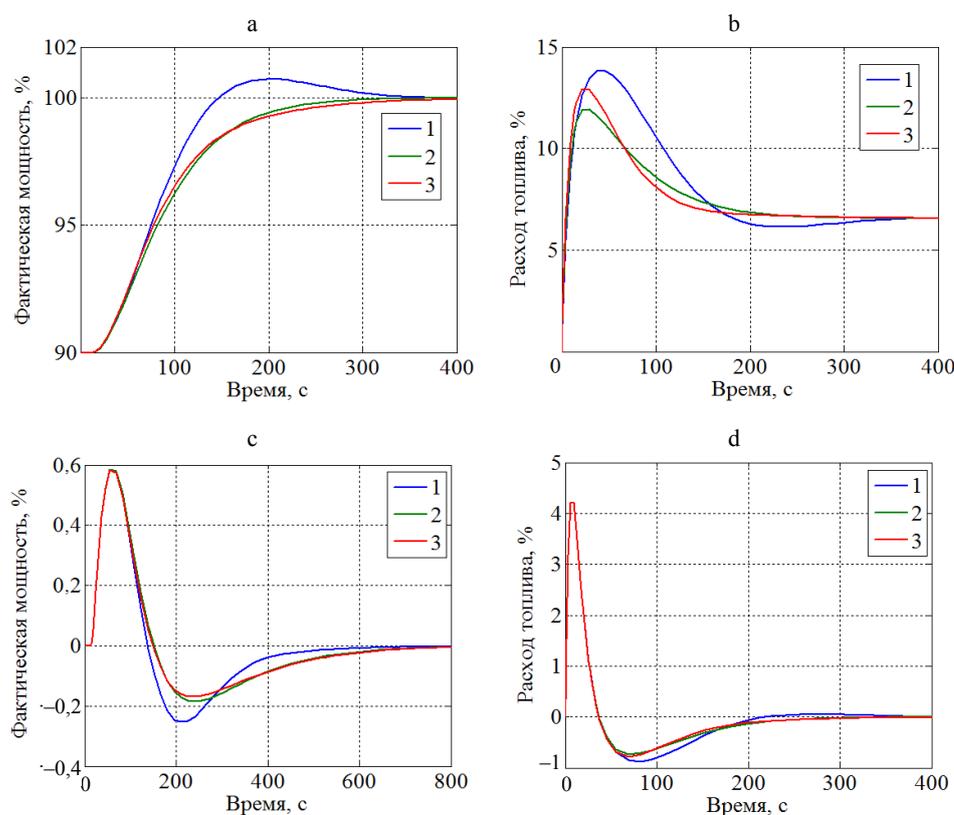


Рис. 4. Результаты моделирования переходных процессов каскадной системы автоматического регулирования в случаях изменения: а, б – фактической мощности энергоблока и расхода топлива при скачке задания;

с, д – то же при внутреннем возмущении; 1 – ПИ-регулятор, настроенный в Simulink MatLab; 2 – оптимальный регулятор; 3 – реальный ПИД-регулятор

Fig. 4. The results of transient simulation of cascaded automatic control system in case of the alteration of: а, б – factual power unit capacity and fuel flow under the step input; с, д – same under the internal perturbation; 1 – PI-controller designed by Simulink MatLab; 2 – optimal controller; 3 – real PID-controller

Для анализа вариантов различных структур и параметров динамической настройки КРМ определены ППК, представленные в табл. 2.

Таблица 2

**Прямые показатели качества сравниваемых вариантов структур
и параметров динамической настройки корректирующего регулятора
каскадной системы автоматического регулирования**

**Direct quality indicators of the compared variants of structures and parameters
of dynamic adjustment of the correction controller of the cascade automatic control system**

Вариант	Вид возмущения	t_p , с	σ_m , %	B_T^{M*} , о. е.	B_T^M , %	ΔN_ϕ^M , %
I	$N_{зд}$	124	0,74	2,11	–	–
	f_1	–	–	–	4,2	0,59
II	$N_{зд}$	172	0	1,82	–	–
	f_1	–	–	–	4,2	0,59
III	$N_{зд}$	176	0	1,97	–	–
	f_1	–	–	–	4,2	0,59

Обозначения: t_p – время вхождения регулируемой величины в зону нечувствительности системы автоматического управления мощностью энергоблока ($\pm 1\%$ от номинальной мощности энергоблока); B_T^{M*} – максимальное относительное изменение расхода топлива (отношение максимального значения расхода топлива к установившемуся значению); B_T^M – максимальное изменение расхода топлива; ΔN_ϕ^M – максимальное динамическое отклонение фактической мощности при внутреннем возмущении.

При скачке задания $N_{зд}$ наименьшее время регулирования настройки КРМ у варианта I, у вариантов II и III оно больше соответственно на 38,7 и 41,9 %, что все равно меньше требуемых стандартом [13] 300 с для газомазутных энергоблоков. В то же время увеличение фактической мощности на 5 % (половина регулировочного диапазона) у варианта I происходит за 75 с, у варианта II – за 82 с, у варианта III – за 78 с, что гораздо больше требуемых 15 с. Для выполнения этого требования необходимо в системе автоматического управления мощностью энергоблока правильно настроить турбинный регулятор мощности, дифференциатор инвариантности и формирователь сигнала задания. У вариантов II и III график изменения фактической мощности имеет апериодический характер без перерегулирования, у варианта I перерегулирование не превышает 1 % номинальной мощности энергоблока, что удовлетворяет требованиям [13]. Наименьший относительный расход топлива у варианта II, у вариантов III и I он больше на 8,2 и 15,9 % соответственно.

При внутреннем возмущении графики изменения фактической мощности и расхода топлива для всех трех вариантов схожи. При этом отклонение фактической мощности не выходит за пределы зоны нечувствительности регулятора. Расход топлива увеличивается на 4,2 % для всех трех вариантов настройки при внутреннем возмущении.

ВЫВОДЫ

1. Предложены два варианта настройки ПИИ-регуляторов топлива – по передаточной функции оптимального регулятора и по методу частичной компенсации.
2. Для настройки ПИИ-регулятора топлива целесообразно использовать передаточную функцию оптимального регулятора, так как отсутствие

перерегулирования позволит снизить расход топлива в каскадной системе автоматического регулирования.

3. Существенным недостатком ПИИ-регулятора топлива, настроенного по методу частичной компенсации, является его высокое быстродействие, достигаемое за счет большой величины управляющего воздействия, что будет негативно сказываться на долговечности металла котла.

4. Предложены два метода настройки котельного регулятора мощности: оптимальный регулятор и реальный ПИД-регулятор, структура которого определена на базе передаточной функции оптимального регулятора.

5. Как базу для дальнейшей структурно-параметрической оптимизации системы автоматического управления мощностью энергоблока в качестве котельного регулятора мощности целесообразно использовать оптимальный регулятор, который обеспечивает переходные процессы без перерегулирования и имеет минимальный расход топлива при отработке скачка задания. Более высокое быстродействие типового ПИИ-регулятора, настроенного в Simulink MatLab, достигается за счет увеличения расхода топлива, что экономически нецелесообразно.

6. Если нет возможности замены аналогового регулятора на цифровой контроллер со свободно программируемой логикой, то целесообразно применять реальный ПИД-регулятор, так как этот вариант легко реализуется при помощи аналоговой техники в отличие от оптимального регулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулаков, Г. Т. Параметрическая оптимизация системы автоматического управления мощностью энергоблоков 300 МВт в режиме постоянного давления пара перед турбиной / Г. Т. Кулаков, А. Т. Кулаков, К. И. Артёмов // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 5. С. 451–462. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-5-451-462>.
2. Кулаков, Г. Т. Параметрическая оптимизация системы автоматического управления мощностью энергоблоков 300 МВт в режиме переменного давления пара перед турбиной / Г. Т. Кулаков, А. Т. Кулаков, К. И. Артёмов // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 6. С. 540–551. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-539-551>.
3. Артёмов, К. И. Структурно-параметрическая оптимизация системы автоматического управления мощностью энергоблоков 300 МВт в широком диапазоне изменения нагрузок / К. И. Артёмов // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 5. С. 469–481. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-5-469-481>.
4. Фрер, Ф. Введение в электронную технику регулирования / Ф. Фрер, Ф. Орттенбургер. М.: Энергия, 1973. 192 с.
5. Лебедев, А. Т. Информационный метод расчета каскадных систем автоматического регулирования / А. Т. Лебедев // Автоматика и телемеханика. 1980. № 6. С. 188–191.
6. Мань, Н. В. Оптимальный синтез робастной каскадной автоматической системы управления / Н. В. Мань // Теплоэнергетика. 2000. № 9. С. 22–28.
7. Ротач, В. Я. К расчету каскадных систем автоматического регулирования / В. Я. Ротач, Н. З. Фьонг // Теплоэнергетика. 1999. № 10. С. 10–16.
8. Кулаков, Г. Т. Теоретические основы экспресс-методов структурно-параметрической оптимизации систем автоматического управления для повышения эффективности использования теплоэлектростанций в переменных режимах / Г. Т. Кулаков. Минск, 1990. 450 с.
9. Давыдов, Н. И. Результаты испытаний и модельных исследований системы автоматического управления мощностью газомазутного энергоблока 300 МВт / Н. И. Давыдов, Д. Г. Бояршинов, Н. В. Зорченко // Теплоэнергетика. 2005. № 10. С. 36–41.

10. Aidan, O'Dwyer (2009) Handbook of PI and PID Controller Tuning Rules / O'Dwyer Aidan. – 3rd ed. Dublin: Institute of Technology; Ireland, Imperial College Press. 529 p.
11. PID Controller Tuning in Simulink [Electronic Resource] // MathWorks. 2019. Access mode: <https://www.mathworks.com/help/slcontrol/gs/automated-tuning-of-simulink-pid-controller-block.html>. Date of access: 25.11.2019.
12. Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами / Г. Т. Кулаков [и др.]; под общ. ред. Г. Т. Кулакова. Минск: Вышэйш. шк., 2017. 238 с.
13. Нормы участия энергоблоков тепловых электростанций в нормированном первичном регулировании частоты и автоматическом вторичном регулировании частоты и потоков активной мощности: СТО 59012820.27.100.002–2013. Введ. 25.04.2013. М.: ОАО «СО ЕЭС», 2013. 36 с.

Поступила 04.12.2019 Подписана в печать 11.02.2020 Опубликовано онлайн 29.05.2020

REFERENCES

1. Kulakov G. T., Kulakov A. T., Artsiomenka K. I. (2018) Parametric Optimization for Automatic Control System of 300 MW Power Units at a Constant Steam Pressure Upstream of the Turbine. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (5), 451–462. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-5-451-462> (in Russian).
2. Kulakov G. T., Kulakov A. T., Artsiomenka K. I. (2018) Parametric Optimization for Automatic Control System of Power Units of 300 MW for the Mode of Variable Pressure of Turbine Inlet Steam. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (6), 539–551. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-539-551> (in Russian).
3. Artsiomenka K. I. (2019) Structural-and-Parametric Optimization of Automatic Control System for Power Units of 300 MW in Wide Range of Load Variations. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (5), 469–481. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-5-469-481> (in Russian).
4. Frer F., Orttenger F. (1973) *Introduction to Regulating Electronic Technology*. Moscow, Energiya Publ. 192 (in Russian).
5. Lebedev A. T. (1980) Information Method for Computation of Cascade Automatic Control Systems. *Avtomatika i Telemekhanika = Automation and Remote Control*, 6, 188–191 (in Russian).
6. Man' N. V. (2000) Optimal Synthesis of a Robust Cascade Automatic Control System. *Thermal Engineering*, (47) 9, 783–791.
7. Rotach V. Ya., Fyong N. Z. (1999) On the Calculation of Cascade Automatic Control Systems. *Thermal Engineering*, 46 (10), 813–819.
8. Kulakov G. T. (1990) *Theoretical Fundamentals of Proximate Methods of Structural-Parametric Optimization of Automatic Control Systems to Improve Efficiency of the Use of Heat Power Plants in Variable Operation Modes*. Minsk. 450 (in Russian).
9. Davydov N. I., Boyarshinov D. G., Zorchenko N. V. (2005) Results from Tests and Model Investigations of the Automatic Power Governing System for a 300 MW Gas-and-Oil-Fired Power Unit. *Thermal Engineering*, 52 (10), 776–781.
10. Aidan O'Dwyer (2009) *Handbook of PI and PID Controller Tuning Rules*. 3rd ed. Dublin, Institute of Technology; Ireland, Imperial College Press. 529. <https://doi.org/10.1142/p575>.
11. PID Controller Tuning in Simulink. (2019) *MathWorks*. Available at: <https://www.mathworks.com/help/slcontrol/gs/automated-tuning-of-simulink-pid-controller-block.html>. (Accessed 25 November 2019).
12. Kulakov G. T., Kulakov A. T., Kravchenko V. V., Kuchorenko A. N., Artsiomenka K. I., Kovrigo Yu. M., Golinko I. M., Bagan T. G., Bunke A. S. (2017) *Automatic Control Theory for Heat Power Processes*. Minsk, Vysheishaya Shkola Publ. 238 (in Russian).
13. Company Standard 59012820.27.100.002–2013. *Norms of Participation of Thermal Power Plant Units in the Normed Primary Frequency Regulation and in the Automatic Secondary Frequency and Active Power Flows Regulation*. Moscow, JSC “SO EES”, 2013, 36 (in Russian).

Received: 4 December 2019

Accepted: 11 February 2020

Published online: 29 May 2020

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-236-252>

УДК 532.5+621.181.7

Комбинированное сжигание потоков различных промышленных отходов в топках котлов

Часть 1

Ю. П. Ярмольчик¹⁾, Р. Шрёгер²⁾, Х. Хаберфельнер²⁾, М. Пихлер²⁾,
Д. Костич²⁾, Г. В. Мороз³⁾

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

²⁾Компания DUMAG GmbH (Гумпольдскирхен, Австрийская Республика),

³⁾РУП «Белнипиэнергопром» (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. Прямое факельное сжигание потоков промышленных отходов непосредственно в камерах сгорания теплогенерирующих установок позволяет значительно снизить потери тепловой энергии, а также капитальные затраты на обустройство тепловых агрегатов без применения предварительных топок. Однако, учитывая все более жесткие экологические нормы при сжигании различных видов топлива, представляется актуальным определить оптимальные условия горения в зависимости от состава продуктов утилизации. В статье отмечено, что решение задачи организации качественного сжигания потоков промышленных отходов может быть только комплексным. С одной стороны, необходимо получить экологически чистые продукты сгорания, а с другой – процесс утилизации отходов должен быть энергетически эффективным. Рассмотрены этапы реализации проектов энергетически полезной утилизации промышленных отходов при соблюдении установленных экологических норм выбросов загрязняющих веществ. Проведен анализ исходных горючих химических веществ, входящих в состав твердых, жидких и газообразных отходов промышленных технологий. Выделены основные классы топлив, определяющих реакции горения. Рассмотрены глобальные химические реакции и механизмы окисления. Определены горючие свойства, химический состав и степень воздействия продуктов сгорания промышленных отходов на экологию в зависимости от содержания различных исходных веществ. Наиболее сложным аспектом при пламенной утилизации потоков промышленных отходов является наличие вредных веществ различных классов опасности. Изучены условия для достижения полного сгорания топлива, стехиометрия и условия равновесия для различного соотношения воздух/топливо (в зависимости от состава топлива) при неполном сгорании. Приведены анализ продуктов неполного сгорания и классы опасности соответствующих загрязняющих веществ. Определено максимальное значение коэффициента ϕ , за пределами которого в однородной смеси должен образоваться твердый углерод.

Ключевые слова: глобальные химические реакции окисления, продукты неполного сгорания, исходные горючие вещества, стехиометрия, условия равновесия

Для цитирования: Комбинированное сжигание потоков различных промышленных отходов в топках котлов. Часть 1 / Ю. П. Ярмольчик [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 3. С. 236–252. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-236-252>

Адрес для переписки

Ярмольчик Юрий Петрович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-92-16
dr.yury.yarmolchick@gmail.com

Address for correspondence

Yarmolchick Yury P.
Belarusian National Technical University
65/2, Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-92-16
dr.yury.yarmolchick@gmail.com

Combined Combustion of Various Industrial Waste Flows in Boiler Furnaces

Part 1

Yu. P. Yarmolchick¹⁾, R. Schröger²⁾, H. Haberfelner²⁾, M. Pichler²⁾,
D. Kostić²⁾, G. V. Moroz³⁾

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

²⁾DUMAG GmbH (Gumpoldskirchen, Republic of Austria),

³⁾RUE “Belniplerienergoprom” (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Direct flaring of industrial waste flows specifically in the combustion chambers of heat generating plants makes it possible to significantly reduce the loss of thermal energy, as well as the capital costs of equipping thermal units without using of preliminary furnaces. However, given the increasingly strict environmental standards for the burning of various fuels, it seems important to determine the optimal combustion conditions depending on the composition of the waste products. The article shows that only a complex solution can be a successful solution to the problem of organizing high-quality combustion of industrial waste flows. On the one hand, it is necessary to obtain extremely environmentally friendly combustion products, and, on the other hand, the waste disposal process should be energy efficient. The article discusses the stages of the implementation of the projects of energy-efficient utilization of industrial waste in compliance with the established environmental standards for emissions of pollutants. The analysis of initial combustible chemical substances that are part of solid, liquid and gaseous wastes of industrial technologies is given. The main classes of fuels that determine combustion reactions are identified. Global chemical reactions and oxidation mechanisms are considered. The combustible properties, chemical composition, and degree of impact of the products of combustion of industrial waste on the environment are determined, depending on the content of various starting substances. The most difficult aspect of the flaming disposal of industrial waste flows is the presence of harmful substances of various hazard classes. The conditions for achieving complete fuel combustion, stoichiometry, and equilibrium conditions for different air/fuel ratios (depending on fuel composition) with incomplete combustion are determined. The analysis of products of incomplete combustion is given as well as of and hazard classes of the corresponding pollutants. The maximum value of the coefficient φ was determined beyond which solid carbon should be formed in a homogeneous mixture.

Keywords: global chemical oxidation reactions, products of incomplete combustion, initial combustion substances, stoichiometry, equilibrium conditions

For citation: Yarmolchick Yu. P., Schröger R., Haberfelner H., Pichler M., Kostić D., Moroz G. V. (2020) Combined Combustion of Various Industrial Waste Flows in Boiler Furnaces. Part 1. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (3), 236–252 <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-236-252> (in Russian)

Введение

Многие отрасли промышленности, прежде всего перерабатывающей и химической, используют технологии, в результате которых неизбежно образуются химически и физически сложные смеси жидких и газообразных горючих веществ (часто содержащих мелкодисперсные твердые частицы), полезная утилизация которых становится все более актуальной. Если для мусороперерабатывающей промышленности имеется большое количество широко апробированных и уже общепринятых методологий, технологий

и специально разработанного оборудования, успешно применяемых во многих странах [1], то для утилизации промышленных отходов в силу их разнообразия, широкого спектра смесей, в том числе с изменяющейся массовой долей компонентов, как правило, требуется индивидуальное решение [2, 3]. Это решение может приниматься как в результате анализа современных методов и оборудования, применяемых на передовых предприятиях, так и на основе специфики условий, потребностей и возможностей конкретного предприятия и личного мнения специалистов, основанного на продолжительном опыте эксплуатации используемого на данном предприятии теплогенерирующего оборудования.

Современные условия развития индустрии в открытом мире конкуренции, в том числе и технической, требуют оптимальной модернизации существующего оборудования и технологий. Помимо технико-экономических характеристик необходимо учитывать и новые, значительно более жесткие экологические требования [4]. Оптимальное решение требует рассмотрения всех возможных вариантов с учетом ряда аспектов в комплексе. Прежде всего, это получение качественного конечного продукта – рабочей среды, характеристики которой должны быть достаточно жестко лимитированы. Важны также и другие аспекты: экономические – капитальные (в основном стоимость вновь устанавливаемого оборудования) и эксплуатационные (сервисное обслуживание, текущие и капитальные ремонты, количество и качество обслуживающего персонала, энергоемкость) затраты; экологические – минимальные выбросы загрязняющих веществ [5], безопасность работы как системы в комплексе, так и отдельных элементов тандема «горелка – топка».

Учитывая вышесказанное, последовательность реализации проекта установки или модернизации теплоэнергетической системы, утилизирующей потоки промышленных отходов, должна включать следующие этапы:

- определение потоков: расходы, химический и физический состав, свойства и параметры;
- расчет максимального и минимального количества теплоты, которая будет получена при сжигании одновременно всех потоков;
- выбор рабочей среды (исходя из требований производства) и соответствующего теплогенерирующего агрегата (в том числе с учетом параметров качественной утилизации отходов);
- определение максимальной мощности выбранного теплогенерирующего агрегата;
- выбор топлива «подсветки» (прежде всего, исходя из возможностей предприятия);
- определение максимального расхода топлива «подсветки» для поддержания максимальной мощности теплогенерирующего агрегата при минимальных технологических потоках промышленных отходов;
- выбор конструкции горелки, расчет топливопроводов, системы распыления, воздухопроводов и смесительного устройства;
- моделирование системы в комплексе для определения оптимальных условий качественного сжигания потоков отходов (в том числе состава продуктов сгорания и количества загрязняющих веществ);

- оптимизацию конструкции и параметров системы сжигания;
- расчет и выбор элементов регулирования, автоматизации и безопасности работы системы.

Таким образом, оптимальное комплексное решение задачи энергоэффективной и экологичной утилизации промышленных отходов следует начинать с анализа сжигаемых веществ.

Описание и анализ компонентов промышленных отходов

Промышленные отходы, которые можно сжигать, по фазовому состоянию классифицируют на:

твердые. В большинстве промышленно развитых стран сегодня значительная часть муниципальных отходов (в том числе промышленных) сжигается, а не просто захоранивается [6]. Современные установки для сжигания имеют системы рекуперации теплоты, поэтому получаемую тепловую энергию можно использовать, например, для выработки электроэнергии. Твердая фаза горючих компонентов промышленных отходов может состоять из частиц древесины, древесного угля, торфа, каменного и бурого углей, пропеллентов (например, частиц твердого ракетного топлива). Особенность твердых горючих отходов заключается в том, что они включают в себя различные органические соединения и некоторую часть негорючего (зольного) остатка;

жидкие. В результате применения многих промышленных технологий в качестве побочного продукта генерируются жидкие отходы, для которых утилизация путем сжигания является эффективной, экономичной и экологически безопасной. К таким отработанным жидкостям относятся сточные воды, загрязненные горючими токсичными химикатами, растворителями или маслами, затраты на очистку которых крайне велики, а также тяжелые смолы и гудроны [7]. В жидких отходах в качестве эмульсионной фазы могут присутствовать частицы дизельного топлива, бензина, керосина, биодизеля и спиртов. Жидкие отходы в зависимости от происхождения помимо углеводородных связей могут иметь следующие группы: гидроксильные $-OH$, карбоксильные $-COOH$, карбонильные $=C=O$, нитрозильные $-N=O$ и др.;

газообразные, представляющие собой пары от хранилищ жидких веществ, отработанные газы от технологических установок или газы, образующиеся как побочный продукт производственных процессов. Сжигание газообразных потоков отличается от всех других процессов сжигания, поскольку скорость их утилизации почти всегда определяется скоростью образования отходов, так как для газообразных сред сбор и хранение значительно сложнее и дороже, чем для твердых и жидких веществ. Кроме того, характеристики и параметры потоков газовых отходов сильно варьируются во времени и сложно перемешиваются, особенно в присутствии конденсированной фазы. Таким образом, система сжигания горючих газов должна адаптироваться к возможным значительным изменениям не только расхода, но и теплосодержания и, как следствие, к требуемому количеству кислорода.

