

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕДИНЕНИЙ СНГ

ЭНЕРГЕТИКА

Том 62, № 6
2019

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

22 декабря – День энергетика

СОДЕРЖАНИЕ

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

- Сергей И. И., Пономаренко Е. Г., Потачиц Я. В., Юдина Н. А.** Анализ крутильной стабильности расщепленных фаз 503
- Фурсанов М. И., Золотой А. А.** Совершенствование методики расчета установившихся режимов городских электрических сетей с учетом потребительских энергисточников 514
- Рахмонов И. У., Реймов К. М.** Математические модели и алгоритмы оптимального управления нагрузкой электропотребителей 528

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

- Khroustalev B. M., Tingguo Liu, Akeliev V. D., Zhongyu Li, Aliakseyeu Yu. H., Zankavich V. V.** Heat Resistance and Heat-and-Mass Transfer in Road Pavements (Хрусталеv Б. М., Тингуо Лю, Акельев В. Д., Чжунью Ли, Алексеев Ю. Г., Занкович В. В. Теплоустойчивость и тепломассообмен дорожных покрытий) 536
- Сорока Б. С., Воробьев Н. В.** Эффективность использования газового топлива и окислительной смеси при их увлажнении 547
- Yarmolchick Yu. P.** Formation Mechanisms and Methods for Calculating Pollutant Emissions from Natural Gas Combustion Depending on the Burner Emission Class (Ярмольчик Ю. П. Механизмы образования и методика расчета выбросов загрязняющих веществ при сжигании природного газа в зависимости от эмиссионного класса горелок) 565
- Korenciak D., Sebok M., Gutten M.** Thermal Measurement and its Application for Diagnostics of Distribution Oil Transformers (Коренчиак Д., Себок М., Гуттен М. Тепловое измерение и его применение для диагностики масляных трансформаторов распределительных сетей) 583
- Перечень статей, опубликованных в журнале «Энергетика» в 2019 г.**
- I. Тематический указатель** 595
- II. Именной указатель** 598

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),
В. А. ДЖАНГИРОВ (Комитет ТПП РФ по энергетической стратегии и развитию ТЭК, Москва, Российская Федерация),
К. В. ДОБРЕГО (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь) (заместитель главного редактора),
И. В. ЖЕЖЕЛЕНКО (Приазовский государственный технический университет, Мариуполь, Украина),
П. В. ЖУКОВСКИ (Технический университет «Люблинская политехника», Люблин, Республика Польша),
А. С. КАЛИНИЧЕНКО (Белорусский государственный технологический университет, Минск, Республика Беларусь) (первый заместитель главного редактора),
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),
Е. С. МИШУК (Исполнительный комитет Энергетического совета Содружества Независимых Государств, Москва, Российская Федерация),
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),
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),
И. И. СЕРГЕЙ (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь) (заместитель главного редактора),
Б. С. СОРОКА (Институт газа НАН Украины, Киев, Украина),
В. А. СТРОЕВ (Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация),
В. И. ТИМОШПОЛЬСКИЙ (ООО, Киев, Украина),
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)*

Ответственный секретарь редакции 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 28.11.2019. Формат бумаги 60×84¹/₈. Бумага мелованная.
Печать цифровая. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 12,5. Уч.-изд. л. . Тираж 100 экз.
Дата выхода в свет . 2019. Заказ .

Адрес редакции: 220013, г. Минск, пр. Независимости, 65. Белорусский национальный технический университет, корп. 2, комн. 327. Телефон +375 17 292-65-14.
e-mail: energy@bntu.by; 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, 2019

PROCEEDINGS OF THE CIS
HIGHER EDUCATION INSTITUTIONS
AND POWER ENGINEERING ASSOCIATIONS

ENERGETIKA

V. 62, No 6
2019

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

22nd December – Day of Power Engineer

CONTENTS

ELECTRICAL POWER ENGINEERING

Sergey I. I., Panamarenka Y. G., Potachits Y. V., Yudina N. A. Analysis of the Torsional Stability of Split Phases	503
Fursanov M. I., Zalotoy A. A. Improvement of the Method of Calculation of Steady-State Modes of Urban Electric Networks Taking into Account Consumer Energy Sources	514
Rakhmonov I. U., Reymov K. M. Mathematical Models and Algorithms of Optimal Load Management of Electricity Consumers	528