Топлива с точки зрения химических реакций горения (окисления) можно классифицировать по их молекулярной структуре по следующим семействам [8–11] (наименования в скобках указаны в соответствии с номенклатурой IUPAC (Международный союз теоретической и прикладной химии) – Международной стандартизированной системой наименований химических соединений и описания науки химии в целом):

1. Алканы (Alkanes) – насыщенные углеводороды, содержащие только одинарные связи, включая метан. При нормальных физических условиях неразветвленные алканы с CH_4 до C_4H_{10} являются газами, с C_5H_{12} до $\text{C}_{13}\text{H}_{28}$ – жидкостями, а с $\text{C}_{14}\text{H}_{30}$ и далее – твердыми веществами.

2. Алкены (Alkenes) – ациклические непредельные углеводороды, содержащие одну двойную связь между атомами углерода, образующие гомологический ряд с общей формулой C_nH_{2n} . При нормальных физических условиях алкены с C_2H_4 до C_4H_8 – газы, с пентена C_5H_{10} до гептадецена $\text{C}_{17}\text{H}_{34}$ включительно – жидкости, а начиная с октадецена $\text{C}_{18}\text{H}_{36}$ – твердые вещества. Алкены не растворяются в воде, но хорошо растворяются в органических растворителях.

3. Алкины (Alkynes) – ненасыщенные углеводороды, содержащие одну тройную связь между атомами углерода, образующие гомологический ряд с общей формулой $\text{C}_n\text{H}_{2n-2}$, включая ацетилен. При нормальных физических условиях алкины с C_2H_2 до C_3H_4 – газы, с бут-1-ин C_4H_6 до гекс-1-ин C_6H_{10} включительно – жидкости. Алкины плохо, но растворяются в воде, лучше растворяются в органических растворителях.

4. Алкадиены (Alkadienes) – ненасыщенные углеводороды, содержащие две двойные связи между атомами углерода, включая изопрен и аллен. Бесцветные легкокипящие жидкости.

5. Спирты (Alcohols) – органические вещества, содержащие гидроксильную группу $-\text{OH}$, непосредственно связанную с насыщенным атомом углерода. Спирты имеют необычно высокую температуру кипения, несмотря на относительно небольшую молекулярную массу.

6. Многоатомные спирты (Polyhydric Alcohols) – органические вещества, содержащие несколько гидроксильных групп $-\text{OH}$. Многоатомные спирты имеют все химические свойства одноатомных. Кроме того, многоатомные спирты образуют комплексы с ионами некоторых металлов. Применяются в химии полимеров и пищевой промышленности.

7. Альдегиды (Aldehydes) – органические соединения, содержащие группу $-\text{CHO}$, образованную в результате окисления спиртов. Типичные альдегиды включают метанол (формальдегид) и этаналь (ацетальдегид). При нормальных физических условиях формальдегид HCHO – газ, до C_{12} – жидкость, альдегиды с более длинным неразветвленным углеродным скелетом – твердые вещества.

8. Карбоновые кислоты (Carboxylic Acids) – органические кислоты, содержащие карбоксильную группу COOH . Простейшими примерами являются метановая (муравьиная) и этановая (уксусная) кислоты. Карбоновые кислоты проявляют типичные кислотные свойства – при реакции с металлами, их оксидами или гидроксидами дают соли соответствующих металлов. Присутствуют в жидких отходах пищевой промышленности.

9. Кетоны (Ketones) – органические соединения, содержащие карбонильную группу $\text{C}=\text{O}$, связанную с двумя углеводородными группами, полученными путем окисления вторичных спиртов. Самым простым таким соединением является ацетон. Кетоны – летучие жидкости или легкоплавкие твердые вещества; низшие представители хорошо растворимы в воде и смешиваются с органическими растворителями, некоторые – с водой в любых соотношениях. Несколько более летучи, чем карбоновые кислоты и спирты.

10. Эфиры (Esters) – органические вещества, имеющие формулу $\text{R}-\text{O}-\text{R}'$, где R и R' – алкильные, арильные или другие заместители. Простые эфиры являются летучими жидкостями. Широко используются в промышленности как растворители. Сложные эфиры – производные карбоновых и неорганических кислот, имеют формулу $\text{R}-\text{C}-\text{O}-\text{OR}'$. Применяются как растворители и пластификаторы.

11. Амины (Amines) – органические соединения, полученные из аммиака путем замены одного или нескольких атомов водорода органическими группами. Различают первичные, содержащие группу $-\text{NH}_2$, вторичные ($-\text{NH}-$) и третичные ($-\text{N}-$). При сжигании увеличивают вероятность образования NO_x .

12. Нитрозосоединения (Nitroso Compounds) – органические соединения, содержащие одну или несколько нитрозогрупп $-\text{N}=\text{O}$, связанных с атомами углерода (С-нитрозосоединения), азота (N-нитрозосоединения), кислорода (О-нитрозосоединения), серы (нитрозотиолы), и неорганические соединения – с металлами ($\text{M}-\text{N}=\text{O}$) и неметаллами (например, с хлором $\text{Cl}-\text{N}=\text{O}$) [12].

13. Арены (Arenes) – ароматические циклические органические соединения, которые имеют в своем составе ароматическую систему, например бензольное кольцо. Несмотря на ненасыщенность, проще участвуют в реакциях замещения, чем присоединения.

14. Жиры (Fats) – продукты этерификации карбоновых кислот и глицерина (с образованием сложных эфиров) [13].

15. Аминокислоты (Amino Acids) – простые органические соединения, содержащие как карбоксильную группу ($-\text{COOH}$), так и аминогруппу ($-\text{NH}_2$).

16. Белки (Proteins) – азотистые органические соединения, которые состоят из больших молекул, состоящих из одной или нескольких длинных цепей аминокислот. Являются неотъемлемой частью всех живых организмов, особенно в качестве структурных компонентов их тканей, таких как мышцы, волосы, коллаген и т. д., а также ферменты и антитела [14].

17. Углеводы (Carbohydrates) – большая группа органических соединений, встречающихся в пищевых продуктах и живых тканях, включая сахара, крахмал и целлюлозу. Они содержат водород и кислород в том же соотношении, что и вода (2:1), и, как правило, могут быть расщеплены для выделения энергии в организме животного. Содержат одновременно карбонильную группу CO и несколько гидроксильных групп $-\text{OH}$.

Основные классы углеводов [15], представляющих интерес для сжигания, приведен в табл. 1.

Таблица 1

Основные классы углеводородного топлива, определяющие реакции горения
The main classes of hydrocarbon fuel that determine the combustion reaction

Наименование в IUPAC	Принятое наименование	Формула	C–C-связи	Молекулярная структура
Alkanes	Парафины	C_nH_{2n+2}	Одинарные	Прямые или разветвленные открытые цепи
Alkenes	Олефины	C_nH_{2n}	Одна двойная, остальные одинарные	
Alkines	Ацетилены	C_nH_{2n-2}	Одна тройная, остальные одинарные	
Cycloalkanes	Циклопарафины	C_nH_{2n} или $(CH_2)_n$	Одинарные	Замкнутые кольца
Arenes	Бензолы	C_nH_{2n-6}	Гибридные	

При сжигании промышленных отходов необходимо учитывать диспергированные в поток стандартные топлива и специфические для конкретной технологии дополнительные соединения. Стандартные топлива также часто используются в качестве так называемой «подсветки» – специальной варьируемой добавки в исходный поток отходов для поддержания стабильного пламени и/или требуемой мгновенной тепловой мощности теплогенератора. Самые распространенные топлива «подсветки»:

1) горючие газы [16, 17]:

- природные газы (могут быть извлечены или получены как продукт технологического процесса, например при нефтеперегонке) [18];
- синтезированные газы (производятся из других естественных видов топлива – жидкого или твердого);
- побочные продукты (результат специфической переработки углей или произведенные в реакторах-утилизаторах, в том числе при переработке отходов, а также могут быть побочными продуктами химических производств);

2) жидкие стандартные топлива на нефтяной основе (мазут, дизельное и печное топлива), которые в настоящее время генерируются различными методами [17]. Сегодня также широко используются альтернативные композиции, такие как сжиженный природный газ (СПГ), сжиженный нефтяной газ (СНГ), жидкофазный диметилловый эфир, метанол и этанол [16]. Также все более распространенным становится возобновляемое жидкое топливо (биодизель, биоэтанол) [17]. Основные процессы организации горения жидких видов топлива описаны в [19].

Как правило, дополнительные вещества, помимо обычных соединений С, Н и О, включают [20]:

- *азот*, содержащийся в топливе, не имеет существенного экономического значения, поскольку учитывается в расчетах стоимости топлива, но может иметь большое влияние на загрязнение воздуха оксидами азота NO_x (через механизм «топливный азот»);
- *сера*, присутствующую в отходах как элемент, а также содержащуюся в органических соединениях или неорганических сульфидах. Сера имеет крайне важное значение, поскольку при сжигании отходов приводит к образованию кислых газов SO_2 и SO_3 , что влияет на загрязнение воздуха и коррозию;

– *галогены* в виде органических соединений фтора и хлора, которые в продуктах горения образуют HF и HCl, также важны из-за загрязнения воздуха и коррозионной активности. Присутствие соединений брома и йода имеет такой же эффект, но их химия горения и частота появления заметно отличаются от случаев F и Cl. Необходимо отметить, что высокотемпературная коррозия, вызванная хлоридом в зольном слое на трубах, снижается по мере увеличения содержания серы в отходах. Галогены – важные составляющие отходов. Некоторые из органических соединений галогенов являются токсичными, канцерогенными или иным образом опасными вследствие их воздействия на здоровье. Кроме того, кислые газы, образующиеся во время сгорания, – это сильные кислоты, которые могут воздействовать на металлы (например, в котлах) и быть очень коррозионными в их водных растворах в скрубберах. Хлор и соляная кислота – как правило, наиболее важные составляющие этого семейства, хотя фтор, бром, йод и их кислоты могут быть более проблематичными при проектировании и работе системы, контроле выбросов загрязняющих веществ. Хлор появляется в потоках отходов как в неорганических солях (например, хлорид натрия), так и в органических соединениях. При сжигании многих промышленных отходов и, что важно, в ТБО в камеру сгорания может быть загружено значительное количество органического вещества, содержащего хлор. В среде сгорания (обычно содержащей водород в значительном избытке относительно хлора) органический хлор почти весь количественно превращается в хлористый водород (соляную кислоту) [7];

– *фосфор*, который важен, прежде всего, вследствие его влияния на температуру плавления зольных остатков и отложений шлама. В результате присутствия в отходах фосфорорганических пестицидов образуется пятиокись фосфора, которая значительно снижает температуру плавления шлама. Некоторые неорганические фосфаты также снижают температуру плавления зольных остатков. Например, нерастворимый фосфат железа (III) часто образуется в качестве продукта реакции удаления растворимых фосфатов в процессах очистки сточных вод. Поскольку известь $\text{Ca}(\text{OH})_2$ добавляется в небольшом количественном избытке, стехиометрически сбалансированном с фосфатом трехвалентного железа, образуется трифосфат кальция, вследствие чего температура плавления зольных остатков может быть снижена до 800 °C и ниже и могут возникнуть проблемы в системах сжигания шлама и зольных остатков;

– *калий и натрий*, указывающие на присутствие легкоплавких соединений (например, NaCl и Na_2SO_4), которые влияют на температуру плавления шлама. Хлоридно-сульфатная эвтектика натрия особенно проблематична при сжигании нефтеперерабатывающего и нефтехимического шлама;

– *токсичные органические соединения*, несомненно, важны, поскольку влияют на безопасность обслуживающего персонала, на эффективность горения и контроля продуктов сгорания. Выбросы в дымовую трубу многих специфических органических соединений, которые оказывают очевидное воздействие на здоровье даже при низких концентрациях (например, бензольного и винилхлоридного мономера), существенно ограничены во многих странах нормативами по загрязнению воздуха;

– *тяжелые металлы* и другие токсичные неорганические элементы (особенно Cd, Hg, Pb, Zn, Cr, Cu, Be, As, Se, Ni и Ag) важны, потому что горение их не разрушает: они будут присутствовать в шламе и летучем зольном остатке.

Таким образом, зольные остатки являются предметом регулирования опасных отходов и, как следствие, причиной увеличения стоимости очистки и утилизации, а также административной ответственности предприятия. Зольные остатки – это токсичные элементы с соединениями, которые испаряются при температурах сгорания (особенно хлориды и некоторые оксиды Cd, Hg, Pb, Zn, As, Se и Ag). Они представляют интерес для исследований, поскольку часто могут выбрасываться из дымовой трубы в виде субмикронных частиц и становиться отложениями на других мелкодисперсных частицах. Данные указывают на значительное «обогащение» содержания этих летучих элементов в твердых частицах по сравнению с содержанием во влажных отходах.

Химические реакции в процессах горения промышленных отходов

Общие определения. Химическая реакция в целом – это обмен и/или перегруппировка атомов между сталкивающимися молекулами. В ходе химической реакции атомы сохраняются, они не создаются и не уничтожаются. Молекулы же, напротив, не сохраняются [8]. Реакция горения в общих чертах может быть описана как химическая реакция, в которой топливо объединяется с окислителем (обычно с кислородом воздуха) с образованием продуктов сгорания [16].

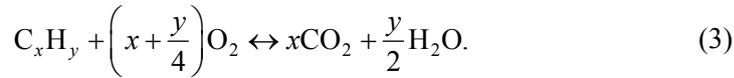
Реакции горения состоят из элементарных реакций, также называемых стадиями реакции. Они происходят на молекулярном уровне именно так, как описано в уравнении реакции. Рассмотрим простейшую реакцию горения – окисление водорода кислородом. В одной из молекулярных (элементарных) реакций гидроксидный радикал вместе с молекулой водорода образует воду и атом водорода [8]



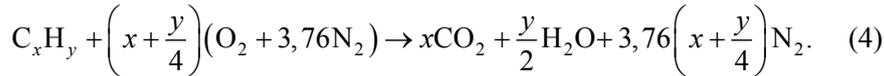
Сжигание простого топлива (например, водорода) состоит почти из 40 элементарных реакций таких, как описанная выше, с целью достижения удовлетворительного химического механизма. Для углеводородного топлива число элементарных реакций намного больше. Например, сжигание метана CH_4 состоит более чем из 300 элементарных реакций, а дизельного топлива ($\text{C}_{16}\text{H}_{34}$) – из нескольких тысяч. Поэтому удобно найти глобальные реакции, которые используются для суммирования элементарных реакций и представляют результат механизма реакции [8]. Для сжигания водорода такой глобальной реакцией будет



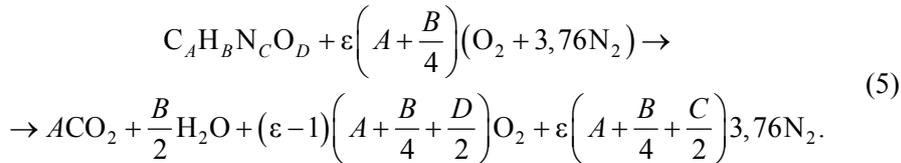
Горение углеводородов. Подавляющее большинство органических топлив состоит из молекул, содержащих только атомы углерода и водорода [15]. Результатом чистого и полного сгорания этих топлив с кислородом являются в основном двуокись углерода и водяной пар, и глобальную реакцию можно записать как [20]



Что касается большинства практических систем, описывающих горение, где воздух используется в качестве окислителя, кислород участвует в реакциях окисления, а азот, содержащийся в воздухе, остается нейтральным



Горение отходов. При сжигании отходов кроме углерода и водорода необходимо учесть несколько дополнительных компонентов топлива. Прежде всего, поскольку в основном в процессе горения нужно гарантировать полное сгорание топлива (без недожога), необходим некоторый избыток воздуха, который будет способствовать образованию продуктов сгорания с остаточным кислородом. В (4) этот избыток воздуха учитывается величиной y . Кроме того, следует также учитывать азот, содержащийся в воздухе, и атомы O- и N- в топливе, если они там присутствуют [21, 22]. Тогда общее (глобальное) уравнение реакции горения с воздухом в качестве окислителя, действительное для всех видов топлива, содержащих C, H, N и O, можно записать в виде [23]



Формула (5) не учитывает выбросы NO или NO₂ и серы, которая содержится в основном в жидком топливе, они будут рассмотрены далее.

Если в топливе присутствуют некоторые галогеновые соединения, такие как бром (Br₂), фтор (F₂) или хлор (Cl₂), они не принимают непосредственного участия в процессе горения, но реагируют с водородом, который привносится из топлива или воздуха, поступающего на горение.

Полное сгорание. Стехиометрические условия выдерживаются, если имеется достаточный запас кислорода для сжигания всего топлива. Это означает, что масса кислорода должна быть достаточной для того, чтобы все C- и H-компоненты топлива окислились до CO₂ и H₂O [24]. Эта минимально необходимая масса кислорода обозначается O_{min} и может быть рассчитана следующим образом:

$$O_{\min,C} = \frac{mO}{mC} \Big|_{st} = \frac{M_{O_2}}{M_C} = 2,664; \\ O_{\min,H} = \frac{mO}{mH} \Big|_{st} = \frac{M_{O_2}}{2M_{H_2}} = 7,937, \quad (6)$$

где mO , mC , mH описывают массовые доли кислорода, углерода, водорода; M_{O_2} , M_C , M_{H_2} – молярная (молекулярная) масса кислорода, углерода, водорода.

Если в топливе содержится кислород, его следует вычесть, при этом необходимый кислород для окисления С- и Н-компонентов суммируется

$$O_{\min} = O_{\min,C}Z_{B,C} + O_{\min,H}Z_{B,H} - Z_{B,O} = 2,664Z_{B,C} + 7,937Z_{B,H} - Z_{B,O}. \quad (7)$$

Если в качестве окислителя используется воздух (в котором массовая доля кислорода составляет 0,232), то минимально необходимое его количество l_{\min} (стехиометрические условия горения топливо/воздух) определим как

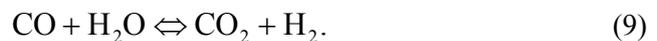
$$l_{\min} = \frac{O_{\min}}{0,232}. \quad (8)$$

Для достижения полного сгорания топлива должны быть выполнены все без исключения условия:

- достаточное количество кислорода – присутствие избытка воздуха (коэффициент избытка воздуха $\alpha \geq 1$);
- достаточно длительное время пребывания топлива в высокотемпературной области горения;
- достаточно высокая температура: более высокая температура \rightarrow более быстрая скорость реакции;
- достаточная турбулентность (смешивание частиц топлива и молекул кислорода): более высокая турбулентность \rightarrow больше столкновений молекул \rightarrow более быстрая скорость реакции.

Если не выполняется хотя бы одно из перечисленных условий, сгорание будет неполным. На практике количество воздуха, используемого для горения, превышает стехиометрическое ($\alpha = 1$ означает, что количество воздуха, поступившего на горение, равно l_{\min}).

Продукты неполного сгорания. Неполное сгорание происходит, когда углеводородное топливо не полностью окислилось во время процесса горения до CO_2 и H_2O . В этом случае углеводородное топливо может образовывать частично окисленные соединения, такие как CO , альдегиды, кетоны или другие промежуточные, как правило, нежелательные продукты окисления углеводородов. Кроме того, при сжигании твердого и жидкого топлив продукты неполного сгорания могут содержать несгоревший углерод (т. е. твердые частицы) [25]. Основными же продуктами неполного сгорания являются H_2 и CO . Уравнение равновесия для распределения этих продуктов называется реакцией сдвига воды и газа [26]



На рис. 1 представлен состав компонентов дымовых газов и аддитивная (общая для всех компонентов) температура реакции горения T_{ad} при сжигании пропана C_3H_8 с воздухом (здесь вводится параметр ϕ , который является обратной величиной коэффициента избытка воздуха α) при стандартных внешних условиях (давление окружающей среды $p = 1$ атм; температура воздуха, поступающего на горение, $T_{\text{возд}} = 298$ К).

Поскольку в практических случаях чаще приходится учитывать состав компонентов в объемных процентах, а соотношение воздух/топливо рас-

считывать исходя из значений коэффициента избытка воздуха, то распределение видов компонентов дымовых газов, как правило, указывается в соответствующих диаграммах [27].

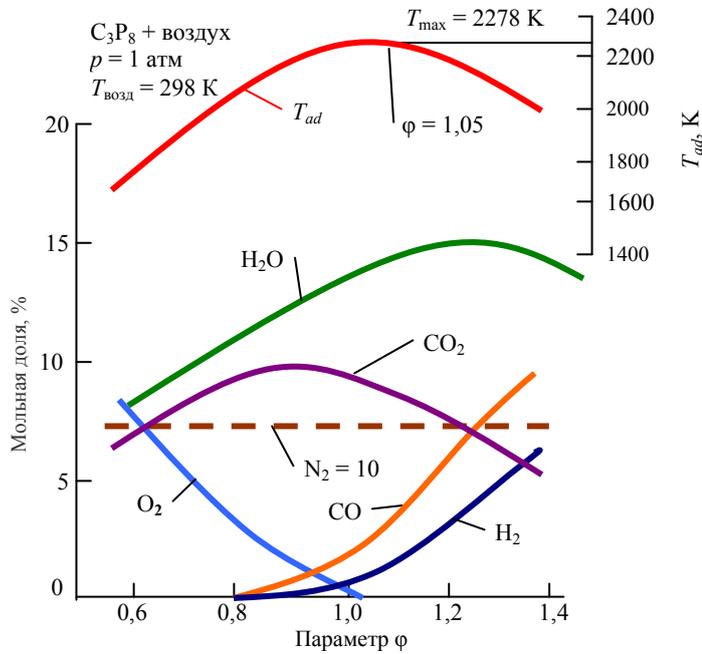


Рис. 1. Распределение компонентов дымовых газов при сжигании пропана с воздухом
 Fig. 1. Flue gas components distribution when propane is being combusted with air

На рис. 2 приводится распределение компонентов дымовых газов при сжигании природного газа с воздухом в зависимости от коэффициента избытка воздуха α .

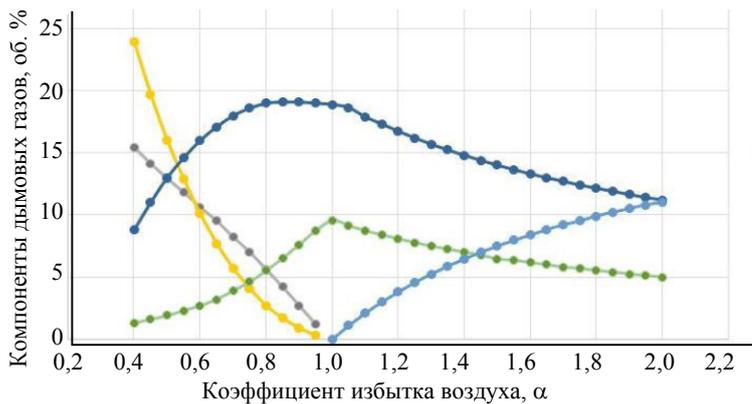


Рис. 2. Распределение компонентов дымовых газов при сжигании природного газа с воздухом с образованием:
 —●— CO; —●— H₂; —●— CO₂;
 —●— H₂O; —●— O₂ (сухие дымовые газы)

Fig. 2. Distribution of flue gas components when natural gas is being combusted with air to form:
 —●— CO; —●— H₂; —●— CO₂;
 —●— H₂O; —●— O₂ (dry flue gases)

В дополнение к основным видам компонентов дымовых газов при неполном сгорании углеродсодержащего топлива или горючих отходов образуется спектр различных химических веществ [7].

Первый класс загрязняющих веществ – самый простой. Молекулярный углерод может внести важный вклад в степень прозрачности выбросов. Это связано как с показателем преломления и цветом частиц, так и с типично небольшим их размером. Мелкие частицы обладают большей светорассеивающей способностью для данной массовой нагрузки, чем крупные. Углеродистая сажа может быть аморфной по своему характеру, но чаще графитовой. Это усложняет схему организации качественного горения, поскольку графитовый углерод окисляется труднее, чем аморфный материал.