HEAT POWER ENGINEERING

Khroustalev B. M., Tingguo Liu, Akeliev V. D., Zhongyu Li, Aliakseyeu Yu. H., Zankavich V. V. Heat Resistance and Heat-and-Mass Transfer in Road Pavements	536
Soroka B. S., Vorobyov N. V. Efficiency of the Use of Humidified Gas Fuel and Oxidizing Mixture	547
Yarmolchick Yu. P. Formation Mechanisms and Methods for Calculating Pollutant Emissions from Natural Gas Combustion Depending on the Burner Emission Class	565
Korenciak D., Sebok M., Gutten M. Thermal Measurement and its Application for Diagnostics of Distribution Oil Transformers	583

List of Papers Published in “Energetika” Journal, 2019

I. Thematic index	595
II. Name index	598

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),
V. A. JANGIROV (RF CCI Committee on Energy Strategy and the Development of Fuel-Energy Complex, Moscow, Russian Federation),
K. V. DOBREGO (Belarusian National Technical University, 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),
A. S. KALINICHENKO (Belarusian State Technological University, Minsk, Republic of Belarus) (First Deputy Editor-in-Chief),
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),
E. S. MISHUK (The Executive Committee of the Energy Council of the Commonwealth of Independent States, Moscow, Russian Federation),
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),
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),
I. I. SERGEY (Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus) (Deputy Editor-in-Chief),
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),
V. I. TIMOSHPOLSKY (LLC, Kiev, Ukraine),
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)*

Executive Secretary of Editorial Board 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 28.11.2019. Dimension of paper 60×84¹/₈. Coated paper.
Digital printing. Type face Times. Conventional printed sheet 12,5.
An edition of 100 copies. Date of publishing 2019. 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, 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-503-513>

УДК 621.316.37.064.1

Анализ крутильной стабильности расщепленных фаз

И. И. Сергей¹⁾, Е. Г. Пономаренко¹⁾, Я. В. Потачиц¹⁾, Н. А. Юдина²⁾

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

²⁾Казанский государственный энергетический университет (Казань, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Специфика работы воздушных линий электропередачи связана с тем, что длина проводников между опорными конструкциями может достигать десятков тысяч метров. Провода и их компоненты подвергаются воздействию климатических факторов: ветра, дождя, льда, снега. По сравнению с другими конструктивными элементами проводники имеют самую высокую гибкость и низкую жесткость, потому являются элементами, наиболее чувствительными к этим воздействиям. С начала 50-х гг. XX в. увеличение энергопотребления привело к строительству воздушных линий высокого и сверхвысокого напряжения с расщепленными фазами. Для проводников такого типа на участках между распорками были замечены новые формы колебаний, суть которых заключается в закручивании расщепленной фазы. В результате этого наблюдается нарушение крутильной стабильности фазы: соударение проводов в середине подпролета и трение проволок витого проводника друг о друга, что приводит к повреждению проводников и, как следствие, к нарушению электроснабжения потребителей. Практически на любых воздушных линиях возможно возникновение колебаний проводов в пролете под воздействием ветра. Одним из видов таких механических колебаний является пляска – низкочастотные колебания проводов с амплитудой, достигающей величины стрелы провеса провода, а с учетом возможности удлинения провода и превышающей ее. Колебания при пляске могут вызывать значительные механические усилия и длиться достаточно долго, чтобы привести к разрушению конструктивных элементов линий электропередачи: проводов, изоляторов, арматуры и даже опор. Из-за большой амплитуды колебаний проводники соседних фаз могут сблизиться на недопустимое расстояние, что приведет к короткому замыканию. Поставлена и решена краевая задача расчета крутильной стабильности расщепленной фазы с заданной кратностью расщепления. Определены критические длины подпролетов, при которых наиболее вероятно устойчивое нарушение крутильной стабильности. Разработана компьютерная программа, которая может быть использована при проектировании высоковольтных линий с расщепленной фазой.