Второй класс включает углерод-водородные соединения, химическая природа которых варьируется от метана, этана, ацетилен и других простых алифатических соединений с прямой и разветвленной цепями до сложных насыщенных и ненасыщенных кольцевых соединений. Влияние этих загрязняющих веществ на здоровье человека сильно различается. Например, подкласс сложных ароматических соединений (полициклическое органическое вещество) включает такие соединения, как канцерогенный бензапирен (benz- α -pyrene $C_{20}H_{12}$) – вещество 1-го класса опасности.

Третий класс включает углерод-водород-кислородные соединения. Они также варьируются от простых соединений, таких как окись углерода и формальдегид, до сложных органических кислот, сложных эфиров, спиртов, простых эфиров, альдегидов, кетонов и т. д. Эти соединения часто связаны с «пахучими» выбросами и показывают очень низкие пределы минимальной концентрации обнаружения. В частности, альдегиды, которые образуются в виде PIC (Products of Incomplete Combustion – продукты неполного сгорания), часто вносят основной вклад в типичный запах гари.

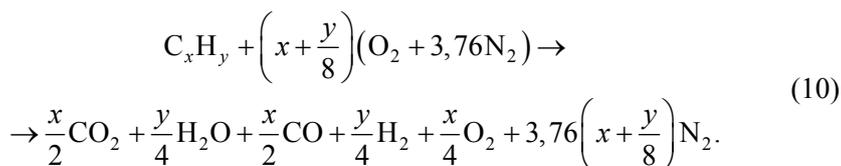
Четвертый класс загрязняющих веществ – это углерод-водород-азотные соединения. К ним относятся PIC, образующиеся при сжигании аминов, N-кольцевых соединений, многих белков и других химических веществ. Некоторые из них также содержат связанный в молекуле кислород. Эти соединения особенно важны в связи с их участием в образовании «топливного NO_x », а также с их влиянием на запах.

Пятый класс – соединения типа углерод – водород – кислород – галоген. К ним относятся хлорированные растворители, фторированные и хлорированные полимеры и многие другие экологически значимые химические соединения. Важно отметить, что в этот класс входят несколько конгенов (вещества, которые генерированы или синтезированы путем одинаковых синтетических химических реакций) и изомеров соединений PCDD (Polychlorinated Dibenzo-p-Dioxin – полихлорированный дибензо-*p*-диоксин), PCDF (Polychlorinated Dibenzofuran – полихлорированный дибензофуран) и PCB (Polychlorinated Biphenyls – полихлорированные бифенилы) [28]. Хлорированные растворители и полимеры способствуют образованию галогеновых кислот (HF, HCl, HBr и HI), которые согласно законодательству многих стран часто приводят к необходимости контроля «кислотных газов». Полихлорированные диоксины, фураны и бифенилы

находятся под интенсивным контролем со стороны государственных инспекций и широкой общественности во всем мире. Канцерогенность и другие значительные последствия для здоровья часто связаны именно с этими веществами.

Не полностью сгоревшие загрязняющие вещества, или РС-загрязнители, связаны практически с каждым критерием качества воздуха: одни из них представляют собой твердые частицы или аэрозоли и способствуют загрязнению атмосферы и выпадению твердых веществ [27], другие являются фотохимически реактивными и таким образом участвуют в реакциях, приводящих к смогу. Третьи признаны вредными для растений (например, этилен) и дыхания животных (монооксид углерода), известны как вызывающие рак у людей (бензапирен) или способствующие неблагоприятным последствиям для здоровья животных, подобно пестицидам (галогенированные бифенилы) [7]. Многие из механизмов недожога, приводящих к образованию горючих загрязняющих веществ, срабатывают при пусконаладочных работах и розжиге в холодных камерах сгорания. Очевидно, что в холодной камере сгорания ее стенки поглощают гораздо большую долю лучистой энергии, чем когда они достигают рабочей температуры. Это охлаждает пламя и способствует образованию СО и углеводородов. Кроме того, поскольку при пуске камера сгорания заполнена холодным окружающим воздухом, в начальные минуты розжига процесс горения проходит при очень большом избытке последнего. А его избыток и низкие температуры образующихся газов приводят к выделению большего количества СО. Помимо этого, на ранних стадиях розжига скорость горения поддерживается на низком уровне с тем, чтобы предотвратить тепловой удар (термические напряжения) огнеупора. В результате – скорость газа мала, а перемешивание плохое, что также способствует увеличению выбросов СО.

Условия равновесия для различного отношения воздух/топливо (в зависимости от состава топлива) при неполном сгорании рассчитываются исходя из формулы [17]:



Образование твердого углерода. В [16] предложена теория образования твердого углерода при достехиометрическом горении. Если $\phi < 1$ ($\alpha > 1$), существует достаточное количество кислорода для полной конверсии, при этом выброс углерода в виде сажи обычно наблюдается только для богатых смесей. Чтобы быть более точным с порогом ϕ_C для образования углерода, можно следовать простому правилу порядка окисления. То есть когда кислород добавляется в углеводородную систему, окисление углерода и водорода осуществляется в определенной последовательности, в которой кислород сначала используется для превращения углерода в СО. Только после того, как весь углерод превращен в СО, происходит окисление водорода

с образованием H_2O . И лишь затем следует окисление CO до CO_2 . Исходя из этого правила можно ожидать, что углерод образуется, когда смесь достаточно богата топливом, так что полное превращение углерода в CO невозможно. Это показывают стехиометрическая и пороговая реакции окисления ацетилена C_2H_2 соответственно:



Таким образом, для образования углерода порог φ составляет 2,5. Поскольку эта оценка основана строго на стехиометрии, без учета структуры топлива и подробных механизмов реакции, φ_C является максимальным значением φ , за пределами которого в однородной смеси должен образоваться твердый углерод.

ВЫВОДЫ

1. Предложена последовательность реализации проекта установки и/или модернизации теплоэнергетической системы, утилизирующей потоки промышленных отходов.
2. Проведенный анализ потоков промышленных отходов позволил определить наиболее значимые для горения компоненты, состав дымовых газов и их влияние на загрязнение окружающей среды.
3. Определены условия стехиометрии и равновесия для различного отношения воздух/топливо (в зависимости от состава топлива) при неполном сгорании и предельное значение коэффициента φ для образования твердого углерода в продуктах сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Каргамышева, Е. С. Новые технологии переработки отходов производства в современном мире / Е. С. Каргамышева, Д. С. Иванченко // Молодой ученый. 2017. № 51. С. 115–118. Режим доступа: <https://moluch.ru/archive/185/47381/>. Дата доступа: 03.09.2019.
2. Бернадинер, М. Н. Огневая переработка и обезвреживание промышленных отходов / М. Н. Бернадинер, А. П. Шурыгин. М.: Химия, 2000. 272 с.
3. Доброго, К. В. Численное моделирование слоевого горения двухфазной системы «горючая жидкость – твердое топливо» / К. В. Доброго, И. А. Козначеев // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 3. С. 247–263. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-247-263>.
4. Охрана окружающей среды и природопользование. Требования экологической безопасности: ЭкоНиП 17.01.06-001–2017. Минск: Минприроды, 2017. 139 с.
5. Гламаздин, П. М. Экологические аспекты модернизации водогрейных котлов большой мощности / П. М. Гламаздин, Д. П. Гламаздин, Ю. П. Ярмольчик // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2016. Т. 59, № 3. С. 249–259. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-3-249-259>.
6. Faulstich, M. Fachtagung Thermische Abfallbehandlung / M. Faulstich, B. Bilitewski, A. I. Urban. Kassel: Kassel University Press, 2006. 350 p.
7. Niessen, W. R. Combustion and Incineration Processes. Applications in Environmental Engineering / W. R. Niessen. 4th ed. Boca Raton: Taylor and Francis Group, LLC, 2010. 798 p. <https://doi.org/10.1201/EBK1439805039>.
8. Warnatz, J. Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation / J. Warnatz, U. Maas, R. W. Dibble. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. 299 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-45363-5>.

9. Кан, Р. Введение в химическую номенклатуру / Р. Кан, О. Дермер // пер. с англ. Н. Н. Щербиновской, под ред. В. М. Потапова, Р. А. Лидина. М.: Химия, 1983. С. 139–140.
10. Acetaldehyde / M. Eckert [et al.] // Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry. Wiley, 2006.
11. Шабаров, Ю. С. Органическая химия / Ю. С. Шабаров. М.: Лань, 2011. 848 с.
12. Лисицын, В. Н. Химия и технология промежуточных продуктов / В. Н. Лисицын. М.: Химия, 1987. 368 с.
13. Беззубов, Л. П. Химия жиров / Л. П. Беззубов. 3-е изд. М.: Пищевая промышленность, 1975. 280 с.
14. Whitford, D. Proteins: Structure and Function / D. Whitford. Wiley, 2005. P. 542.
15. Joos, F. Technische Verbrennung / F. Joos. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006.
16. Lackner, M. Handbook of Combustion / M. Lackner, F. Winter, A. K. Agarwal. 2010. Vol. 1: Fundamentals and Safety. Weinheim: Wiley-VCH. 499 p. <https://doi.org/10.1002/9783527628148>.
17. Lackner, M. Handbook of Combustion / M. Lackner, F. Winter, A. K. Agarwal. 2010. Vol. 3: Gaseous and Liquid Fuels. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. 466 p. <https://doi.org/10.1002/9783527628148>.
18. Ярмольчик, Ю. П. Механизмы образования и методика расчета выбросов загрязняющих веществ при сжигании природного газа в зависимости от эмиссионного класса горелок / Ю. П. Ярмольчик // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 6. С. 565–582. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-565-582>.
19. Law, C. K. Combustion Physics / C. K. Law. New York: Cambridge University Press, 2006.
20. Prieler, R. Numerical Modelling of Chemistry, Radiation and Transient Heating Characteristics in High Temperature Processes / R. Prieler. TU Graz, 2016.
21. Najmi, W. M. W. A. Comparison of Combustion Performance between Natural Gas and Medium Fuel Oil / W. M. W. A. Najmi, A. M. Arhosazani // International Conference on Energy and Environment. 2006.
22. High Temperature Air Combustion / H. Tsuji [et al.]. Boca Raton: CRC Press LLC, 2003. 424 p.
23. Charles, J. The John Zink Hamworthy. Combustion Handbook, Fundamentals / J. Charles, E. Baukal. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC, 2013. 452 p.
24. Peters, N. Technische Verbrennung / N. Peters. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
25. Lackner, M. Handbook of Combustion / M. Lackner, F. Winter, A. K. Agarwal. 2010. Vol. 2: Combustion Diagnostics and Pollutants. Weinheim: WILEY-VCH. 546 p.
26. Turns, S. R. An Introduction to Combustion. Concepts and Applications. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 2000. 676 p.
27. Watt, L. J. The Production of Acetylene from Methane by Partial Oxidation / L. J. Watt // University of British Columbia, 1951.
28. Rvu, J. Y. Polychlorinated Dibenzo-p-Dioxin (PCDD) and Dibenzofuran (PCDF) Isomer Patterns from Municipal Waste Combustion: Formation Mechanism Fingerprints / J. Y. Rvu, K. C. Choi, J. A. Mulholland // Chemosphere. 2006. Vol. 65. Iss. 9. P. 1526–1536.

Поступила 12.09.2019 Подписана в печать 26.11.2019 Опубликована онлайн 29.05.2020

REFERENCES

1. Kartamysheva E. S., Ivanchenko D. S. (2017) New Technologies for Production Waste Processing in the Modern World. *Molodoi Uchenyi* [Young Scientist], (51), 115–118 (in Russian).
2. Bernadiner M. N., Shurygin A. P. (2000) *Fire Processing and Neutralization of Industrial Waste*. Moscow, Khimya Publ. 272 (in Russian).
3. Dobrego K. V., Koznacheev I. A. (2019) Numerical Simulation of Two-Phase System of “Combustible Liquid – Solid Fuel” Combustion in a Fixed Bed. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (3), 247–263. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-247-263> (in Russian).
4. Environmental Norms and Rules of EcoNiP 17.01.06-001–2017. *Environmental Protection and Nature Management. Environmental Safety Requirements*. Minsk, Ministry of Natural Resources and Environmental Protection of the Republic of Belarus, 2017. 139 (in Russian).
5. Glamazdin P. M., Glamazdin D. P., Yarmolchick Yu. P. (2016) Environmental Aspects of Modernization of High Power Water-Heating Boilers. *Energetika. Izvestiya Vysshikh*

- Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 59 (3), 249–259. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-3-249-259> (in Russian).
6. Faulstich M., Bilitewski B., Urban A. I. (2006) *Fachtagung Thermische Abfallbehandlung*. Kassel, Kassel University Press. 350.
 7. Niessen W. R. (2010) *Combustion and Incineration Processes. Applications in Environmental Engineering*. 4th ed. Boca Raton, Taylor and Francis Group, LLC. 798 <https://doi.org/10.1201/EBK1439805039>.
 8. Warnatz J., Maas U., Dibble R. W. (2006) *Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag. 299. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-45363-5>.
 9. Kahn R., Dermer O. (1979) *Introduction to Chemical Nomenclature*. Elsevier Ltd. 208. <https://doi.org/10.1016/C2013-0-04129-1>.
 10. Eckert M., Fleischmann G., Jira R., Bolt H. M., Golka K. (2006) Acetaldehyde. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*. Wiley. https://doi.org/10.1002/14356007.a01_031.pub2.
 11. Shabarov Yu. S. (2011) *Organic Chemistry*. Moscow, Lan' Publ. 848 (in Russian).
 12. Lisitsyn V. N. (1987) *Chemistry and Technology of Intermediates*. Moscow, Khimya Publ., 368 (in Russian).
 13. Bezzubov L. P. (1975) *Chemistry of Fats*. 3rd ed. Moscow, Pishchevaya Promyshlennost' Publ. 280 (in Russian).
 14. Whitford D. (2005) *Proteins: Structure and Function*. Wiley. 542.
 15. Joos F. (2006) *Technische Verbrennung*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. 907. <https://doi.org/10.1007/3-540-34334-2>.
 16. Lackner M., Winter F., Agarwal A. K. (2010) *Handbook of Combustion. Vol. 1: Fundamentals and Safety*. Weinheim, WILEY-VCH. 499. <https://doi.org/10.1002/9783527628148>.
 17. Lackner M., Winter F., Agarwal A. K. (2010) *Handbook of Combustion. Vol. 3: Gaseous and Liquid Fuels*. Weinheim, WILEY-VCH. 460. <https://doi.org/10.1002/9783527628148>.
 18. Yarmolchick Yu. P. (2019) Formation Mechanisms and Methods for Calculating Pollutant Emissions from Natural Gas Combustion Depending on the Burner Emission Class. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (6), 565–582 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-565-582>.
 19. Law C. K. (2006) *Combustion Physics*. New York, Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/cbo9780511754517>.
 20. Prieler R. (2016) Numerical Modelling of Chemistry, Radiation and Transient Heating Characteristics in High Temperature Processes.
 21. Najmi W.M. W.A., Arhosazani A. M. (2006) Comparison of Combustion Performance between Natural Gas and Medium Fuel Oiln. *International Conference on Energy and Environment*. Available at: https://www.researchgate.net/publication/241124165_Comparison_Of_Combustion_Performance_Between_Natural_Gas_And_Medium_Fuel_Oil_At_Different_Firing_Settings_For_Industrial_Boilers.
 22. Tsuji H., Gupta A. K., Hasegawa T., Katsuki M., Kishimoto K., Morita M. (2003) *High Temperature Air Combustion*. Boca Raton, CRC Press LLC. 424. <https://doi.org/10.1201/9781420041033>.
 23. Charles J., Baukal E. (2013) *The John Zink Hamworthy. Combustion Handbook, Fundamentals*. Boca Raton, Taylor & Francis Group, LLC. 452. <https://doi.org/10.1201/b15101>.
 24. Peters N. (2010) *Technische Verbrennung*. Berlin Heidelberg, Springer-Verlag (in German).
 25. Lackner M., Winter F., Agarwal A. K. (2010) *Handbook of Combustion. Vol. 2: Combustion Diagnostics and Pollutants*. Weinheim, WILEY-VCH. 546.
 26. Turns S. R. (2000) *An Introduction to Combustion. Concepts and Applications*. 2nd ed. New York, McGraw-Hil. 676.
 27. Watt L. J. (1951) *The Production of Acetylene from Methane by Partial Oxidation*. University of British Columbia.
 28. Rvu J. Y., Choi K. C., Mulholland J. A. (2006) Polychlorinated Dibenzo-p-Dioxin (PCDD) and Dibenzofuran (PCDF) Isomer Patterns from Municipal Waste Combustion: Formation Mechanism Fingerprints. *Chemosphere*, 65 (9), 1526–1536. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2006.04.002>.

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-253-263>

УДК 549.742.121+662.765

Расчетное исследование выхода твердых продуктов пиролиза древесины при повышенном давлении

С. В. Василевич¹⁾, М. В. Малько²⁾, Д. В. Дегтеров²⁾, А. Н. Асадчий²⁾

¹⁾Белорусская государственная академия авиации (Минск, Республика Беларусь),

²⁾Институт энергетики НАН Беларуси (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. В статье представлена кинетическая модель пиролиза древесины под давлением с учетом диффузии образующихся газофазных продуктов (тяжелых углеводородов) и реакций их разложения. В основу модели положен упрощенный механизм пиролиза древесины, включающий две последовательные химические реакции: первичную реакцию разложения древесной биомассы с образованием твердых и газообразных компонентов и реакцию термического разложения в порах биомассы углеводородов, образовавшихся в первичном процессе. Модель учитывает диффузию первичных продуктов пиролиза из образовавшихся пор и термическое разложение их в порах. На основании разработанной модели создана компьютерная программа расчета основных параметров процесса пиролиза под давлением, проведены вычисления массового выхода твердых продуктов пиролиза в различных условиях. При расчете учитывались основные параметры, влияющие на выход твердых продуктов древесной биомассы: температура и давление пиролиза, размеры частиц, пористость и др. Установлено, что повышение давления, при котором осуществляется пиролиз древесной биомассы, приводит к увеличению образования количества твердых продуктов, что соответствовало экспериментальным данным. При давлении 1 атм и размере частицы 0,025 м максимальный выход твердых продуктов наблюдается при температуре 600 °С. С ростом давления значение максимального выхода возрастает, при этом температура, при которой достигается максимум, снижается. При давлении 10 атм и размере частицы 0,025 м максимальный выход твердых продуктов наблюдается при температуре около 500 °С – в 1,18 раза больше, чем при 1 атм. Отмечено, что температура максимального выхода древесного угля снижается с увеличением размеров пиролизуемых частиц. Так, при размере частицы 0,5 м эта температура составляет порядка 400 °С при 10 атм.

Ключевые слова: древесина, термическое разложение, избыточное давление, вторичные реакции, константы скорости реакций, массовый выход

Для цитирования: Расчетное исследование выхода твердых продуктов пиролиза древесины при повышенном давлении / С. В. Василевич [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 3. С. 253–263. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-253-263>

Адрес для переписки

Василевич Сергей Владимирович
Белорусская государственная академия авиации
ул. Уборевича, 77,
220096, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 341-94-22
svasilevich@yandex.ru

Address for correspondence

Vasilevich Sergey V.
Belarusian State Academy of Aviation
77, Uborevicha str.,
220096, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 341-94-22
svasilevich@yandex.ru

Computational Study of the Yield of Solid Wood Pyrolysis Products under High Pressure

S. V. Vasilevich¹⁾, M. V. Malko²⁾, D. V. Degterov²⁾, A. N. Asadchyi²⁾

¹⁾Belarusian State Academy of Aviation (Minsk, Republic of Belarus),

²⁾Institute of Power Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The kinetic model of wood pyrolysis under pressure is discussed in the present paper taking into account the diffusion of the resulting gas-phase products (i.e. heavy hydrocarbons) and their decomposition reactions. This model is based on a simplified mechanism of wood pyrolysis, including two parallel chemical reactions, viz. the primary decomposition reaction of wood biomass with the formation of solid and gaseous components and the thermal decomposition reaction in the biomass pores of hydrocarbons formed in the primary process. The model takes into account the diffusion processes of the primary pyrolysis products from the resulting pores and thermal decomposition in the pores of these products. Based on the developed model, a computer program for calculating the main parameters of the pyrolysis process under pressure was created and the mass yield of solid pyrolysis products under various conditions was calculated. The calculation took into account the main parameters that affect the yield of solid wood biomass products, viz. temperature and pyrolysis pressure, particle sizes, porosity, etc. The calculations demonstrated that the increase of the pressure at which the pyrolysis of wood biomass is carried out causes an increase of the formation of the amount of solid products, which corresponds to the available experimental data. It was established that at a pressure of 1 atm when a sample size is of 0.025 m, the maximum yield of solid products is observed at the temperature of 600 °C. As the pressure increases the maximum yield increases, while the temperature at which the maximum is reached decreases. So, at a pressure of 10 atm when a particle size is of 0.025 m, the maximum yield of solid products is observed at the temperature of about 500 °C, and it is higher than that at 1 atm by 1.18 times. It was also determined that the temperature of the maximum yield of charcoal decreases with increasing sizes of pyrolyzable samples. Thus, when a sample size is of 0.5 m, this temperature is about 400 °C at 10 atm.

Keywords: wood, thermal decomposition, overpressure, secondary reactions, reaction rate constants, mass yield

For citation: Vasilevich S. V., Malko M. V., Degterov D. V., Asadchyi A. N. (2020) Computational Study of the Yield of Solid Wood Pyrolysis Products under High Pressure. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (3), 253–263 <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-253-263> (in Russian)

Введение

Пиролиз представляет собой процесс термического разложения органических соединений без доступа кислорода. В результате пиролиза древесной биомассы в зависимости от имеющихся условий образуются твердые (древесный уголь), жидкие (низко- или высокомолекулярные смолы) и газообразные (синтез-газ) продукты. Количество и состав получаемых продуктов зависят от многих параметров: температуры, давления, влажности, природы сырья, размера пиролизуемых частиц и др.

В [1] показано, что осуществление пиролиза древесного сырья при давлении 0,7 МПа позволяет получить древесный уголь с содержанием углерода более 96 %. Такой древесный уголь может использоваться для создания активированного угля, производство которого в Беларуси в настоящее время отсутствует и потребность в котором покрывается за счет импорта. Решение этой задачи требует проведения фундаментальных и прикладных исследований пиролиза биомассы в условиях образования древесного угля, а также расчетно-теоретических исследований процесса пиролиза древесной биомассы при повышенном давлении.

Влияние давления на процесс пиролиза древесины обнаружено экспериментально более ста лет назад П. Класоном и др. [2, 3]. Изучая пиролиз целлюлозы и древесной биомассы при температуре 400 °С, исследователи установили, что выход древесного угля увеличивается с ростом давления. По их мнению, этот эффект обусловлен разложением газообразных продуктов пиролиза в порах пиролизуемого материала. Повышение давления приводит к снижению скорости диффузии газообразных продуктов из пор, что вызывает их задержку внутри пор и последующее разложение с увеличением количества образующегося древесного угля и выхода летучих компонентов CO₂, CO, H₂ и др.

Выводы авторов [2, 3] о положительном влиянии давления на выход твердых продуктов были подтверждены при исследовании пиролиза различных типов биомассы в [4–8].

Цель исследования авторов данной статьи – разработка упрощенной математической модели пиролиза древесной биомассы, которая бы позволила учесть влияние давления на процесс пиролиза древесины в условиях, при которых основным конечным продуктом является древесный уголь.

В основу предлагаемой модели положен упрощенный механизм пиролиза древесины, включающий две последовательные химические реакции: первичную реакцию разложения древесной биомассы с образованием твердых и газообразных компонентов и реакцию термического разложения в порах биомассы углеводородов, образовавшихся в первичном процессе. Такой формальный подход является общепринятым при анализе кинетики термического разложения биомассы, что обусловлено отсутствием полного понимания исключительно сложного механизма термического разложения древесной биомассы.

Кинетика термического разложения биомассы

Кинетика термического разложения древесной биомассы рассматривается на основе упрощенного механизма, учитывающего первичный процесс разложения биомассы с образованием твердых и газообразных продуктов и разложение газообразных продуктов внутри образовавшихся пор.

С формальной точки зрения первая реакция может быть представлена в следующем виде:



Кинетическое уравнение реакции (1) при этом имеет вид [9]

$$\frac{d\alpha}{dt} = k(T)f(\alpha), \quad (2)$$

где α – степень термического разложения исходной древесной биомассы; $k(T)$ – аррениусовская константа скорости; $f(\alpha)$ – дифференциальная функция кинетического уравнения.

Степень разложения в момент времени t определяется из соотношения

$$\alpha_t = \frac{m_0 - m_t}{m_0 - m_\infty}, \quad (3)$$

где m_0 – исходная масса пиролизуемой частицы; m_t – масса частицы в момент времени t ; m_∞ – то же в конце разложения.

Интегрирование (2) при постоянной температуре дает уравнение скорости реакции

$$g(\alpha) = kt, \quad (4)$$

где $g(\alpha)$ – интегральная функция кинетического уравнения.

В [10] установлено, что разложение древесной биомассы в области температур 400–600 °С протекает в соответствии с сигмоидальным уравнением Аврами – Ерофеева

$$kt = [-\ln(1-a)]^n, \quad (5)$$

где n – показатель, равный ~0,5 (далее – n_1).

По данным [10], константа скорости термического разложения древесной биомассы в области температур 400–600 °С определяется выражением

$$k = 38,5 \exp\left(-\frac{57200}{RT}\right). \quad (6)$$

Уравнение (5) можно разрешить относительно степени термического разложения α

$$\alpha = 1 - \exp\left[-(kt)^{\frac{1}{n}}\right]. \quad (7)$$

Использование уравнения Аррениуса (6) позволяет рассчитать степень разложения древесной биомассы в любой момент времени, по крайней мере в интервале температур от 400 до 600 °С. Этот вывод подтверждается данными рис. 1, на котором приведено сравнение экспериментальных значений степени разложения древесных частиц размерами 8×10×25 мм с величинами, рассчитанными по (7).

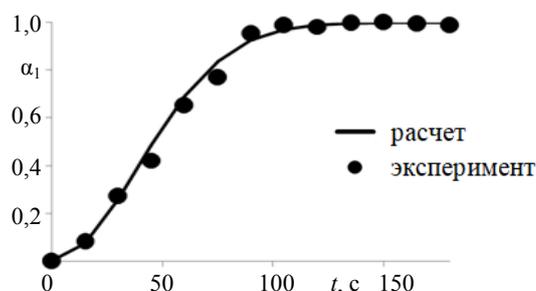


Рис. 1. Зависимость степени термического разложения древесины при температуре 600 °С и размере частиц 8×10×25 мм от времени разложения

Fig. 1. Dependence of the degree of thermal decomposition of wood samples at a temperature of 600 °С and a particle size of 8×10×25 mm on the decomposition time

В качестве константы скорости термического разложения пиролизной смолы использовали уравнение Аррениуса [11]

$$k = 14,2 \exp\left(-\frac{63100}{RT}\right). \quad (8)$$

Выражение (8) было определено на основании экспериментальных результатов, полученных в процессе исследования термического разложе-

ния пиролизной смолы в изотермических условиях при температурах 500, 600, 700 и 850 °C [11]. Анализ показал, что использование (8) позволяет с приемлемой точностью рассчитать значения степени термического разложения пиролизной смолы, определенные в [11], по выражению (7), в котором параметр n принят равным 1,007 (далее n_2).

Возможность применения (8) для расчета степени термического разложения пиролизной смолы подтверждается данными, представленными на рис. 2.

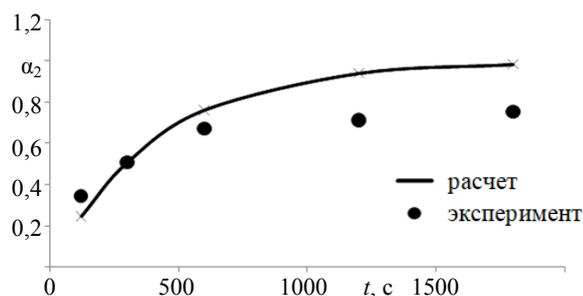


Рис. 2. Зависимость степени термического разложения газообразных продуктов пиролиза при температуре 600 °C от времени разложения

Fig. 2. Dependence of the degree of thermal decomposition of the gaseous products of pyrolysis at a temperature of 600 °C on the time of decomposition

Математическая модель пиролиза древесной биомассы

Для кинетического описания влияния избыточного давления на массовый выход твердых продуктов пиролиза предложена модель, в основу которой положено рассмотрение в зоне разложения цилиндрической древесной частицы диаметром d_0 и длиной L . Термическое разложение частицы происходит при ее равномерном прогреве. Предполагается, что градиент температур внутри частицы равен нулю ($dT/dL = 0$; $dT/dr = 0$). Это свидетельствует о равенстве внутренней и внешней температур частицы.

Общая масса частицы в зоне разложения

$$m = m_0 - m_1 + m_2, \quad (9)$$

где m_1 – потеря массы частицы в результате первичной реакции пиролиза, кг; m_2 – масса твердого углерода, получаемого в результате вторичной реакции разложения, кг.

Средняя скорость (модуль скорости) прохождения газообразных продуктов через частицу

$$v = \frac{L}{4t_2} = \frac{dm_1}{dt} \frac{1}{2\rho S}, \quad (10)$$

где L – длина частицы древесины, м; t_2 – время пребывания газообразных продуктов внутри частицы, с; dm_1/dt – скорость изменения потока газообразных продуктов, полученных в результате первичных реакций, через частицу древесины, кг/с; ρ – плотность газообразных продуктов, кг/м³; S – общая площадь пор, через которые проходят газообразные продукты, м².

Суммарная площадь пор определяется из выражения

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{\Pi}{100 - \Pi} \right), \quad (11)$$

где d – диаметр древесной частицы, м; Π – пористость древесины, %.

Плотность газообразных продуктов зависит от давления и температуры и с использованием уравнения Менделеева – Клапейрона определяется как

$$\rho = \frac{1}{0,0224} \sum_{i=1}^N M_i X_i \frac{P}{P_0} \frac{T_0}{T}, \quad (12)$$

где N – общее число компонентов в газообразных продуктах; M_i – молярная масса i -го компонента, кг/моль; X_i – доля i -го компонента в газообразных продуктах; P – давление, Па; P_0 – давление при нормальных условиях (101325 Па); T – температура, К; T_0 – температура при нормальных условиях (273,15 К).

В (10) dm_1/dt определяется как дифференциал m_1 (из (3)) по времени

$$\frac{dm_1}{dt} = (m_0 - m_\infty) \frac{1}{n_1} k_1^{1/n_1} t^{1/n_1 - 1} \exp\left(-k_1 t^{1/n_1}\right). \quad (13)$$

Подставив (13) в (10), получим выражение для определения времени пребывания газообразных продуктов внутри частицы древесины

$$t_2 = \frac{L\rho S}{2(m_0 - m_\infty) \frac{1}{n_1} k_1^{1/n_1} t^{1/n_1 - 1} \exp\left(-k_1 t^{1/n_1}\right)}, \quad (14)$$

где k_1 – константа скорости термического разложения древесной биомассы, с^{-1} , определяется по (6); t_2 – время, соответствующее времени протекания вторичных реакций разложения газообразных продуктов с выделением углерода.

Согласно [1–5], внутри частицы древесины проходят вторичные реакции, в ходе которых часть газообразных продуктов разлагается с выделением углерода.

Введем коэффициент φ , равный отношению массы m_2 углерода, полученного в ходе вторичных реакций, к массе газообразных продуктов пиролиза:

$$\varphi = \frac{dm_2}{\alpha_2 dm_1},$$

где α_2 – степень термического разложения газообразных продуктов пиролиза, определяется по (7).

Масса углерода, получаемого при разложении газообразных продуктов в процессе их прохождения через частицу:

$$m_2 = \int_{t=0}^t \varphi \alpha_2 \frac{dm_1}{dt} dt. \quad (15)$$

Подставив (13) и (14) в (9), получим уравнение для определения массы частицы древесины в ходе пиролиза с учетом вторичных реакций

$$m = m_0 - (m_0 - m_\infty) \left(1 - \exp\left(- (k_1 t)^{1/n_1}\right)\right) + \int_{t=0}^t \varphi \alpha_2 \frac{dm_1}{dt} dt. \quad (16)$$

С учетом (9)–(15) выражение (16) можно записать следующим образом:

$$m = m_0 - (m_0 - m_\infty) \left(1 - \exp\left(- (k_1 t)^{1/n_1}\right)\right) + \varphi \int_{t=0}^t \left(1 - \exp\left[- \left(\frac{L \frac{1}{0,0224} \sum_{i=1}^N M_i X_i \frac{P}{P_0} \frac{T_0}{T} \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{\Pi}{100 - \Pi}\right) k_2 \right)^{1/n_2} \right] \right) \times \left((m_0 - m_\infty) \frac{1}{n_1} (k_1 t)^{1/n_1} t^{1/n_1 - 1} \exp\left(- (k_1 t)^{1/n_1}\right) \right) dt, \quad (17)$$

где k_2 – константа скорости термического разложения пиролизной смолы, с^{-1} , определяется по (8).

Исходя из (17), масса частицы при ее термохимической конверсии зависит не только от температуры и времени, но и от давления, ее длины, пористости, условий протекания первичных и вторичных реакций.

На основании приведенной математической модели разработана компьютерная программа, позволяющая исследовать влияние давления и других параметров пиролиза на выход древесного угля. Результаты расчетов с применением этой программы изложены далее в статье.

Результаты расчетно-теоретического исследования

Зависимости массового выхода твердых продуктов от времени пиролиза при температурах 300 и 400 °С, давлении 1 атм, длине частицы древесины 0,025 м и ее диаметре 0,008 м представлены на рис. 3.

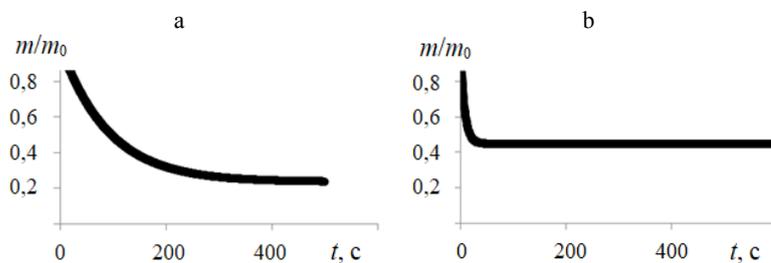


Рис. 3. Зависимость массового выхода твердых продуктов от времени пиролиза при температуре: а – 300 °С; б – 400 °С

Fig. 3. Calculation curves for the dependence of the mass yield of solid products on the pyrolysis time at temperatures: а – 300 °С; б – 400 °С

Расчетная зависимость конечного массового выхода твердых продуктов от температуры при давлениях от 1 до 10 атм, длине частицы древесины 0,025 м и ее диаметре 0,008 м приведена на рис. 4.

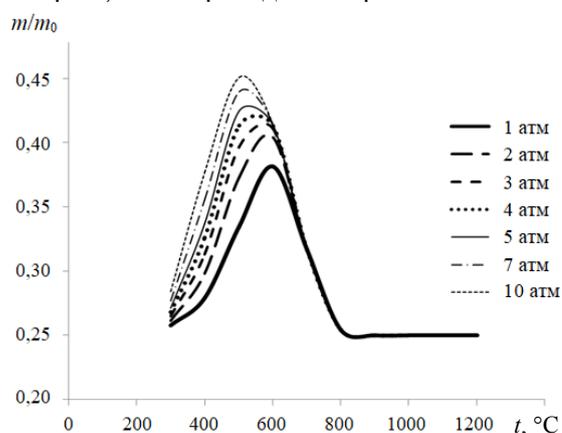


Рис. 4. Зависимость конечного массового выхода твердых продуктов от температуры при длине частицы древесины 0,025 м и ее диаметре 0,008 м

Fig. 4. The dependence of the final mass yield of solid products on temperature when the length of the wood particle is 0.025 m and its diameter is 0.008 m

Из рис. 4 видно, что при давлении 1 атм и длине частицы древесины 0,025 м максимальный выход твердых продуктов наблюдается при температуре 600 °С. С повышением давления значение максимального выхода увеличивается, а температура, при которой достигается максимум, снижается. Так, при давлении 10 атм максимальный выход твердых продуктов наблюдается при 500 °С, что в 1,18 раза больше, чем при 1 атм. При этом, чем больше длина частицы древесины, тем меньше температура достижения максимума. Так, расчеты по модели показали, что при длине частицы 0,5 м эта температура составит 400 °С при 10 атм (на графиках эти данные не указаны). Кривые зависимости массового выхода твердых продуктов от длины частиц при различных температурах и давлении 1 атм представлены на рис. 5.

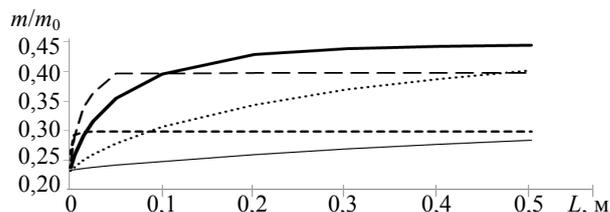


Рис. 5. Зависимость массового выхода твердых продуктов от длины частиц при температуре, °С: — — — — 300; — 400; — — — — 500; — — — — 600; - - - - - 700

Fig. 5. Dependences of the mass yield of solid products on the length of the particle when the temperature, °С:
— — — — 300; — 400; — — — — 500; — — — — 600; - - - - - 700

Из рис. 5 видно, что с увеличением длины частицы древесины выход твердых продуктов возрастает. Это хорошо согласуется с данными литературных источников. Также видно, что для частиц, длина которых ме-

нее 0,1 м, максимальный выход твердых продуктов достигается при температуре 600 °С, в то время как для частиц более 0,1 м температура достижения максимума снижается до 500 °С.

Сравнение расчетных данных по выходу древесного угля при проведении пиролиза при температуре 400 °С, давлении 7 атм и времени пиролиза 10 ч приведено на рис. 6.

Видно, что расчеты по модели хорошо согласуются с экспериментальными данными. Это свидетельствует об адекватности основных предположений, использованных при разработке модели пиролиза древесной биомассы, и значений констант скоростей химических процессов, рассчитанных по (6) и (8). Так, увеличение массового выхода древесного угля с ростом давления, при котором осуществляется процесс пиролиза, обусловлено

влиянием давления на диффузионный выход из пор, образующихся в первичном процессе термического разложения древесной биомассы газофазных компонентов. Этот вывод согласуется с предположениями [2–6].

Изложенное выше позволяет рекомендовать данную математическую модель для проведения оптимизации параметров пиролиза древесной биомассы, осуществляемой в условиях преимущественного образования древесного угля.

С формальной точки зрения, учет влияния давления на выход древесного угля в процессе термохимической конверсии можно осуществлять на основе предположения о том, что с ростом давления происходит снижение константы скорости первичной стадии разложения древесной биомассы. Такой метод использован в [12, 13], где получено хорошее соответствие экспериментальных данных расчетным значениям массового выхода древесного угля, образующегося в процессе пиролиза древесной биомассы при повышенном давлении. Однако при наличии данных по кинетике первичной стадии термического разложения древесной и другой биомассы, а также кинетических показателей о термическом разложении пиролизной смолы предложенная математическая модель позволит получить более глубокое представление об основных химических и физических процессах, протекающих при термохимической конверсии биомассы.

Следует отметить, что прямое использование представленной математической модели для расчета массового выхода древесного угля в случае других видов биомассы может привести к существенным отклонениям в расчетных и экспериментальных величинах. Наиболее вероятной причиной таких отклонений могут быть различия в константах скорости разложения пиролизующей биомассы и разложения в порах компонентов, образующихся в первичной стадии пиролиза. Устранение возможного расхождения потребует кинетических исследований первичной стадии термического разложения биомассы, представляющей практический интерес для получения

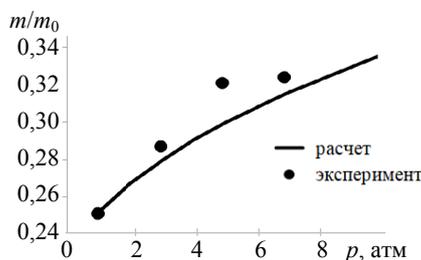


Рис. 6. Зависимость массового выхода твердого продукта от давления при температуре 400 °С и времени пиролиза 10 ч

Fig. 6. The dependence of mass yield of solid product on the pressure at a temperature of 400 °С and pyrolysis time of 10 h

древесного угля, а также кинетических исследований термического разложения газофазных компонентов, образующихся на первичной стадии пиролиза биомассы.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная кинетическая модель термохимической конверсии древесной биомассы под давлением учитывает влияние вторичных химических реакций разложения сложных углеводов, выделяемых при пиролизе древесины. Это приводит к увеличению массового выхода твердых продуктов пиролиза (древесного угля).

2. На основании модели составлена программа расчета массового выхода древесного угля при пиролизе древесины под давлением. Проведены расчеты и выявлены оптимальные параметры процесса пиролиза древесины.

3. Результаты расчетов достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными, что указывает на адекватность предложенной кинетической модели и возможность использования ее при проектировании оборудования термохимической конверсии древесной биомассы с получением древесного угля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование процесса получения древесного угля путем пиролиза под давлением / С. В. Василевич [и др.] // *Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук.* 2017. № 3. С. 64–71.
2. Klason, P. Untersuchungen zur Holzverkohlung. I. Die Trockene Distillation der Cellulose / P. Klason, G. Heidenstam, E. Norlin // *Z. Angew. Chem.* 1909. Vol. 22, No 25. P. 1205–1214.
3. Klason, P. Untersuchungen zur Holzverkohlung. II. Die Trockene Distillation des Holzes von Kiefer, Fichte, Birke und Buche / P. Klason, G. Heidenstam, E. Norlin // *Z. Angew. Chem.* 1910. Vol. 23, No 27. P. 1252–1254.
4. Mok, W. S.-L. Effects of Pressure on Biomass Pyrolysis. I Cellulose Pyrolysis Products / W. S.-L. Mok, M. J. Jr. Antal // *Thermochimica Acta.* 1983. Vol. 68, No 2–3. P. 155–164.
5. Is Elevated Pressure Required to Achieve a High Fixed-Carbon Yield of Charcoal from Biomass. Part 1: Round-Robin Results for Three Different Corncob Materials / L. Wang [et al.] // *Energy & Fuels.* 2011. Vol. 25, No 7. P. 3251–3265.
6. Basile, L. The Role of Pressure in the Heat of Pyrolysis of a Lignocellulosic Biomass / L. Basile, A. Tugnoli, V. Cozzani // *Chemical Engineering Transactions.* 2015. Vol. 43. P. 451–456.
7. Хрусталеv Б. М. Технология эффективного использования углеводородсодержащих отходов в производстве многокомпонентного твердого топлива / Б. М. Хрусталеv, А. Н. Пехота // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ.* 2016. Т. 59, № 2. С. 122–140. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-2-122-140>.
8. Хрусталеv Б. М. Твердое топливо из углеводородсодержащих, древесных и сельскохозяйственных отходов для локальных систем теплоснабжения / Б. М. Хрусталеv, А. Н. Пехота // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ.* 2017. Т. 60, № 2. С. 147–158. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-2-147-158>.
9. Vyazovkin, S. Model-Free and Model-Fitting Approaches to Kinetic Analysis of Isothermal and Nonisothermal Data / S. Vyazovkin, Ch. A. Wight // *Thermochimica Acta.* 1999. Vol. 340–341. P. 53–68.
10. Малько, М. В. Исследование кинетики пиролиза древесной биомассы в изотермических условиях / М. В. Малько, С. В. Василевич // *Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук.* 2019. Т. 64, № 3. С. 321–331.
11. Исследование кинетики термического разложения пиролизной смолы / М. В. Малько [и др.] // *Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук.* 2016. № 4. С. 84–90.
12. Сафин, Р. Р. Математическое моделирование процесса пиролиза древесины при регулировании давления среды / Р. Р. Сафин, И. А. Валиев, Р. Г. Сафин // *Лесной вестник.* 2005. № 2. С. 168–173.

13. Методика расчета процесса термического разложения древесного сырья при регулировании давления среды / Р. Р. Хасаншин [и др.] // Вестник Казанского технологического университета. 2014. № 10. С. 69–73.

Поступила 11.09.2019 Подписана в печать 03.12.2019 Опубликована онлайн 29.05.2020

REFERENCES

1. Vasilevich S. V., Malko M. V., Bahach U. N., Degterov D. V., Asadchyi A. N. (2017) Study of the Process of Charcoal Producing by Pyrolysis under Pressure. *Vesti Natsyonal'nai Akademii Navuk Belarusi. Seryya Fizika-Tekhnichnykh Navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-Technical Series*, (3), 64–71 (in Russian).
2. Klason P., Heidenstam G., Norlin E. (1909) Untersuchungen zur Holzverkohlung. I. Die Trockene Distillation der Cellulose. *Zeitschrift für Angewandte Chemie*, 22 (25), 1205–1214. <https://doi.org/10.1002/ange.19090222503>.
3. Klason P., Heidenstam G., Norlin E. (1910) Untersuchungen zur Holzverkohlung. II. Die Trockene Distillation des Holzes von Kiefer, Fichte, Birke und Buche. *Zeitschrift für Angewandte Chemie*, 23 (27), 1252–1254. <https://doi.org/10.1002/ange.19100232702>.
4. Mok W. S.-L., Antal M. J. Jr. (1983) Effects of Pressure on Biomass Pyrolysis. I Cellulose Pyrolysis Products. *Thermochimica Acta*, 68 (2–3), 155–164. [https://doi.org/10.1016/0040-6031\(83\)80221-4](https://doi.org/10.1016/0040-6031(83)80221-4).
5. Wang L., Trninc M., Skreiberg O., Gronli M., Considine R., Antal M. J. (2011) Is Elevated Pressure Required to Achieve a High Fixed-Carbon Yield of Charcoal from Biomass. Part 1: Round-Robin Results for three Different Corn Cob Materials. *Energy & Fuels*, 25 (7), 3251–3265. <https://doi.org/10.1021/ef200450h>.
6. Basile L., Tugnoli A., Cozzani V. (2015) The Role of Pressure in the Heat of Pyrolysis of a Lignocellulosic Biomass. *Chemical Engineering Transactions*, 43, 451–456.
7. Khroustalev B. M., Pekhota A. N. (2016) Technology for Efficient Usage of Hydrocarbon-Containing Waste in Production of Multi-Component Solid Fuel. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 59 (2), 122–140. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-2-122-140> (in Russian).
8. Khroustalev B. M., Pekhota A. N. (2017) Solid Fuel of Hydrocarbon, Wood and Agricultural Waste for Local Heat Supply Systems. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 60 (2), 147–158. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-2-147-158> (in Russian).
9. Vyazovkin S., Wight Ch. A. (1999) Model-Free and Model-Fitting Approaches to Kinetic Analysis of Isothermal and Nonisothermal Data. *Thermochimica Acta*, 340–341, 53–68. [https://doi.org/10.1016/s0040-6031\(99\)00253-1](https://doi.org/10.1016/s0040-6031(99)00253-1).
10. Malko M. V., Vasilevich S. V. (2019) Kinetics of Pyrolysis of Wood Biomass under Isothermal Conditions. *Vesti Natsyonal'nai Akademii Navuk Belarusi. Seryya Fizika-Tekhnichnykh Navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-Technical Series*, 64 (3), 321–331. <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2019-64-3-321-331> (in Russian).
11. Malko M. V., Asadchyi A. N., Vasilevich S. V., Degterov D. V. (2016) Study of the Kinetics of Pyrolytic Tar Thermal Decomposition. *Vesti Natsyonal'nai Akademii Navuk Belarusi. Seryya Fizika-Tekhnichnykh Navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical Series*, (4), 84–90 (in Russian).
12. Safin R. R., Valiev I. A., Safin R. G. (2005) Mathematical Modeling of Wood Pyrolysis Process at Medium Pressure Regulation. *Lesnoy Vestnik = Forestry Bulletin*, (2), 168–173 (in Russian).
13. Khasanshin R. R., Khaziyeva D. R., Valiev I. A., Timerbaeva A. L. (2014) A Method of Calculation of the Process of Thermal Decomposition of Wood Raw Materials in the Regulation of the Pressure of the Environment. *Vestnik Kazanskogo Tekhnologicheskogo Universiteta = Herald of Kazan Technological University*, (10), 69–73 (in Russian).