Ключевые слова: энергетика, воздушные линии, опорные конструкции, расщепленная фаза, крутильная стабильность, пляска

Для цитирования: Анализ крутильной стабильности расщепленных фаз / И. И. Сергей [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 6. С. 503–513. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-503-513>

Адрес для переписки

Пономаренко Евгений Геннадьевич
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-42-32
ef@bntu.by

Address for correspondence

Panamarenka Yauhen G.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-42-32
ef@bntu.by

Analysis of the Torsional Stability of Split Phases

I. I. Sergey¹⁾, Y. G. Panamarenka¹⁾, Y. V. Potachits¹⁾, N. A. Yudina²⁾

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

²⁾Kazan State Power Engineering University (Kazan, Russian Federation)

Abstract. The specificity of overhead power lines is associated with the fact that the length of conductors between the supporting structures can reach tens of thousands of meters. Wires and their components are exposed to climatic factors, viz. wind, rain, ice, snow. As compared to other structural elements, conductors are of the highest flexibility and lowest rigidity, and, therefore, they are the most sensitive elements to these effects. Since the early fifties of the XX century, the increase in energy consumption has caused the construction of high and ultra-high voltage overhead lines with split phases. For these types of conductors, new forms of oscillations have been noticed in the areas between the struts, the essence of which is torquing the split phase. As a result, there is a violation of the torsional stability of the phase: collision of wires in the middle of sub-span and friction of wires of stranded conductor against each other, which leads to damaging conductors and, as a consequence, to disruption of power supply to consumers. Almost any overhead lines may be subjected to oscillations of wires in the span under the influence of wind. One of the types of such mechanical oscillations is galloping, i. e. low-frequency oscillations of wires with an amplitude reaching the value of the boom of wire sagging, and, taking into account the possibility of elongation of the wire, even exceeding it. Fluctuations in the galloping can cause significant mechanical forces and last long enough to lead to the destruction of structural elements of power lines, viz. wires, insulators, fittings and even pillars. Due to the large amplitude of oscillations, conductors of neighboring phases can approach each other at an unacceptable distance, resulting in a short circuit. The boundary value problem of the torsional stability calculation of the split phase with a given multiplicity of splitting has been set and solved. The critical lengths of the sub-spans at which the stable violation of torsional stability is most likely have been determined. A computer program has been developed, which can be used in the design of high-voltage lines with split phase.

Keywords: power engineering, overhead lines, support structures, split phase, torsional stability, galloping

For citation: Sergey I. I., Panamarenka Y. G., Potachits Y. V., Yudina N. A. (2019) Analysis of the Torsional Stability of Split Phases. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (6) 503–513. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-503-513> (in Russian)

Введение

Проектирование высоковольтных линий электропередачи (ЛЭП) требует исследования поведения проводов в неблагоприятных климатических условиях: при воздействии ветра, гололеда и электродинамических усилий при коротком замыкании. Практически на любых воздушных линиях (ВЛ) возможно возникновение колебаний проводов в пролете под воздействием ветра [1]. Одним из видов таких механических колебаний является пляска – низкочастотные колебания проводов (0,1–1,0 Гц) с амплитудой, достигающей величины стрелы провеса провода, а с учетом возможности удлинения провода и превышающей ее. Колебания при пляске могут вызывать значительные механические усилия и длиться достаточно долго, приводя к разрушению конструктивных элементов ЛЭП: проводов, изоляторов, арматуры и даже опор. Из-за большой амплитуды колебаний проводники соседних фаз могут сблизиться на недопустимое расстояние, что приведет к короткому замыканию (КЗ).

Основная часть

Как показывает опыт эксплуатации, на ВЛ с расщепленной фазой пляска возникает гораздо чаще [2]. Это объясняется использованием жестких внутрифазных распорок, которые не способствуют гашению колебаний. При пляске расщепленной фазы наиболее часто наблюдаются так называемые субколебания – колебания проводов в субпролетах.

Один из видов субколебаний расщепленных фаз – крутильные колебания, которые могут преобладать по амплитуде по сравнению с другими видами и по этой причине использоваться для количественной оценки устойчивости ВЛ при пляске [2]. При закручивании расщепленной фазы (рис. 1) может утратиться ее крутильная стабильность (закручивание без возврата в исходное состояние). Соударение проводов в середине подпролета и трение проволок витого проводника друг о друга приводит к повреждению проводников (рис. 2) и, как следствие, к нарушению электроснабжения потребителей.