Received: 11 September 2019 Accepted: 3 December 2019 Published online: 29 May 2020

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-264-284>

УДК 621.436.004.5

Воздушный тепловой насос в ветроэнергетике

Л. И. Гречихин¹⁾, А. И. Гутковский¹⁾

¹⁾ООО «БСВТ – новые технологии» (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. Разработана и изготовлена экспериментальная установка для исследования срывного течения в воздушном тепловом насосе. Воздушный винт теплового насоса не производит тянущих или толкающих усилий. Внешний воздушный поток создается высокооборотным винтом перпендикулярно плоскости вращения винта теплового насоса и выполняет функциональную роль вентилятора. При этом создается срывное течение в тыльной стороне винта теплового насоса и реализуются условия превращения тепловой составляющей воздушного потока вентилятора в электрическую энергию электрогенератором. Разработана аэродинамическая модель обтекания лопастей винта теплового насоса во взаимно перпендикулярном воздушном потоке. Проведены экспериментальные исследования работающего винта как теплового насоса с учетом трения при вращении ротора в статоре электрогенератора. Чтобы воздушный тепловой насос воспринимал воздействующий воздушный поток от вентилятора, необходимо его приводить во вращение с минимальной мощностью. В результате для двух стандартных спаренных двухлопастных винтов, размещенных на двигателе 100 Вт, при скорости ветра 2,17 м/с, создаваемого вентилятором, коэффициент преобразования составил 5,04. С ростом скорости потока воздуха от вентилятора коэффициент преобразования резко падал. При размещении двух указанных винтов на моторе 300 Вт минимальная мощность предварительного вращения составила 5,7 Вт. В этом случае при скорости потока воздуха 1,08 м/с коэффициент преобразования достигал всего 2,93 и также резко падал с ростом скорости потока воздуха. Когда на моторе 300 Вт использовался экспериментальный трехлопастной винт, ситуация резко менялась. При раскрутке мотора со специальным винтом мощностью 12,1 Вт и формировании потока воздуха со скоростью 3,2 м/с коэффициент преобразования составил 12,4. С уменьшением мощности раскрутки до 5,9 Вт и скорости потока воздуха, создаваемого вентилятором, до 1,7 м/с коэффициент преобразования увеличился до 14,9. Теоретический расчет коэффициента преобразования теплового насоса подтвержден экспериментальными данными. Установлены условия, при которых данный коэффициент достигает максимального значения. Проведено компьютерное моделирование разных конструкций лопастей воздушного винта теплового насоса. Показано, что воздушный тепловой насос является сложной открытой энергосистемой.

Ключевые слова: тепловой насос, лопасти винта, воздушный винт, коэффициент преобразования, ветрогенератор

Для цитирования: Гречихин, Л. И. Воздушный тепловой насос в ветроэнергетике / Л. И. Гречихин, А. И. Гутковский // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 3. С. 264–284. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-264-284>

Адрес для переписки
Гречихин Леонид Иванович
ООО «БСВТ – новые технологии»
ул. Солтыса, 187,
220070, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 29 355-19-29
gretchihin@yandex.ru

Address for correspondence
Gretchikhin Leonid I.
BSVT – New Technologies
187, Soltysa str.,
220070, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 29 355-19-29
gretchihin@yandex.ru

Air Heat Pump in Wind Power

L. I. Gretchikhin¹⁾, A. I. Hutkouski¹⁾

¹⁾BSVT – New Technologies (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract: An experimental facility has been developed and manufactured to study the disruptive flow in an air heat pump. The propeller of the heat pump does not produce pulling or pushing forces. The external air flow is created by a high speed propeller perpendicular to the plane of rotation of the heat pump propeller and acts as a ventilator. Herewith, a disruptive flow in the back side of the heat pump propeller is being created and conditions for converting the thermal component of the ventilator air flow into electrical energy by an electric power generator are realized. An aerodynamic model of the flow around the propeller blades of the heat pump in mutually perpendicular airflow has been developed. Experimental studies of the operating propeller as a heat pump, taking into account the friction during rotation of the rotor in the stator of the electric generator, were carried out. In order for the air heat pump to perceive the impacting air flow from the ventilator, it must rotate with minimal power. As a result, for two standard twin-bladed propellers mounted on a 100 W engine under the wind generated by the ventilator which speed is 2.17 m/s the conversion factor was 5.04. As the speed of air flow from the ventilator increased, the conversion coefficient decreased sharply. When placing the two specified propellers on a 300 W motor, the minimum pre-rotation power was 5.7 W. In this case, when an air flow speed is of 1.08 m/s, the conversion coefficient reached only 2.93 and also fell sharply with the increase in the air flow speed. When a three-blade propeller with blades was used on a 300 W motor, then situation has changed dramatically. When the motor with a special propeller with a power of 12.1 W was spun and the air flow was formed at a speed of 3.2 m/s, the conversion coefficient was 12.4. With the reduction in the power of the spinup down to 5.9 W and in the speed of the air flow created by the ventilator to 1.7 m/s, the conversion coefficient increased to 14.9. The theoretical calculation of heat pump conversion coefficient is confirmed by experimental data. The conditions under which this coefficient reaches its maximum value are set. Computer modeling of different designs of heat pump propeller blades was performed. It is demonstrated that an air heat pump is a complex open energy system.

Keywords: heat pump, propeller blades, propeller, conversion rate, wind generator

For citation: Gretchikhin L. I., Hutkouski A. I. (2020) Air Heat Pump in Wind Power. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (3), 264–284. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-264-284> (in Russian)

Введение

В настоящее время ветроэнергетика является весьма перспективной отраслью энергетики [1]. Непрерывно совершенствуются электрические и газодинамические параметры различных типов ветроустановок. При этом в основном внимание сосредоточено на техническом усовершенствовании и вопросы осуществления разных видов энергопреобразования в ветроэнергетике не затрагиваются. Не вдаваясь в проблемы совершенствования электрических параметров ветроустановок, рассмотрим газодинамический блок, который преобразует энергию ветра в другие виды энергии. Энергия ветра имеет две составляющие: механическую и тепловую.

Составляющая механической мощности пропорциональна кубу скорости движения потока воздуха

$$N_1 = \frac{\rho S v^3}{2}, \quad (1)$$

где $\rho = 1,29 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха; S – ометаемая площадь, которая возмущается лопастями ветроустановки; v – скорость распространения воздуха.

Тепловая мощность потока воздуха

$$N_2 = \frac{3}{2} \frac{\rho S v}{m_0} k_B T, \quad (2)$$

где m_0 – масса молекул воздуха; k_B – постоянная Больцмана; T – температура потока воздуха.

Зависимость составляющих механической мощности N_1 и тепловой N_2 потока воздуха от скорости его движения при температуре 273 К через площадь 1 м² представлена в табл. 1.

Таблица 1

Зависимость механической и тепловой составляющих мощности потока воздуха от скорости его движения

The dependence of the power of the mechanical and thermal components of the air flow on its speed

Параметры	Скорость потока воздуха, м/с					
	1	2	3	5	10	15
N_1 , Вт	0,645	5,16	17,40	80,60	645,00	2177,00
N_2 , кВт	1,520	3,03	4,55	7,56	15,15	22,73

Из табл. 1 следует, что составляющая тепловой мощности N_2 потока воздуха превосходит механическую N_1 более чем на порядок. Поэтому в ветроустановках механическая энергия потока воздуха приводит во вращение воздушный винт ветрогенератора, а тепловая энергия превращается в электрическую. Следовательно, ветрогенераторы нужно рассматривать как тепловые насосы.

Обычно тепловой насос рассматривается с позиции превращения источника теплоты с низкой температурой в источник теплоты с высокой температурой. Общая теория работы таких насосов представлена в [2–4]. Реально тепловой насос обеспечивает самопроизвольный переход разных видов энергии от одной энергосистемы к другой с коэффициентом преобразования более единицы [5, 6]. Низкооборотные аэродинамические винты, применяемые в авиации, обладают коэффициентом преобразования воздушного потока 2,5–3,5 и по этому параметру являются тепловыми насосами [7–9]. Экспериментально установлено [7], что низкооборотный винт реализует коэффициент преобразования тепловой составляющей воздуха в его кинетическую энергию величиной 2,85 [7]. Для высокооборотных винтов этот коэффициент равен 3,5 [8, 9]. Для винта Мёбиуса, который начал внедряться в авиации, коэффициент преобразования может достигать 10 и более [10–12]. При этом тепловая составляющая окружающего воздуха преобразуется в электрическую энергию при возникновении срывного течения. В начальный момент возникновения разрыва в тыльной стороне поток воздуха в зону разрежения устремляется со скоростью звука. По мере заполнения возмущенной составляющей воздуха зоны разрежения за винтом скорость потока резко падает, так как начинает возникать разре-

жение уже в окружающей среде. Получается довольно сложный механизм заполнения зоны разрежения в тыльной стороне движущегося объекта в земной атмосфере с дозвуковой скоростью.

Аэродинамические винты ветрогенераторов самопроизвольно преобразуют тепловую энергию ветра в электрическую. Доля теплоты, отбираемой от ветрового потока, не более 0,35 % [6]. Следовательно, в ветрогенераторах происходит преобразование не механической энергии ветра в электрическую, а его тепловой составляющей [3]. Коэффициент преобразования при этом следует рассматривать как отношение отбираемой тепловой энергии от ветрового потока к его механической составляющей, а это не более 0,33. Эффективность применения ветрогенераторов в качестве получения электрической энергии из тепловой составляющей ветрового потока достаточно низкая.

В связи с вышеизложенным целью исследований было детально выяснить, каким образом образуется срывное течение и как оно влияет на работу воздушного винта в качестве теплового насоса в ветроэнергетических установках. Для реализации поставленной задачи необходимо следующее:

- сконструировать и изготовить специальную экспериментальную установку;
- применительно к данной установке разработать модель аэродинамического обтекания исследуемых лопастей при потоках воздуха во взаимно перпендикулярных направлениях;
- провести экспериментальные исследования по определению коэффициента преобразования в зависимости от скорости вращения винта;
- сравнить полученные экспериментальные результаты с теоретическим расчетом;
- выяснить, при каких условиях возникает максимальный коэффициент преобразования воздушного винта как теплового насоса;
- путем компьютерного моделирования определить оптимальную форму лопастей воздушного теплового насоса.

Последовательно рассмотрим перечисленные задачи.

Описание экспериментальной установки

Для экспериментальных исследований был изготовлен специальный трехлопастной винт, общий вид которого показан на рис. 1.

Форма лопастей и направление их вращения не создают тянущих или толкающих усилий и выбраны в виде, удобном для теоретического анализа аэродинамики их обтекания. Общий вид экспериментальной установки представлен на рис. 2. На оси коллекторного электромотора 3 постоянного тока TRAXXAS 775 мощностью 350 Вт закреплен воздушный винт 2. Винт с мотором 3 – электрогенератор. Высокоскоростной винт APS 7X6E совместно с коллекторным электромотором TRAXXAS 380 мощностью 100 Вт являются вентилятором 4, создающим поток воздуха перпендикулярно плоскости вращения исследуемого винта, как это реализуется в ветрогенераторах.

Электродвигатель и вентилятор расположены внутри жесткого цилиндрического корпуса 1 на некотором удалении друг от друга. Корпус, панель управления и измерительные приборы установлены на массивной платформе 5.

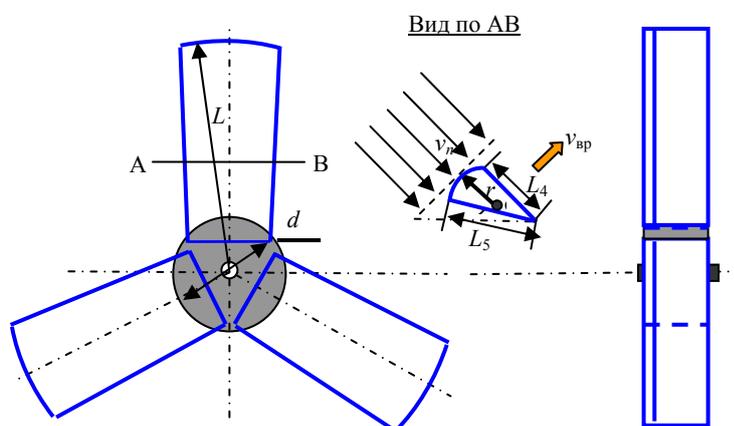


Рис. 1. Общий вид расположения лопастей в винте и их поперечный разрез
Fig. 1. The general view of the placement of the blades in the propeller cross section

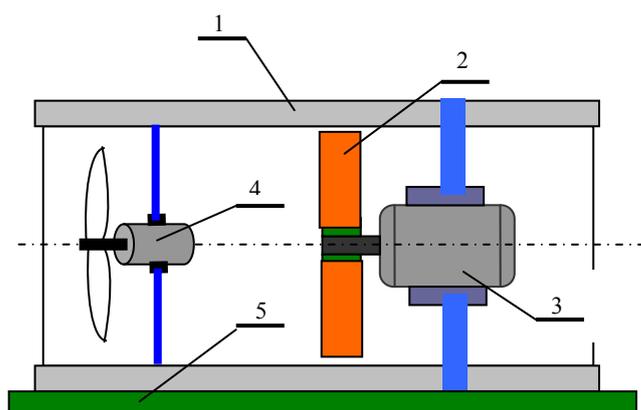


Рис. 2. Общий вид экспериментальной установки:
1 – корпус; 2 – исследуемый винт; 3 – электродвигатель постоянного тока;
4 – вентилятор; 5 – платформа

Fig. 2. The general view of the experimental facility:
1 – case; 2 – propeller under study; 3 – DC electric motor;
4 – ventilator; 5 – platform

Электрическая схема установки приведена на рис. 3.

Электрический ток и падение напряжения на электродвигателях вентилятора и исследуемого воздушного винта измерялись амперметром и вольтметром соответственно, частота вращения моторов – тахометрами с применением оптопары на отражении.

Электропитание мотора 100 Вт осуществлялось аккумулятором напряжением 7,4 В и емкостью 3000 мкА·ч, а электропитание мотора 300 Вт –

аккумулятором напряжением 11,2 В и емкостью 5000 мкА·ч. Изменение скорости вращения электродвигателей и направления их вращения производилось специально разработанным регулятором.

Совокупность измерительных приборов позволила контролировать параметры работы электродвигателей и выполнять измерения потребляемой мощности двигателями в зависимости от частоты вращения.

Исследуемый винт с электродвигателем – открытая энергосистема, представляющая собой воздушный тепловой насос. Когда на него направляется ветровой поток, то насос – это уже ветрогенератор. На такую энергосистему воздействуют аккумулятор и внешний воздушный поток. В разработанной лабораторной установке воздушный поток создается вентилятором. На рис. 4 изображен ветрогенератор как открытая энергосистема, на которую воздействуют электрический аккумулятор, от которого отбирается мощность N , и ветровой поток мощностью ΔN .

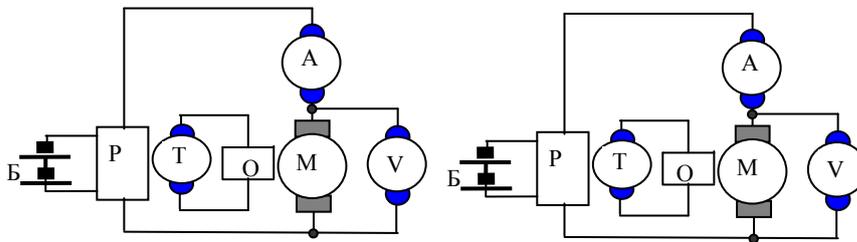


Рис. 3. Электрическая схема установки
Fig. 3. The electrical diagram of the facility



Рис. 4. Воздействие на открытую энергосистему
Fig. 4. Impact on the open energy system

При вращении электродвигатель потребляет мощность

$$N = IU, \quad (3)$$

где I – потребляемый электрический ток; U – падение напряжения на якоре электродвигателя.

Мощность ветрового потока воздуха пропорциональна кубу скорости движения потока

$$\Delta N = kv_p^3. \quad (4)$$

Этот поток воздействует на лопасти винта ветрогенератора, являющегося воздушным тепловым насосом. Скорость вращения якоря электромотора изменяется, и на его статоре дополнительно наводится электродвижущая сила (ЭДС), которая в зависимости от направления вращения винта либо увеличивает падение напряжения на якоре электромотора, либо уменьшает. Тогда

$$N_{\text{вых}} = I'(U \pm \text{ЭДС}). \quad (5)$$

При этом скорость вращения якоря электромотора ветрогенератора возрастает или уменьшается. Поскольку внутреннее трение изменяется, то и электрический ток также должен несколько измениться. В этом случае данная замкнутая система энергию ветрового потока преобразует в электрическую с коэффициентом преобразования

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}} - N}{\Delta N}. \quad (6)$$

Дополнительный механический момент на валу электромотора ветрогенератора создается аэродинамикой обтекания каждой лопасти воздушного винта и их количеством. Число лопастей определяется скоростью ветрового потока так, чтобы возмущенная масса воздуха между лопастями полностью восстанавливалась за время прохождения лопастью винта межлопастного расстояния. Рассмотрим аэродинамику обтекания каждой лопасти винта и выясним, какие механические моменты возникают на валу двигателя, а также определим дополнительную мощность, которую они вырабатывают под влиянием ветрового потока.

Аэродинамика обтекания лопасти винта ветрогенератора

Форма лопасти винта ветрогенератора и основные обозначения ее сечения приведены на рис. 5.

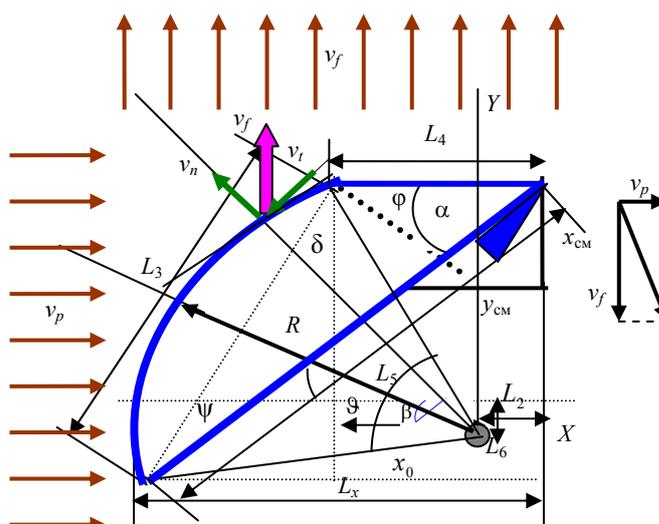


Рис. 5. Форма лопасти винта ветрогенератора и основные обозначения ее сечения

Fig. 5. The propeller blade shape and basic designations

Обтекание лопастей осуществляется двумя взаимно перпендикулярными воздушными потоками. При вращении винта возникает воздушный поток в плоскости вращения, а перпендикулярно плоскости вращения винта поток формируется входным вентилятором. При вращении лопасти скорость вращения элемента поверхности на удалении от оси вращения r определяется по формуле $\vec{v}_f = [\vec{r} \cdot \vec{\omega}]$ и при заданной частоте вращения ω линейно возрастает с удалением от оси вращения.

Мощность, которую потребляет вентилятор, расходуется на преодоление сил трения и создание потока воздуха вдоль оси вращения мотора, а мощность потока воздуха, создаваемого вентилятором, определяется законом Бернулли. Тогда

$$\Delta N = I_v U_v = N_{\text{тр}} + \frac{\pi \rho r^2 v_p^3}{2}. \quad (7)$$

Соответственно скорость потока воздуха внутри цилиндрического кожуха

$$v_p = \sqrt[3]{\frac{2(IU - N_{\text{тр}})}{\pi \rho r^2}}. \quad (8)$$

В соответствии с рис. 5 лопасти винта определяются размерами L_4 , L_5 и углом между плоскостями α . Цилиндрическая поверхность радиусом R расположена между плоскостями L_4 и L_5 . Применительно к изготовленному винту эти величины приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные параметры лопастей экспериментального винта ветрогенератора
The main parameters of the blades of the experimental propeller of the wind generator

R , мм	L_4 , мм	L_5 , мм	L , мм	d , мм	α , град
20,0	13,0	33,5	87,5	46,0	45

Хорда кругового сегмента L_3 определяется законом косинуса

$$L_3 = \sqrt{L_4^2 + L_5^2 - 2L_4L_5 \cos \alpha}. \quad (9)$$

Лицевая плоскость L_4 , цилиндрическая поверхность радиусом R и срывное течение в тыльной стороне лопасти при вращении винта ветрогенератора совместно создают механический момент на валу электродвигателя. Когда угол нормали φ к лицевой плоскости L_4 по отношению к направлению вращения винта отличен от нуля, то наряду с ударным воздействием нормальной составляющей скорости вращения следует учитывать движение воздуха вдоль плоскости. Тангенциальное движение воздуха вдоль обтекаемой плоскости определяется законом Бернулли.

Вдоль плоскости L_4 результирующая скорость движения воздуха

$$v_1 = \sqrt{v_f^2 + v_p^2}. \quad (10)$$

С учетом (10) скорости потока воздуха по нормали к плоскости L_4 и вдоль этой плоскости:

$$v_{1,n} = v_1 \sin(\varphi + \sigma); \quad v_{1,\tau} = v_1 \cos(\varphi + \sigma). \quad (11)$$

$$\text{Угол } \varphi \text{ задается, а угол } \sigma = \operatorname{arctg}\left(\frac{v_f}{v_p}\right).$$

Элементом поверхности $\Delta S = L_4 \cos \varphi \Delta r$ плоскости L_4 возмущается масса воздуха

$$\Delta m_1 = \rho_\infty v_{1,n} L_4 \cos \varphi \Delta r \Delta t. \quad (12)$$

Следует учитывать, что вращающиеся лопасти винта своей передней стороной производят возмущение воздушного потока не только плоскостью L_4 , но и цилиндрической поверхностью радиусом R . По оси X нормальная и тангенциальная скорости движения потока воздуха в каждой точке плоскости, перпендикулярной радиусу цилиндрической поверхности R , соответственно равны:

$$v'_{1,n} = v_p \sin \delta + v_f \cos \delta \text{ и } v'_{1,\tau} = v_p \cos(\delta) - v_f \sin \delta, \quad (13)$$

$$\text{где } \delta = \operatorname{arctg}\left(\frac{x}{\sqrt{R^2 - x^2}}\right).$$

Масса воздуха, которая возмущается плоскостью L_4 , составит

$$\Delta m = \Delta m_1 + \Delta m_2, \quad (14)$$

$$\text{где } \Delta m_2 = \rho_\infty (R - x_0)(v_p \cos \delta' - v_f \sin \delta') \Delta r \Delta t; \quad \delta' = \operatorname{arctg}\left(\frac{x_0}{\sqrt{R^2 - x_0^2}}\right).$$

Результирующие моменты сил на ось мотора, создаваемые плоскостью L_4 , запишем в виде:

$$M'_{\text{уд}} = Z \int_{d/2}^L \frac{\Delta m}{\Delta t} v'_{1,n} \cos \varphi r dr; \quad M'_B = Z \int_{d/2}^L 0,5 \rho v_{1,\tau}^2 L_4 \cos^2 \varphi r dr, \quad (15)$$

где Z – число лопастей в винте.

Вырабатываемая мощность при этом

$$N'_y = (M'_{\text{уд}} - M'_B) \omega. \quad (16)$$

Цилиндрическая поверхность радиусом R при вращении лопасти также взаимодействует с окружающей атмосферой, создавая ударное воздействие своей нормальной составляющей скорости вращения, а тангенциальная составляющая скорости вращения создает континуальное обтекание, которое определяется законом Бернулли.

Цилиндрическая поверхность лопасти охватывается углом β , который равен

$$\beta = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{L_3}{\sqrt{4R^2 - L_3^2}} \right). \quad (17)$$

Размер лопастей вдоль оси X составляет $L_x = L_5 \cos \alpha$, а вдоль оси Y $L_y = L_5 \sin \alpha$. В свою очередь, дуга цилиндрической поверхности заканчивается по оси X на удалении $x_0 = L_4 - L_2$. В этом равенстве содержатся две неизвестные x_0 и L_2 . В соответствии с рис. 5 $\delta + \theta = \pi/2 - \beta/2$, тогда

$$\theta = \pi/2 - \beta/2 - \delta. \quad (18)$$

Угол δ определяется следующим образом:

$$\delta = \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{L_3^2 - L_5^2 \sin^2 \alpha}}{L_5 \sin \alpha} \right). \quad (19)$$

На основании (15) с учетом (16) имеем $x_0 = R \sin \theta$ и $L_2 = L_4 - x_0$.

Длина $L_6 = L_5 \sin \alpha - R \cos \theta$. Тогда

$$\psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{L_6}{\sqrt{R^2 - L_6^2}} \right). \quad (20)$$

Элемент дуги цилиндрической поверхности $dl = R d\xi$, где угол $\xi = \pi/2 - \operatorname{arctg} \left(\frac{x}{\sqrt{R^2 - x^2}} \right)$. В каждой точке цилиндрической дуги скорость вращения лопасти обладает нормальной и тангенциальной составляющими:

$$v'_n = v_p \cos \xi - v_f \sin \xi; \quad v'_\tau = v_p \sin \xi + v_f \cos \xi. \quad (21)$$

Масса воздуха элементом дуги dl за время dt возмущается вдоль осей X и вдоль Y соответственно:

$$\Delta m_X = \rho v_p R \sin \xi d\xi \Delta r dt; \quad \Delta m_Y = \rho v_f R \cos \xi d\xi \Delta r dt. \quad (22)$$

С учетом (22) нормальная сила ударного действия на элемент поверхности лопасти является результатом интегрирования по углу ξ от нуля до угла γ и составляет

$$\Delta F_n'' = \rho R \Delta r \int_0^\gamma (v_p \sin \xi + v_f \cos \xi)(v_p \cos \xi - v_f \sin \xi) d\xi,$$

где $\gamma = \beta - \psi$.

Тангенциальная составляющая действующей силы на элемент цилиндрической поверхности лопасти определяется законом Бернулли и направ-

лена по нормали к поверхности. В результате интегрирования по углу ξ получаем

$$\Delta F_B'' = 0,5\rho R\Delta r \int_0^\gamma (v_p \sin \xi - v_f \cos \xi)^2 d\xi.$$

Интегрирование по длине лопасти вдоль направления вращения лопасти винта определяет результирующий момент силы. Общий момент силы и величина мощности как ударного действия, так и действия закона Бернулли, для цилиндрической поверхности в тыльной стороне лопастей винта соответственно равны:

$$M_n'' = Z \int_{x_0}^R r dF_n; \quad N_n'' = M_n'' \omega;$$

$$M_B'' = Z \int_{x_0}^R r dF_B; \quad N_B'' = M_B'' \omega.$$

При вращении винта с угловой скоростью ω за лопастями в тыльной стороне создается зона разрежения с двух сторон лопасти, в которой давление падает до величины

$$p = p_\infty \exp\left(-\frac{m_a (v_p^2 + v_f^2)}{2k_b T}\right),$$

где p_∞ – давление в окружающей атмосфере; m_a – средняя масса молекул окружающей атмосферы.

В соответствии с рис. 5 поток воздуха обтекает лопасть справа и слева. Возникшее разрежение справа заполняется потоком воздуха окружающей среды в начальный момент со скоростью звука. Масса воздуха, которая возмущается вращающейся лопастью, равна такой же массе воздуха, заполняющей зону разрежения с разных сторон. Запишем закон сохранения массы, определяемой по (12), для случая справа

$$\Delta m \cong 2\rho \left(\frac{1}{2} x_{cp} y_{cp}\right) \Delta r, \quad (23)$$

где $\Delta t = y_{cp}/v_{зв}$; $\Delta S_n = L'\Delta r$; $L' = \begin{cases} L_4 & \text{при } v_p \sin \xi \leq v_f \cos \xi; \\ [L_4 + (R - x_0)] & \text{при } v_p \sin \xi > v_f \cos \xi. \end{cases}$

Из (23) следует

$$x_{cp} = \frac{\Delta m}{\Delta t \rho} \frac{1}{v_{зв}} L'.$$

На этом расстоянии разность давлений за лопастью на удалении от края на длину $x_{cp} \sin(\alpha - \varphi)$ и окружающей среды выравнивается. Дальше поток воздуха движется в соответствии с разностью давлений в зоне раз-

режения и окружающей среды. Вследствие этого за лопастью винта образуется срыв течения и формируется воздушная среда в виде плоского конуса с пониженным давлением. Вершина угла плоского конуса в плоскости XZ составляет угол $\pi - 2\alpha$.

Результирующая скорость заполнения зоны разрежения в тыльной стороне лопасти у ее края

$$v_r = \sqrt{v_{зв}^2 + v_f^2 + v_p^2}, \quad (24)$$

где $v_{зв} = \sqrt{1,4k_b T / m_a}$ – скорость звука.

Нормальная и тангенциальная составляющие скорости заполнения зоны разрежения от края лопасти и до расстояния $x_{cp} \sin \alpha$ приобретают значения

$$v_{n,pez} = v_r \sin(\alpha - \varphi - \varphi' - \sigma); \quad v_{\tau,pez} = v_r \cos(\alpha - \varphi - \varphi' - \sigma),$$

где $\varphi = \text{arctg} \left(\frac{v_f}{v_{зв}} \right)$; $\sigma = \text{arctg} \left(\frac{v_p}{v_f} \right)$.

Масса воздуха, которая заполняет зону разрежения на элементе длины лопасти Δr за время Δt , определяется по (12). Эта масса воздуха создает ударное воздействие на элемент поверхности $\Delta S = x_{cp} \sin \alpha \Delta r$ с одной из сторон лопасти. Возникающая сила ударного действия на элемент лопасти винта

$$\Delta F''_{уд,n} = 2\chi \rho_\infty L' v_1 \Delta r [v_r \sin(\alpha - \varphi - \varphi' - \sigma) - v_f \cos(\alpha - \varphi - \varphi' - \sigma)] \cos \sigma, \quad (25)$$

где χ – коэффициент, учитывающий долю возмущенной массы воздуха вращающимся винтом с площадью $\Delta S = L' \Delta r$, которая заполняет зону разрежения с одной из сторон вращающейся лопасти.

Сила ударного воздействия (25) уменьшает лобовое сопротивление вращающейся лопасти.

В (25) при $\chi = 0,5$ тыльная область заполняется возмущенной массой воздуха, когда разлет ударно сжатого воздуха у поверхности L_4 происходит с двух сторон с равной вероятностью. Когда разлет осуществляется со всех четырех сторон, то $\chi = 0,25$. В общем случае разлет сжатого воздуха перед винтом возникает во все стороны равновероятно. Тогда $\chi \approx 1/2\pi = 0,159$. Так как разлет происходит и в переднюю полусферу вследствие диффузии, то реально коэффициент разлета может быть меньше 0,159. Теоретически учесть долю разлета воздуха в окружающую среду достаточно сложно. Поэтому коэффициент χ уточнялся по экспериментальным данным путем определения электрической мощности потребления в процессе вращения винта. При этом следует учитывать, что коэффициент разлета не должен превышать 0,5. Если плоскость L_4 развернуть на некоторый угол φ (рис. 5)

относительно плоскости вращения винта, то коэффициент разлета может оказаться больше 0,5.

Наличие тангенциальной составляющей скорости движения потока воздуха на длине $x_{cp} \sin(\alpha - \varphi)$ создает силу, обусловленную законом Бернулли:

$$\Delta F''_{Б,n} = 0,5 \rho_{\infty} v_r^2 \cos^2(\alpha - \varphi - \varphi' - \sigma) x_{cp} \sin \alpha \Delta r.$$

Результирующая сила

$$\Delta F''_{рез,n} = \Delta F''_{Б,n} - \Delta F''_{уд,n}.$$

Момент силы на отдельный элемент вращающейся лопасти в тыльной области

$$\Delta M'' = \Delta F''_{рез,n} \cos(\alpha - \varphi - \varphi') r.$$

Суммарный момент силы справа

$$M'' = 3 \int_{d/2}^L r \cos(\alpha - \varphi - \varphi') dF''_{рез,n}; \quad N'' = M'' \omega.$$

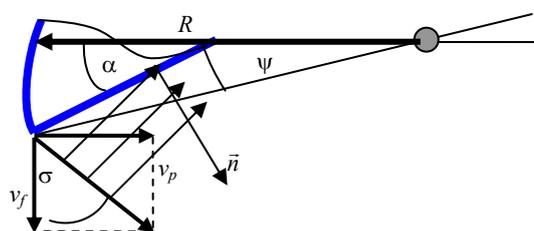


Рис. 6. Срыв потока с левой стороны лопасти винта

Fig. 6. Stall on the left side of the propeller blade

Рассмотрим обтекание, которое возникает на краю лопасти винта слева (рис. 6).

Для случая обтекания воздушным потоком лопасти винта слева закон сохранения массы

$$\begin{aligned} \rho_{\infty} \Delta S_n \Delta t (v_p + v_f) &\cong \\ &\cong 2\rho \left(\frac{1}{2} x_{cp} y_{cp} \right) \Delta r, \end{aligned} \quad (26)$$

$$\text{где } \Delta t = y_{cp} / v_{зв}; \quad \Delta S_n = L'' \Delta r; \quad L'' = \begin{cases} [L_4 + (R - x_0)] & \text{при } v_p \sin \xi \leq v_f \cos \xi; \\ 0 & \text{при } v_p \sin \xi > v_f \cos \xi. \end{cases}$$

Из (26) следует

$$x'_{cp} = \frac{\rho_{\infty} (v_p + v_f) L''}{\rho v_{зв}} + \frac{\rho_{\infty} v_p R \operatorname{tg} \psi}{\rho v_{зв}}.$$

Результирующая скорость заполнения зоны разрежения в тыльной стороне лопасти слева у ее края определяется по формуле (24). Нормальная и тангенциальная составляющие скорости заполнения зоны разрежения от края лопасти и до расстояния $x'_{cp} \cos(\alpha - \varphi)$ приобретают значения:

$$v_{n,\text{рез}} = v_r \cos(\alpha - \varphi + \varphi' - \sigma'); \quad v_{\tau,\text{рез}} = v_r \sin(\alpha - \varphi + \varphi' - \sigma'),$$

$$\text{где } \varphi' = \arctg\left(\frac{v_p}{v_{\text{зв}}}\right); \quad \sigma' = \arctg\left(\frac{v_f}{v_p}\right).$$

Масса воздуха, которая участвует в заполнении зоны разрежения на элементе длины Δr за время t :

$$\Delta m = \rho_{\infty} L' v_1 \Delta r t \cos \sigma', \quad (27)$$

$$\text{где } v_1 = \sqrt{v_p^2 + v_f^2}.$$

Масса воздуха, определяемая по (27), создает ударное воздействие на элемент поверхности $\Delta S = x_{\text{ср}} \sin \alpha \Delta r$ с одной из сторон лопасти, и тогда сила ударного действия на элемент лопасти винта

$$\Delta F_{\text{уд},n}''' = 2\chi \rho_{\infty} L'' v_1 \Delta r [v_r \cos(\alpha - \varphi + \varphi' - \sigma') - v_f \cos(\alpha - \varphi + \varphi' - \sigma')] \cos \sigma'.$$

Наличие тангенциальной составляющей скорости движения потока воздуха на длине $x_{\text{ср}} \sin \alpha$ создает силу, обусловленную законом Бернулли:

$$\Delta F_{\text{б},n}''' = 0,5 \rho_{\infty} v_r^2 \cos^2(\alpha - \varphi + \varphi' - \sigma') x_{\text{ср}} \sin(\alpha - \varphi) \Delta r. \quad (28)$$

Результирующая сила

$$\Delta F_{\text{рез},n}''' = \Delta F_{\text{б},n}''' - \Delta F_{\text{уд},n}'''.$$

Момент силы на отдельный элемент вращающейся лопасти в тыльной области

$$\Delta M''' = \Delta F_{\text{рез},n}''' \cos(\alpha - \varphi + \varphi') r.$$

Суммарный момент силы слева

$$M''' = Z \int_{d/2}^L r \cos(\alpha - \varphi + \varphi' - \sigma') dF_{\text{рез},n}'''.$$

Масса воздуха, сосредоточенная в зоне разрежения, движется совместно с лопастью, не изменяясь по форме. Поэтому она создает газодинамическую силу, обусловленную разностью давлений между передней и задней стенками вращающейся лопасти. Эта сила вдоль направления вращения лопасти определяется по формуле

$$\Delta \tilde{F}_n = (P_{\infty} - P)[L_5 - x_{\text{ср}} \sin(\alpha - \varphi) - x'_{\text{ср}} \cos(\alpha - \varphi)] \cos(\alpha) \Delta r.$$

Момент силы (28) сдерживает вращение трехлопастного винта ветрогенератора

$$\tilde{M} = Z \int r d\tilde{F}_n.$$

Результирующий момент силы при вращении трехлопастного винта ветрогенератора

$$M_{\text{рез}} = M' - M'' + M''' + \tilde{M}.$$

Потребляемая ветрогенератором от источника питания мощность

$$N_{\text{рез}} = M_{\text{рез}} \omega.$$

Полученное теоретическое обоснование работы ветрогенератора в качестве воздушного теплового насоса позволило выполнить экспериментальные исследования и компьютерное моделирование на разработанной экспериментальной установке, а также провести сравнение теории с экспериментом.

Экспериментальные исследования и компьютерное моделирование

Потери на трение при вращении якорей электродвигателей были получены путем измерения мощности потерь в зависимости от подаваемого напряжения в режиме холостого хода. Результаты измерений мощности, потребляемой электродвигателями на холостом ходу в зависимости от подаваемого напряжения питания, приведены на рис. 7. Мощность холостого хода, потребляемая электродвигателями, линейно зависит от приложенного напряжения при слабом изменении потребляемого электрического тока. Тангенс угла наклона для мотора 100 Вт соответствует $\sim 0,30$, а для мотора 350 Вт $\sim 2,1$. Это позволило при компьютерном моделировании постоянно учитывать мощность потерь, расходуемых на трение, по линейной зависимости для обоих двигателей:

$$P_1 \cong 0,30V; P_2 \cong 2,1V,$$

где V – падение напряжения на моторе.

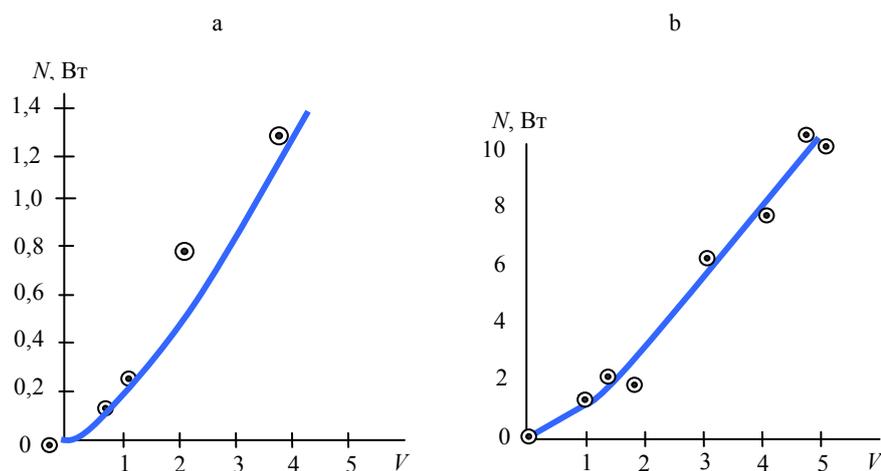
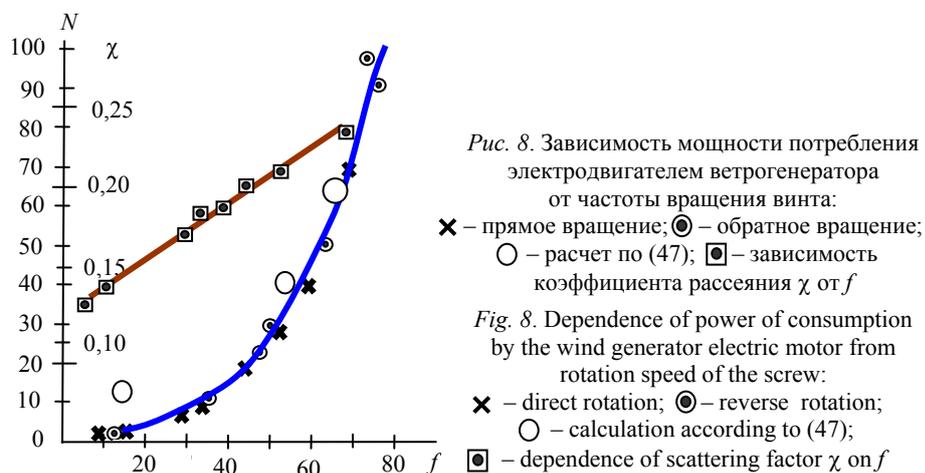


Рис. 7. Зависимость потерь мощности на трение от приложенного напряжения для вращающегося мотора: а – 100 Вт; б – 300 Вт

Fig. 7. Dependency of the friction loss power on applied voltage for the rotating motor: a – 100 W; b – 300 W

Измерение мощности потребления электродвигателем в зависимости от частоты вращения производилось в прямом и обратном направлениях вращения винта (рис. 8).



Результаты выполненных измерений в одном из направлений вращения представлены в табл. 3.

Потребляемая электродвигателем с трехлопастным винтом мощность в зависимости от частоты при прямом и обратном направлениях вращения практически мало отличается. Это понятно, так как мощность пропорциональна кубу частоты вращения, а возмущающаяся масса воздуха и момент инерции не изменяются.

Чтобы теоретический расчет полностью совпадал с экспериментальными данными, необходимо коэффициент рассеяния χ полагать вариационным параметром. При этом полученная величина χ не должно выходить за рамки граничных значений, определяемых аэродинамикой обтекания. Для вытянутых лопастей винта этот коэффициент не должен превышать 0,5.

Если учесть, что вдоль лопасти также имеет место некоторое течение воздуха, то рассеяние уплотненного воздуха должно совершаться равномерно по всей окружности χ и не должно быть менее 0,159. При малых скоростях вращения винта граница уплотнения за счет диффузии может совершать движение в направлении вектора линейной скорости, и тогда определенная доля возмущенного воздуха будет исключаться из процесса формирования зоны разрежения в тыльной стороне вращающейся лопасти. В этом случае коэффициент рассеяния должен быть менее 0,159. На рис. 9 видно, что до частоты вращения винта ~ 20 Гц диффузионные процессы для исследуемого винта соизмеримы с линейной скоростью вращения винта до нижней границы каждой лопасти. Начиная с 20 Гц и выше диффузионные процессы и рассеяние воздуха вдоль лопасти несколько ослабевают и поэтому коэффициент χ превышает граничное значение 0,159.

Важно было определить, с какого расстояния в тыльной области каждой лопасти происходит срыв течения. Теоретически рассчитанное расстояние приведено на рис. 9.

Таблица 3

Результаты проведенных испытаний
Test results

Ведущий 100 Вт					Ведомый		
I, A	U, B	$N, Вт$	$V, м/с$	$\eta_{утил}$	I, A	U, B	$N, Вт$
Две лопасти					100 Вт, четыре лопасти		
0	0	0	–	–	0,11	0,77	0,085
0,4	0,42	0,164	2,17	5,04	1,20	0,76	0,912
0,6	0,69	0,414	2,78	2,23	1,20	0,71	0,852
0,8	0,94	0,752	3,37	1,39	1,30	0,72	0,936
1,2	1,40	1,680	4,43	0,56	1,40	0,62	0,868
1,8	1,90	3,420	5,69	0,38	1,80	0,67	1,206
2,3	2,20	5,060	6,57	0,25	1,90	0,62	1,178
3,3	2,70	8,910	7,96	0,17	2,20	0,67	1,474
4,2	3,30	13,440	9,16	0,11	2,30	0,64	1,472
4,3	3,23	13,890	4,28	0,12	2,40	0,70	1,680
Две лопасти					300 Вт, четыре лопасти		
0	0	0	–	–	3,4	1,80	5,70
0,5	0,45	0,225	1,08	2,93	3,7	1,84	6,36
1,0	0,74	0,670	1,61	1,54	3,8	1,90	6,73
1,6	1,40	1,960	2,33	0,59	4,0	1,82	6,85
2,2	1,80	3,540	2,82	0,51	4,4	1,80	7,50
4,0	3,20	11,800	4,16	0,76	5,2	1,80	8,94
Две лопасти					300 Вт, три лопасти		
0	0	0	–	–	7,1	2,15	12,06
0,6	1,22	0,502	3,15	12,43	9,0	2,48	18,30
1,4	1,80	2,090	5,07	4,41	9,8	2,60	21,28
2,0	2,10	3,450	5,99	3,40	10,4	2,70	23,78
2,5	2,50	5,550	7,02	2,61	11,2	2,80	26,56
3,9	3,30	11,840	9,04	1,27	11,2	2,85	27,12
Две лопасти					300 Вт, три лопасти		
0	0	0	–	–	5,5	1,42	5,87
0,635	0,73	0,393	1,66	14,86	7,1	2,10	11,71
1,000	1,53	1,230	4,25	7,55	8,2	2,30	15,16
1,900	2,00	3,300	5,90	3,41	8,8	2,40	17,12
2,700	2,50	6,050	7,22	2,42	9,7	2,55	20,54
4,000	3,20	11,800	9,03	1,37	10,0	2,65	22,10

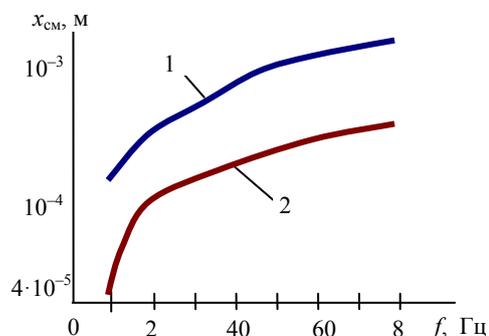


Рис. 9. Расстояние, с которого начинается срыв течения в зависимости от частоты вращения винта:
1, 2 – у конца и основания лопасти

Fig. 9. Distance at which the stall begins depending on the rotational frequency of the screw:

1, 2 – at the end at the base of the blade

Получается, что только небольшая кромка в тыльной области лопасти испытывает ударное действие уплотненной воздушной средой практически со скоростью звука, т. е. когда не сформировался поток воздуха за счет возникшей разности давлений в соответствии с законом Бернулли. Остальная тыльная область сдерживается зоной разрежения, формируемой действием закона Бернулли.

Полученные экспериментальные данные убедительно свидетельствуют о том, что разработанная молекулярно-кинетическая модель достаточно адекватно описывает динамику аэродинамического обтекания воздушным потоком лопастей исследуемого винта. Это позволило провести компьютерное моделирование работы винта с использованием лопастей разной конфигурации. Важно было выяснить, как будет изменяться энергопотребление в зависимости от угла α между плоскостями L_4 и L_5 лопастей винта (рис. 5). Для прямого вращения винта результаты расчета приведены на рис. 10.

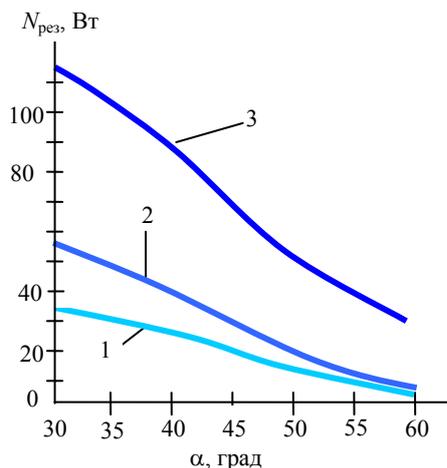


Рис. 10. Зависимость мощности потребления электродвигателем от угла между плоскостями L_4 и L_5 (рис. 5) лопасти винта при скорости вращения двигателя, Гц:
1 – 42,2; 2 – 51,0; 3 – 67,7

Fig. 10. Dependency of the power consumption by an electric motor on the angle between the L_4 and L_5 planes (Fig. 5) of the propeller blade at the motor rotational speeds of, Hz:
1 – 42.2; 2 – 51.0; 3 – 67.7

С возрастанием угла α мощность потребления падает. Это обусловлено тем, что ударное действие на тыльную поверхность лопастей существенно возрастает за счет увеличения расстояния, с которого начинается срыв течения, и вследствие возрастания нормальной составляющей потока воздуха при заполнении зоны разрежения.

Зависимость коэффициента преобразования ветрогенератора, работающего в качестве воздушного теплового насоса, от скорости потока воздуха показана на рис. 11. Значение $\eta_{усил}$ при скоростях потока воздуха менее 2 м/с резко возрастает, а при $v > 2,5$ м/с уменьшается.

Важно было выяснить, в каких условиях воздушный винт работает как тепловой насос. Для этого провели компьютерное моделирование по определению мощности потребления воздушным винтом с лопастями прямоугольной формы в зависимости от поворота лопастей относительно плоскости вращения винта (табл. 4).

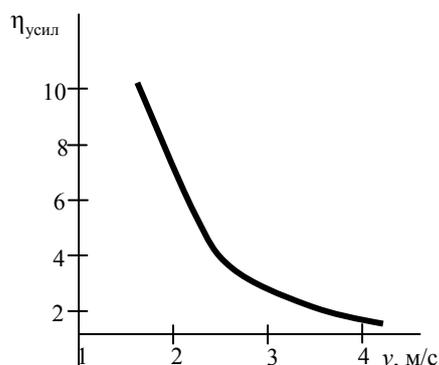


Рис. 11. Зависимость коэффициента преобразования теплового насоса от скорости набегающего потока воздуха
Fig. 11 Dependency of the conversion coefficient on the incoming air flow velocity

Таблица 4

Результат воздействия окружающего воздуха на лопасти винта в зависимости от разворота лопастей относительно плоскости вращения винта
The result of the action of ambient air on the rotor blades depending on the rotation of the blades relative to the plane of rotation

Передняя плоскость лопасти				Тыльная плоскость лопасти				$W_{рез}$, Вт
N_1 , Вт	N_2 , Вт	N_3 , Вт	$N_{рез}$, Вт	Z_1 , Вт	Z_2 , Вт	Z_3 , Вт	$Z_{рез}$, Вт	
$\chi = 0,217; \alpha = 45^\circ; \beta = 0; N_{ТР} = 5,429 \text{ Вт}; f = 51 \text{ Гц}$								
24,14	11,82	-5,71	35,68	-69,96	45,49	16,40	-8,07	27,60
$\chi = 0,442; \alpha = 45^\circ; \beta = 15^\circ; N_{ТР} = 5,429 \text{ Вт}; f = 51 \text{ Гц}$								
21,37	10,78	-4,53	33,05	-114,53	52,18	20,19	-42,16	-9,11
$\chi = 0,546; \alpha = 45^\circ; \beta = 25^\circ; N_{ТР} = 5,429 \text{ Вт}; f = 51 \text{ Гц}$								
17,00	13,07	-3,38	32,11	-96,44	40,79	22,00	-33,65	-1,54

Получается, что воздушный винт с прямоугольными лопастями при прямом вращении, угле разворота относительно плоскости вращения винта более 10° и частоте вращения 51 Гц переходит в режим работы теплового насоса. Максимальный эффект возникает при развороте на 17° и ($N = 9,7$ Вт). Возрастание или падение частоты вращения винта приводит к незначительному уменьшению эффекта работы винта как теплового насоса. При угле разворота лопастей винта относительно плоскости вращения более 20° коэффициент рассеяния χ превышает 0,5.

Если в тыльной стороне на краю лопастей создать прилив (рис. 5), который обеспечит постоянный угол встречи с потоком $\sim 54^\circ$, то такой винт ветрогенератора будет работать как тепловой насос и позволит на всех частотах вращения получать максимальную избыточную мощность на выходе электрического генератора. Например, на частоте вращения 67,7 Гц винт ветрогенератора, изображенный на рис. 1, с размерами, указанными в табл. 1, сможет выдавать избыточную мощность ~ 100 Вт при скорости потока воздуха менее 2 м/с.

При скорости ветрового потока 2 м/с его кинетическая мощность на испытательной установке составляет $\sim 0,06$ Вт. Чтобы получить такой поток воздуха вентилятором на испытательной установке, электромотор должен

потреблять мощность от источника питания менее 1 Вт (табл. 3). В ветрогенераторе, работающем как воздушный тепловой насос, преобразуется не кинетическая энергия воздушного потока, а его тепловая энергия. Тепловая мощность воздушного потока на экспериментальной установке при нормальной температуре и скорости движения 2 м/с составит 1,25 кВт. В этих условиях ветрогенератор отбирает только 8 % тепловой энергии от ветрового потока, температура на выходе ветрогенератора уменьшается на ~23 °С.

ВЫВОДЫ

1. Ветрогенератор реализуется в качестве воздушного теплового насоса, когда за лопастями применяемого винта образуется эффективное срывное течение.

2. Лопастей воздушного винта ветрогенератора не должны работать в режиме тянущего или толкающего винта.

3. Падающий ветровой поток не воздействует непосредственно на лопасти воздушного винта, а выносит охлажденный поток воздуха за его пределы.

4. Установлены условия, когда ветрогенератор начинает работать как воздушный тепловой насос с максимальным коэффициентом преобразования теплоты ветрового потока в электрическую энергию.

5. Ветрогенератор в качестве воздушного теплового насоса является сложной открытой энергосистемой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петруша, Ю. С. Перспективы развития ветроэнергетики в Республике Беларусь / Ю. С. Петруша, Н. А. Попкова // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 2. С. 124–134. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-2-124-134>.
2. Амерханов, Р. А. Тепловые насосы / Р. А. Амерханов. М.: Энергоатомиздат, 2005. 160 с.
3. Мазурова, О. К. Тепловые насосы и их эффективность для целей теплоснабжения и улучшения экологической обстановки / О. К. Мазурова, Н. В. Кузнецов, С. Д. Квакин // Изв. Рост. гос. строит. ун-та. 2006. № 10. С. 266–273.
4. Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со ступенчатым сжатием / С. К. Абилюдинова [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 3. С. 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302>.
5. Гречихин, Л. И. Аэродинамика летательных аппаратов / Л. И. Гречихин, А. А. Лапцевич, Н. Г. Куць. Минск: Право и экономика, 2012. 285 с.
6. Гречихин, Л. И. Энергетические комплексы на транспорте / Л. И. Гречихин, Н. Г. Куць. Минск: Право и экономика, 2013. 259 с.
7. Санников, В. По ветру быстрее ветра / В. Санников // Популярная механика. 2010. № 9. С. 84–87.
8. Энергетика воздушного винта беспилотного летательного аппарата. Теория, ламинарное течение / Гречихин Л. И. [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2010. № 4. С. 59–68.
9. Энергетика воздушного винта беспилотного летательного аппарата. Экспериментальные исследования, срывное течение / Л. И. Гречихин [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2010. № 5. С. 61–65.
10. Гречихин, Л. И. Воздушный винт Мёбиуса / Л. И. Гречихин, А. Л. Гушин, А. А. Нарушевич // Военно-технический вестник. Научный журнал Министерства обороны Республики Сербия. 2014. № 2. С. 27–43.

11. Гречихин, Л. И. Общие основы формирования и превращения энергетических полей разной природы / Л. И. Гречихин // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2006. № 3. С. 32–40.
12. Гречихин, Л. И. Тепловые насосы в авиации / Л. И. Гречихин // Военно-технический вестник. Научный журнал Министерства обороны Республики Сербия. 2013. № 2. С. 37–54.

Поступила 26.08.2019 Подписана в печать 05.11.2019 Опубликована онлайн 29.05.2020

REFERENCES

1. Petrusha U. S., Papkova N. A. (2019) The Prospects for Wind Energy Development in the Republic of Belarus. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (2), 124–134 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-2-124-134>.
2. Amerkhanov R. A. (2005) *Heat Pumps*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 160 (in Russian).
3. Mazurova O. K., Kuznetsov N. V., Kvakin S. D. (2006) Heat Pumps and their Effectiveness for the Purposes of Heat Supply and Improvement of the Ecological Environment. *Izvestiya Rostovskogo Gosudarstvennogo Stroitel'nogo Universiteta* [Proceedings of the Rostov State University of Civil Engineering], (10), 266–273 (in Russian).
4. Abildinova S. K., Musabekov R. A., Rasmukhametova A. S., Chicherin S. V. (2019) Evaluation of the Energy Efficiency of the Stage Compression Heat Pump Cycle. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3), 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302> (in Russian).
5. Grechikhin L. I., Laptsevich A. A., Kuts' N. G. (2012) *Aerodynamics of Aircraft*. Minsk, Pravo i Ekonomika Publ. 285 (in Russian).
6. Grechikhin L. I., Kuts' N. G. (2013) *Energy Complexes in Transport*. Minsk, Pravo i Ekonomika Publ. 259 (in Russian).
7. Sannikov V. (2010) The Wind is Faster than the Wind. *Populyarnaya Mekhanika* [Popular Mechanics], (9), 84–87 (in Russian).
8. Grechikhin L. I., Saharuk D. A., Sivashko A. B., Tsanova A. A. (2010) Energy of Unmanned Aerial Vehicle (UAV) Propeller (Theory, Streamlined Airflow). *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (4), 59–68 (in Russian).
9. Grechikhin L. I., Saharuk D. A., Sivashko A. B., Tsanova A. A. (2010) Energetics of Windmill in Unmanned Aerial Vehicle (Experimental Investigations, Stalling Flow). *Energetika. Izvestiya vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (5), 61–65 (in Russian).
10. Gretchihin L. I., Gushtchin A. L., Narushevitch A. A. (2014) Propeler Mobius. *Vojno-Tehnicki Glasnik* [Military Technical Courier], (2), 27–43 (in Russian).
11. Gretchikhin L. I. (2006) General Principles of Formation and Transformation of Energy Fields of Different Nature. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (3), 32–40 (in Russian).
12. Gretchihin L. I. (2013) Heat Pumps in Aviation. *Vojno-Tehnicki Glasnik* [Military Technical Courier], (2), 37–54 (in Russian).

Received: 26 August 2019

Accepted: 5 November 2019

Published online: 29 May 2020

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-285-296>

УДК 697.34+621.548

Повышение эффективности систем теплоснабжения за счет внедрения ветроэнергетических установок

А. В. Бежан¹⁾

¹⁾Центр физико-технических проблем энергетики Севера Федерального исследовательского центра «Кольский научный центр Российской академии наук» (Апатиты, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. Современный рост потребления энергии, который напрямую связан с использованием большого количества ископаемых видов топлива и, как следствие, вызывающий загрязнение окружающей среды, требует поиска путей, направленных на энергосбережение и экономное расходование традиционных энергетических ресурсов, а также сохранение экологического благополучия. В такой ситуации хорошим решением данной проблемы может быть применение технологий производства энергии, основанных на использовании нетрадиционных и возобновляемых источников энергии и, в частности, энергии ветра. В системах теплоснабжения ветровая энергия может вовлекаться в технологии производства теплоты и далее расходоваться на нужды отопления городов и поселков. Рассмотрен способ теплоснабжения зданий за счет применения комбинированной системы источников энергии, состоящей из котельной и ветроэнергетических установок. Разработаны методические основы алгоритма работы такой системы, теплоснабжение от которой базируется на том, что котельная включается в работу, дополняя ветроустановки, только при условии слабого ветра или его отсутствии. В остальных случаях теплоснабжение осуществляется за счет работы ветроустановок, а котельная находится в ожидании отопительной нагрузки. Приведена оценка возможного применения ветроэнергетических установок совместно с котельной в обеспечении графика отопительной нагрузки потребителей, расположенных в районе с повышенным потенциалом ветра, среднегодовая скорость которого составляет ~7 м/с. Продолжительность отопительного сезона в этом районе 9–10 месяцев в году. Установлено, что совместное использование котельной и ветроэнергетических установок для целей теплоснабжения в течение года может обеспечить снижение доли участия котельной в теплоснабжении потребителей на 50–70 % и более.

Ключевые слова: возобновляемые источники энергии, теплоснабжение, ветроэнергетическая установка, котельная, энергосбережение, энергоэффективность, ископаемое органическое топливо

Для цитирования: Бежан, А. В. Повышение эффективности систем теплоснабжения за счет внедрения ветроэнергетических установок / А. В. Бежан // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 3. С. 285–296. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-285-296>

Адрес для переписки

Бежан Алексей Владимирович
Центр физико-технических проблем энергетики
Севера Федерального исследовательского центра
«Кольский научный центр
Российской академии наук»
ул. Ферсмана, 14,
184209, г. Апатиты, Российская Федерация
Тел.: 8 815 557-93-69
abezh@rambler.ru

Address for correspondence

Bezhan Alexey V.
Northern Power Engineering Research
Centre – Branch of the Federal Research Centre
“Kola Science Centre
of the Russian Academy of Sciences”
14, Fersmana str.,
184209, Apatity, Russian Federation
Tel.: 8 815 557-93-69
abezh@rambler.ru

Performance Improvement of Heat Supply Systems Through the Implementation of Wind Power Plants

A. V. Bezhan¹⁾

¹⁾Northern Power Engineering Research Centre – Branch of the Federal Research Centre “Kola Science Centre of the Russian Academy of Sciences” (Apatity, Russian Federation)

Abstract. The current growth of energy consumption, which is directly related to the use of a large number of fossil fuels, and, as a result, causes environmental pollution, requires the search for ways to conserve energy and use traditional energy resources economically, as well as to preserve environmental well-being. In such a situation, a good solution to this problem can be the use of energy production technologies based on the use of non-traditional and renewable energy sources, and, in particular, the use of wind energy. In heat supply systems, wind energy can be involved in heat production technologies and then used for heating cities and towns. The method of heat supply of buildings through the use of a combined system of energy sources, consisting of a boiler house and wind power plants, is considered. The methodical basis of a very specific heat supplying system has been developed. The specificity of this system is that the boiler comes into operation, complementing the wind turbine operation, only if the wind is weak or absent at all. In other cases, the heat supply is provided by wind turbines, and the boiler house is waiting for the heating load. An assessment of the possible use of wind power facilities together with a boiler house in providing a heating load schedule for consumers located in an area with an increased potential of the wind which average annual speed is at the level of ~7 m/s is presented. The duration of the heating season in this area is 9–10 months a year. It is shown that the joint use of the boiler house and wind power plants for heat supply purposes during the year can reduce the share of the boiler house in the heat supply of consumers by 50–70 % or more.

Keywords: renewable energy sources, heat supply, wind power plant, boiler house, energy saving, energy efficiency, fossil fuel

For citation: Bezhan A. V. (2020) Performance Improvement of Heat Supply Systems Through the Implementation of Wind Power Plants. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (3), 285–296. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-3-285-296> (in Russian)

Введение

В современном мире существование человечества и успешное развитие большинства территорий его проживания напрямую связаны с высоким уровнем потребления энергии, которое удваивается каждые 12 лет [1, 2]. Производство значительной части энергии, как правило, основано на добыче и последующем сжигании углеводородных видов топлива (угля, нефти, природного газа), запасы которых ограничены и имеют неравномерное распределение по территории Земли [3]. На рис. 1 представлена структура мирового потребления первичных источников энергии [4]. Из рисунка видно, что потребление ископаемых видов топлива преобладает над использованием других типов энергетических ресурсов. В свою очередь, потребление большого количества таких энергоносителей отрицательно сказывается на экологическом состоянии всей природной среды.

В настоящее время многие ученые и исследователи со всего мира ведут разработки и занимаются поиском путей, которые способствовали бы сбе-

режению и экономному расходованию традиционных энергетических ресурсов, а также сохранению экологического благополучия окружающей среды [5–8]. Одним из направлений решения данной проблемы может быть применение технологий производства энергии, основанных на использовании нетрадиционных и возобновляемых источников энергии (НВИЭ), в частности энергии ветра [9–11]. В этом случае за счет применения ветроэнергетических установок (ВЭУ) кинетическая энергия движения воздушных масс преобразуется в электрическую. В тепловых системах коммунального назначения энергия, получаемая от ВЭУ, может быть вовлечена в технологии производства теплоты и далее расходоваться на нужды теплоснабжения городов и поселков [12, 13].

Сегодня теплоснабжение с использованием НВИЭ основано на применении энергетических установок, использующих чаще всего глубинную теплоту Земли, энергию солнца, биотопливо и другие источники. В качестве таких энергоустановок применяются тепловые насосы, солнечные панели, биоустановки и др. [14, 15]. Использование энергии ветра для отопления потребителей пока не нашло широкого применения и в большинстве случаев носит исследовательский характер [16, 17].

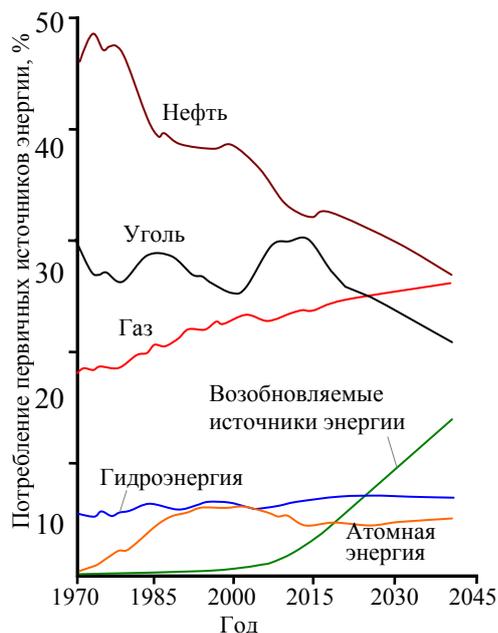


Рис. 1. Структура потребления основных энергетических ресурсов в мире

Fig. 1. The consumption structure of basic energy resources in the world

Рассмотрим способ теплоснабжения зданий за счет применения комбинированной системы источников энергии, состоящей из котельной и ветроэнергетических установок. Для этого созданы методические основы алгоритма работы такой системы, использование которого в дальнейшем может быть полезно при проектировании и математическом моделировании комбинированных систем теплоснабжения с применением ВЭУ. Предлагается способ сохранения и использования избытков энергии, вырабатываемой ВЭУ,

за счет теплоаккумулирующей способности зданий путем изменения температуры внутреннего воздуха в интервале 18–25 °С.

Постановка задачи

Работа современных теплоснабжающих систем напрямую связана с использованием топливно-энергетических ресурсов (ТЭР), что ставит определенные энергетические, экономические и экологические задачи, решение которых возможно только с применением энергосберегающих и энергоэффективных технологий. В такой ситуации использование энергии ветра в технологиях производства теплоты для целей теплоснабжения способствует повышению энергетической эффективности работы традиционных теплоэнергетических объектов и, как следствие, экономному расходованию ТЭР, а также снижению вредных выбросов в окружающую среду. Поэтому очень важной является задача определения возможностей включения ВЭУ в системы теплоснабжения потребителей и эффекта, который может быть получен от таких мероприятий.

Методика исследования

Традиционно теплоснабжение потребителей реализуется от энергетических объектов (ТЭЦ, котельных и др.), работающих на органическом топливе. Если единственным источником тепловой энергии является котельная, то в общем виде схема теплоснабжения может выглядеть так, как показано на рис. 2. В этом случае теплота Q_k , поступающая от котельной для целей теплоснабжения, расходуется на восполнение тепловых потерь Q_o отапливаемых зданий и сооружений. Математически это можно записать следующим образом:

$$Q_o = Q_k. \quad (1)$$

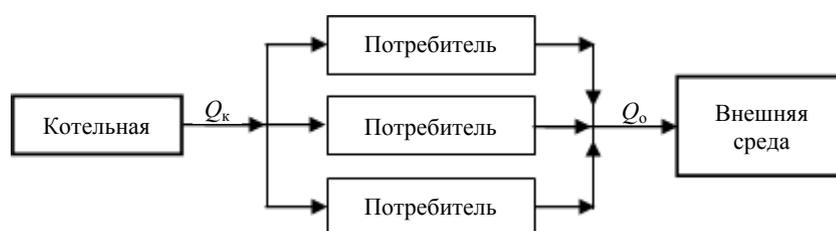


Рис. 2. Структурная схема системы теплоснабжения, реализуемого от котельной

Fig. 2. The block diagram of heating supplying system based on the boiler house

Равенство (1) характеризует процесс, при котором график отопительной нагрузки полностью покрывается от котельной.

Введем параметр γ , обозначающий долю участия котельной в теплоснабжении потребителей. В рассматриваемом случае $\gamma = 1$.

В системах теплоснабжения совместно с котельной в качестве дополнительного источника тепловой энергии имеется возможность применения ветроэнергетических установок (рис. 3). В этом случае теплота, необходимая для поддержания требуемого теплового баланса отапливаемых зданий и сооружений, подается одновременно от ветроустановок и котельной, а значит, необходимость в применении котельной для теплоснабжения уменьшается ($\gamma < 1$).

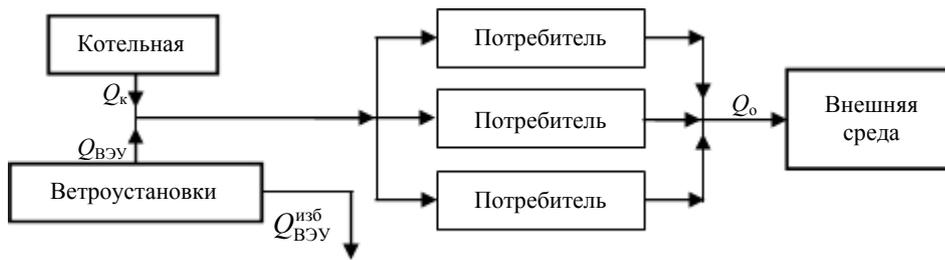


Рис. 3. Комбинированная система теплоснабжения на основе котельной и ветроэнергетических установок

Fig. 3. The general view of the combined heat supply system based on the boiler house and wind turbines

Рассмотрим более подробно совместную работу таких источников тепловой энергии. Как видно из рис. 4, на котором показан месячный график отопительной нагрузки, обеспечиваемый работой ВЭУ (область зеленого цвета) и котельной (область красного цвета), возможны три варианта развития событий.

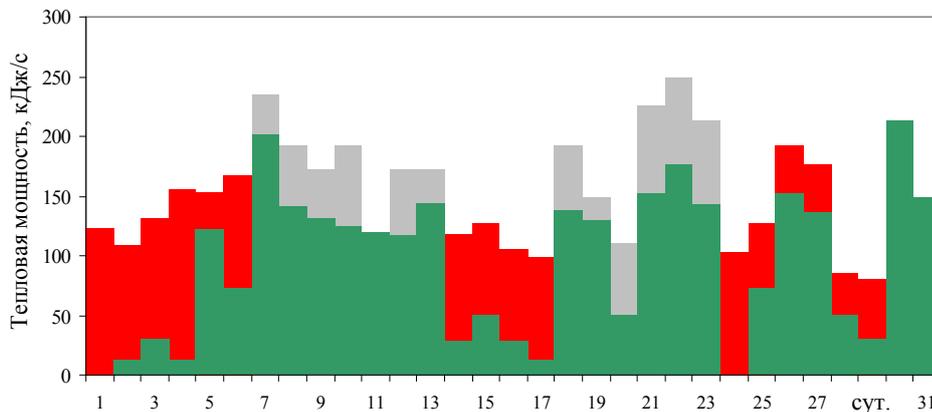


Рис. 4. Месячный график отопительной нагрузки: зеленый и красный цвета – соответственно участие ветроэнергетических установок и котельной в покрытии отопительной нагрузки; серый цвет – избыточная мощность, выдаваемая ветроэнергетическими установками

Fig. 4. The monthly heating load schedule: green and red colors – participation of wind power plants and the boiler room in the heating load provision, respectively; gray color – represents the surplus power delivered by the wind turbine

Вариант 1. В моменты времени, когда ветроустановки способны в полном объеме обеспечить потребителей тепловой энергией или даже создать ее избыток, участие котельной в теплоснабжении не требуется ($\gamma = 1$). В этом случае выполняется условие

$$Q_{\text{ВЭУ}} \geq Q_0,$$

где $Q_{\text{ВЭУ}}$ – мощность, выдаваемая ветроустановками, кДж/с.

Если тепловой энергии, поступающей от ВЭУ, полностью хватает для восполнения тепловых потерь отапливаемых зданий и сооружений, то уравнение (1) для системы теплоснабжения, изображенной на рис. 3, можно переписать в следующем виде:

$$Q_0 = Q_{\text{ВЭУ}}. \quad (2)$$

На рис. 4 это соответствует 11, 30 и 31 сут. рассматриваемого месяца.

В периоды времени, когда имеется сильный ветер, могут возникать избытки энергии $Q_{\text{ВЭУ}}^{\text{изб}}$, вырабатываемой ветроустановками. На рис. 4 такие периоды соответствуют следующим временным интервалам: 7–10, 12–13 и 18–23 сут.

Формулу (2) в этом случае можно представить как

$$Q_0 = Q_{\text{ВЭУ}} - Q_{\text{ВЭУ}}^{\text{изб}}. \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) описывают процесс, при котором график отопительной нагрузки полностью покрывается от ВЭУ (рис. 4, 7–13, 18–23 и 30–31 сут.).

Вариант 2 характеризует отопительный процесс, когда мощности ВЭУ недостаточно для обеспечения потребителей тепловой энергией, т. е. выполняется условие

$$0 < Q_{\text{ВЭУ}} < Q_0.$$

В этом случае в работу дополнительно вступает котельная, причем доля ее участия в теплоснабжении находится в интервале от 0 до 1 ($0 < \gamma < 1$) и математически может быть определена из выражения

$$\gamma = 1 - \frac{Q_{\text{ВЭУ}}}{Q_0}.$$

Тогда в (1) можно добавить слагаемое $Q_{\text{ВЭУ}}$

$$Q_0 = Q_{\text{к}} + Q_{\text{ВЭУ}}, \quad (4)$$

где $Q_{\text{к}} = \gamma Q_0$ – мощность, выдаваемая котельной и характеризующая ее вклад в теплоснабжение потребителей, кДж/с.

Такой вариант совместной работы котельной и ВЭУ для нужд теплоснабжения представлен на рис. 4: 2–6, 14–17 и 25–29 сут., где области зеленого и красного цветов соответствуют вкладу ВЭУ и котельной в обеспечение графика отопительной нагрузки.

Вариант 3 соответствует периодам отсутствия ветра, когда ВЭУ находится в состоянии покоя, т. е. $Q_{\text{ВЭУ}} = 0$. В этом случае теплоснабжение полностью осуществляется от одной котельной ($\gamma = 1$) согласно (1) (рис. 4, 1 и 24 сут.).

Для повышения эффективности работы комбинированной системы теплоснабжения на основе котельной и ВЭУ применяют аккумуляторы тепловой энергии, позволяющие сохранять и в дальнейшем полезно использовать избытки энергии, вырабатываемой ВЭУ. В этом случае любые отапливаемые здания могут быть рассмотрены как аккумуляторы тепловой энергии. В таких зданиях, как правило, кроме воздуха имеются стены, крыши и другие различные материалы, которые могут сохранять некоторое количество тепловой энергии, а потом отдавать ее во внешнюю среду.

Для жилых зданий минимальная температура внутреннего воздуха, которая должна поддерживаться в течение всего отопительного сезона, установлена на уровне 18 °С (рис. 5, линия 1). Запас избытков энергии от ВЭУ можно осуществить путем нагревания здания до температуры 18–25 °С (рис. 5, кривая 2). В моменты времени, когда мощности ВЭУ недостаточно для обеспечения потребителей тепловой энергией, запасенная теплота в объеме здания позволит котельной еще некоторое время не включаться в работу. При этом температура внутреннего воздуха здания будет снижаться с 25 до 18 °С (рис. 5, кривая 3). При достижении температуры внутреннего воздуха 18 °С в работу дополнительно вступает котельная, обеспечивающая недостающую часть графика отопительной нагрузки.

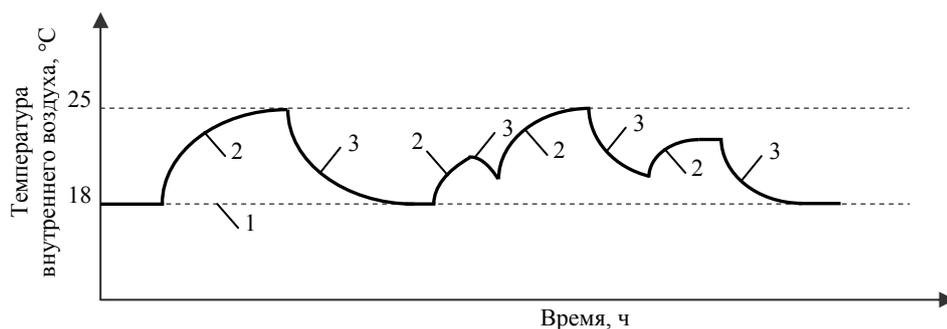


Рис. 5. Изменение температуры внутреннего воздуха жилого здания:
1 – рекомендуемая температура 18 °С; 2, 3 – период нагревания
и охлаждения здания соответственно

Fig. 5. Alteration of indoor air temperature of a residential building:
1 – recommended temperature is 18 °С;
2, 3 – heating and cooling periods of a residential building, respectively

Результаты исследований

На примере населенного пункта Вайда-Губа (Мурманская обл., Россия) рассмотрим практический вариант возможной эксплуатации ВЭУ совместно с котельной для целей отопления. Вайда-Губа расположена в северо-западной части России на побережье Баренцева моря в зоне ветра со среднегодовой скоростью 6,6 м/с.

Теплоснабжение поселка осуществляется от котельной, суммарная подключенная нагрузка которой составляет 398 кДж/с, в том числе 307 кДж/с – на цели теплоснабжения и 91 кДж/с – на горячее водоснабжение. В качестве дополнительного источника энергии, работающего на нужды теплоснабжения, выбрана ветроэнергетическая установка мощностью 250 кДж/с (80 % от подключенной нагрузки на отопление).

При выполнении расчетов было принято, что потери тепловой энергии в тепловой сети и в системах отопления зданий, а также потери электрической энергии при ее передаче от ВЭУ учитываться не будут.

В ходе проведенного исследования рассмотрены два варианта теплоснабжения – без и с эксплуатацией ВЭУ.

На рис. 6а представлен график теплоснабжения только от котельной в соответствии с отопительной нагрузкой (рис. 6а). Наибольшая потребность в тепловой энергии возникает в зимнее время, когда температура наружного воздуха минимальна, а интенсивность ветра соответствует максимальным значениям. В весенние и осенние месяцы потребность в отоплении снижается. Летом котельная находится в нерабочем состоянии.

Возможное включение ВЭУ в обеспечение графика отопительной нагрузки продемонстрировано на рис. 6б, из которого видно, что в промежутки времени с сильным ветром ВЭУ готова полностью (иногда частично) обеспечить потребителей теплотой (рис. 6б, область зеленого цвета). Когда мощности, выдаваемой от ВЭУ, не хватает, в работу вступает котельная и дополняет ВЭУ (рис. 6б, область красного цвета). Если потребность в теплоте со стороны потребителей будет меньше, чем мощность, получаемая от ВЭУ, то могут наблюдаться избытки энергии (рис. 6б, область серого цвета). Именно за счет использования теплоаккумулирующей способности здания такие избытки можно сохранить и в дальнейшем использовать. При этом график отопительной нагрузки, представленный на рис. 6б, претерпевает изменения согласно рис. 6с.

Результаты расчетов позволили установить, что энергетическая эффективность, которая может быть получена в течение года от эксплуатации ВЭУ для целей теплоснабжения, выразилась в уменьшении доли участия котельной в отоплении потребителей примерно на 60 % (рис. 7) и, как следствие, в снижении расхода органического топлива. В свою очередь, использование избытков энергии ВЭУ за счет теплоаккумулирующей способности зданий позволяет дополнительно повысить эффективность применения ВЭУ для целей теплоснабжения на 3–9 % путем изменения темпе-

ратуры внутреннего воздуха в интервале 18–25 °С. Соответственно на столько же уменьшилась доля участия котельной в отоплении потребителей (рис. 7).

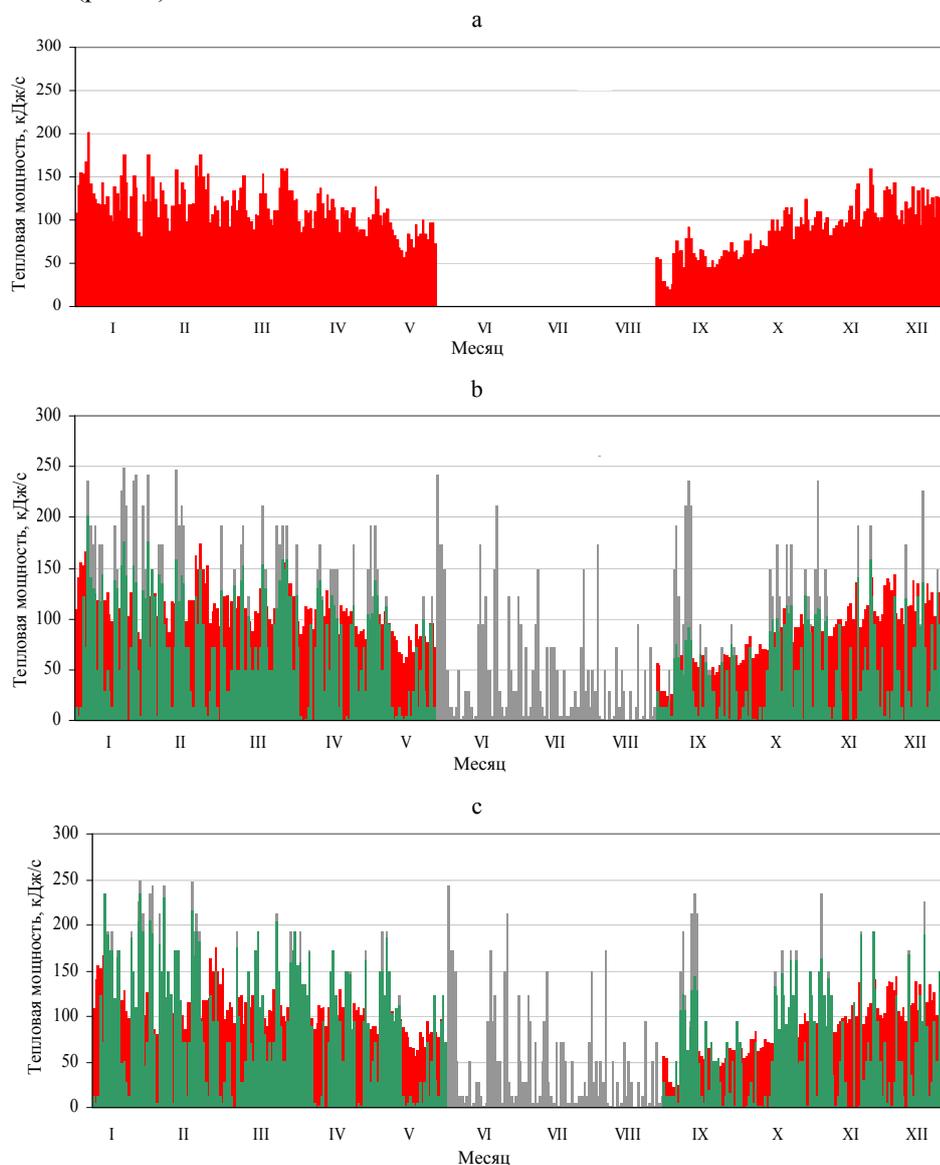


Рис. 6. Годовой график отопительной нагрузки населенного пункта Вайда-Губа при теплоснабжении: а – только от котельной (красный цвет); б – от котельной и ветроэнергетических установок (красный и зеленый цвета соответственно), избыточная мощность – серый цвет; в – за счет использования теплоаккумулирующей способности здания

Fig. 6. Heating load annual schedule of the inhabited locality of Vayda-Guba, for heat supply: a – only from the boiler room (red); b – from the boiler room and wind power plants (red and green, accordingly), the surplus power is represented by grey; c – by using the heat storage capacity of the building

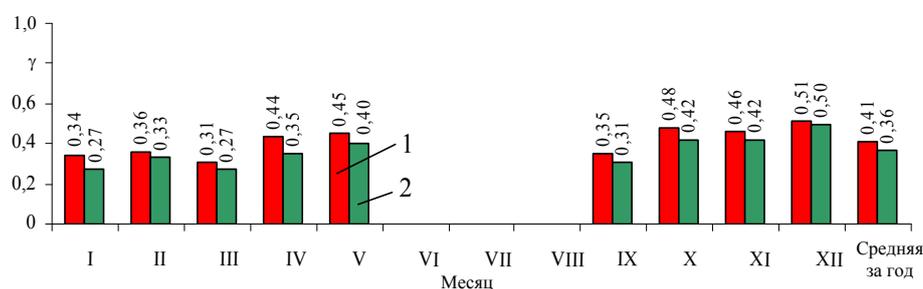


Рис. 7. Доля участия котельной в отоплении потребителей при неиспользовании (1) и использовании (2) избытков энергии ветроустановок

Fig. 7. The boiler room contribution to the heat supply for consumers when not using (1) and using (2) WPP energy surplus

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрен способ теплоснабжения зданий за счет применения котельной и ветроэнергетических установок. Основной эффект от применения ветроустановок выражается в экономии органического топлива, использование которого в отдельных случаях связано с большими трудностями, а также с антропогенным загрязнением природной среды.

2. Разработаны методические основы алгоритма работы ветроустановок совместно с котельной для целей теплоснабжения. В основу теплоснабжения от такой комбинированной системы источников энергии положено, что котельная включается в работу, дополняя ветроустановки, только при условии слабого ветра или его отсутствии. В остальных случаях теплоснабжение осуществляется за счет работы ветроустановок, а котельная находится в ожидании отопительной нагрузки.

3. Установлено, что в районах со среднегодовой скоростью ветра около 7 м/с применение ветроустановок для целей теплоснабжения позволяет в отдельные месяцы уменьшить участие котельной в обеспечении отопительной нагрузки на 50–70 %, а следовательно, снизить расход органического топлива, используемого на котельной.

4. Показано, что применение теплоаккумулирующей способности зданий позволяет сохранять и в дальнейшем полезно использовать избытки энергии ветроустановок. При этом дополнительно повышается энергетическая эффективность от эксплуатации ветроустановок, которая выражается в уменьшении доли участия котельной в отоплении потребителей на 3–9 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Amasyali, K. A Review of Data-Driven Building Energy Consumption Prediction Studies / K. Amasyali, N. M. El-Gohary // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. Vol. 81. P. 1192–1205. doi: 10.1016/j.rser.2017.04.095.
2. A Review on Applications of ANN and SVM for Building Electrical Energy Consumption Forecasting / A. S. Ahmad [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014. Vol. 33. P. 102–109. doi: 10.1016/j.rser.2014.01.069.

3. Awad, A. H. Hydrogen Versus Synthetic Fossil Fuels / A. H. Awad, T. Vezirgolu // *Int. J. Hydrogen Energy*. 1984. Vol. 9, No 5. P. 355–366.
4. British Petroleum // BP Energy Outlook, 2018 ed. [Electronic resource]. Access mode: <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2018.pdf>. Date of access: 20.06.2018.
5. Co-Gasification and Recent Developments on Waste-to-Energy Conversion: a Review / A. Ramos [et al.] // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 81. P. 380–398.
6. Оценка эффективности работы солнечной электростанции на крыше здания в Ханое / Т. Н. Нгуен [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 1. С. 30–41. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-1-30-41>.
7. Dyreson, A. Night Sky Cooling for Concentrating Solar Power Plants / A. Dyreson, F. Miller // *Applied Energy*. 2016. Vol. 180. P. 276–286. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.118>.
8. Wu, D. W. Combined Cooling, Heating and Power: a Review / D. W. Wu, R. Z. Wang // *Progress in Energy and Combustion Science*. 2006. Vol. 32, No 5–6. P. 459–495.
9. Chang, W. R. Environmental Impact and Sustainability Study on Biofuels for Transportation Applications / W. R. Chang, J. J. Hwang, W. Wu // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 67. P. 277–288.
10. Increasing the Flexibility of Combined Heat and Power for Wind Power Integration in China: Modeling and Implications / X. Chen [et al.] // *IEEE Transactions on Power Systems*. 2015. Vol. 30. P. 1848–1857.
11. Sakipova, S. Sail-Type Wind Turbine for Autonomous Power Supply: Possible Use in Latvia / S. Sakipova, A. Jakovics // *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*. 2014. Vol. 51. P. 13–25.
12. Bezhan, A. V. Mathematical Description of a Boiler House Operating Jointly with a Wind Power Plant and Heat Storage / A. V. Bezhan, V. A. Minin // *Thermal Engineering*. 2011. Vol. 58, No 11. P. 903–909. doi: 10.1134/S0040601511110024.
13. Integrated Heat and Power Dispatch Truly Utilizing Thermal Inertia of District Heating Network for Wind Power Integration / J. Zheng [et al.] // *Applied Energy*. 2018. Vol. 211. P. 865–874. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.11.080.
14. Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со ступенчатым сжатием / С. К. Абильдинова [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, No 3. С. 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302>.
15. Abdelkrim, K. Approach for the Modelling of Hybrid Photovoltaic-Thermal Solar Collector / K. Abdelkrim, T. Khaled, B. Hocine // *IET Renewable Power Generation*. 2015. Vol. 9. P. 207–217. doi: 10.1049/iet-rpg.2014.0076.
16. Автономные ветровые энергоустановки с аккумуляторами тепла / О. С. Попель [и др.] // *Альтернативная энергетика и экология*. 2008. № 11. С. 78–84.
17. Марченко, О. В. Экономическая эффективность ветроэнергетических установок в системах электро- и теплоснабжения / О. В. Марченко, С. В. Соломин. Иркутск: СЭИ, 1996. 28 с.

Поступила 20.02.2019 Подписана в печать 29.04.2019 Опубликована онлайн 29.05.2020

REFERENCES

1. Amasyali K., El-Gohary N. M. (2018) A Review of Data-Driven Building Energy Consumption Prediction Studies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 1192–1205. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.095>.
2. Ahmad A. S., Hassan M. Y., Abdullah M. P., Rahman H. A., Hussin F., Abdullah H., Saidur R. (2014) A Review on Applications of ANN and SVM for Building Electrical Energy Consumption Forecasting. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 33, 102–109. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.069>.

3. Awad A. H., Vezirgolu T. (1984) Hydrogen Versus Synthetic Fossil Fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, 9 (5), 355–366. [https://doi.org/10.1016/0360-3199\(84\)90055-7](https://doi.org/10.1016/0360-3199(84)90055-7).
4. British Petroleum. *BP Energy Outlook 2018 ed.* Available at: <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2018.pdf>. (Accessed 20 Juni 2018).
5. Ramos A., Rouboa A., Monteiro E., Silva V. (2018) Co-Gasification and Recent Developments on Waste-to-Energy Conversion: a Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 380–398. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.07.025>.
6. Nguyen T. N., Sizov V. D., Vu M. P., Cu T. T. H. (2020) Evaluation of Work Efficiency of the Solar Power Plant Installed on the Roof of a House in Hanoi City. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (1), 30–41. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-1-30-41> (in Russian).
7. Dyreson A., Miller F. (2016) Night Sky Cooling for Concentrating Solar Power Plants. *Applied Energy*, 180, 276–286. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.118>.
8. Wu D. W., Wang R. Z. (2006) Combined Cooling, Heating and Power: A Review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32 (5–6), 459–495. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.02.001>.
9. Chang W. R., Hwang J. J., Wu W. (2017) Environmental Impact and Sustainability Study on Biofuels For Transportation Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 277–288. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.020>.
10. Chen X., Kang C., O'Malley M., Xia Q. (2015) Increasing the Flexibility of Combined Heat and Power for Wind Power Integration in China: Modeling and Implications. *IEEE Transactions on Power Systems*, 30, 1848–1857. <https://doi.org/10.1109/TPWRS.2014.2356723>.
11. Sakipova S., Jakovics A. (2014) Sail-Type Wind Turbine for Autonomous Power Supply: Possible Use in Latvia. *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*, 51, 13–25 <https://doi.org/10.1515/lpts-2014-0033>.
12. Bezhan A. V., Minin V. A. (2011) Mathematical Description of a Boiler House Operating Jointly with a Wind Power Plant and Heat Storage. *Thermal Engineering*, 58 (11), 903–909. <https://doi.org/10.1134/S0040601511110024>.
13. Zheng J., Zhou Zh., Zhao J., Wang J. (2018) Integrated Heat and Power Dispatch Truly Utilizing Thermal Inertia of District Heating Network for Wind Power Integration. *Applied Energy*, 211, 865–874. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.080>.
14. Abildinova S. K., Musabekov R. A., Rasmukhametova A. S., Chicherin S. V. (2019) Evaluation of the Energy Efficiency of the Stage Compression Heat Pump Cycle. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (3), 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302> (in Russian).
15. Abdelkrim K., Khaled T., Hocine B. (2015) Approach for the Modelling of Hybrid Photovoltaic-Thermal Solar Collector. *IET Renewable Power Generation*, 9, 207–217. <https://doi.org/10.1049/iet-rpg.2014.0076>.
16. Popel' O. S., Frid S. E., Efimov D. V., Anisimov A. M. (2008) Autonomous Windpower Systems with Heat Storage Devices. *Al'ternativnaya Energetika i Ekologiya = Alternative Energy and Ecology (ISJAEE)*, (11), 78–84 (in Russian).
17. Marchenko O. V., Solomin S. V. (1996) *Economic Efficiency of Wind Power Plants in Electrical and Heat Supply Systems*. Irkutsk, Syberian Energy Institute. 28 (in Russian).

Received: 20 February 2019

Accepted: 29 April 2019

Published online: 29 May 2020