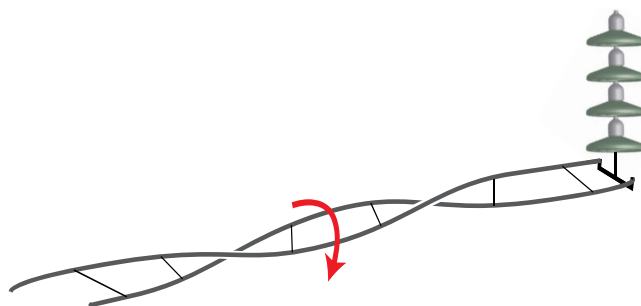


Рис. 1. Закручивание расщепленной фазы

Fig. 1. Split phase twisting



Рис. 2. Повреждение провода в результате субколебаний

Fig. 2. Damage to the wire due to sub-oscillations

Крутильные колебания могут вызываться не только воздействием ветра, но и КЗ. Это касается в первую очередь линий электропередачи сверхвысокого напряжения с расщепленной фазой и установленными дистанционными распорками в фазе [3–5]. Последствия таких колебаний при КЗ аналогичны вышеописанным последствиям при пляске.

При выборе схемы расстановки распорок в пролете актуальной проблемой является исследование крутильной стабильности фазы – ее способно-

сти восстанавливать исходную геометрию после устранения действия внешних сосредоточенных и распределенных моментов, действующих на провода и распорки фазы во время пляски или при КЗ.

Уравнение кручения расщепленной фазы вокруг линии центров масс ее поперечных сечений имеет следующий вид [6]:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + \frac{f}{I} \frac{\partial \theta}{\partial t} = c^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial s_0^2}, \quad (1)$$

где c – скорость распространения по проводу волн деформации кручения; θ – угол закручивания провода; I – момент инерции кручения провода вокруг его оси жесткости.

Уравнения пляски расщепленной фазы [7]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \rho h \left[\sin \theta_G \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + \cos \theta_G \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 \right] + \delta \frac{\partial y}{\partial t} &= T \frac{\partial^2 y}{\partial s_0^2} + P + F_y; \\ \rho \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + \rho h \left[\cos \theta_G \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \sin \theta_G \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 \right] + \delta \frac{\partial z}{\partial t} &= T \frac{\partial^2 z}{\partial s_0^2} + F_z; \\ I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + f_c \frac{\partial \theta}{\partial t} + \rho h \left[\cos \theta_G \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} - \sin \theta_G \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 \right] &= GJ \frac{\partial^2 \theta}{\partial s_0^2} + M_a - M_\rho, \end{aligned} \quad (2)$$

где

$$\theta_G = \theta_0 + \theta; \quad T = T_1; \quad P = P_1; \quad \bar{F} = \bar{F}_1;$$

$$\delta = \delta_1; \quad M_a = M_{a1}; \quad M_\rho = M_{\rho1};$$

ρ – масса единицы длины провода; ρ_1 – то же одного провода; θ_0 – начальный угол оледенения; T_1 , P_1 – тяжение и вес единицы длины провода, даН; $I = nI_c + \rho r_p^2$ – момент инерции 1 м расщепленной фазы; r_p – радиус расщепленной фазы, м.

В процессе постановки краевой задачи динамики расщепленной фазы указанные уравнения дополняются начальными и краевыми условиями, выделяющими единственное решение задачи [8]. Выбор конкретной схемы анализа крутильной стабильности определяется заданием начальных и краевых условий.

Для анализа крутильных колебаний использована расчетная модель расщепленной фазы с сосредоточенными моментами заданной величины и времени действия, прилагаемыми в месте крепления распорки к элементарному проводнику. Это позволяет отказаться от учета внешних распределенных моментов, действующих по длине проводников фазы, а также

значительно упрощает математическую модель и алгоритм компьютерной программы, не оказывая при этом влияния на конечный результат [9]. Следовательно, задача сводится к исследованию крутильных колебаний фазы в схеме с неравномерной в общем случае установкой дистанционных распорок. Для ее решения на кафедре «Электрические станции» Белорусского национального технического университета разработаны методы расчета крутильных колебаний проводов при указанных видах воздействий.

Для анализа крутильной стабильности расщепленной фазы была модифицирована компьютерная программа LINEDYS+ (рис. 3), в которой реализован численный метод расчета динамики проводов при их произвольном расположении в пространстве.

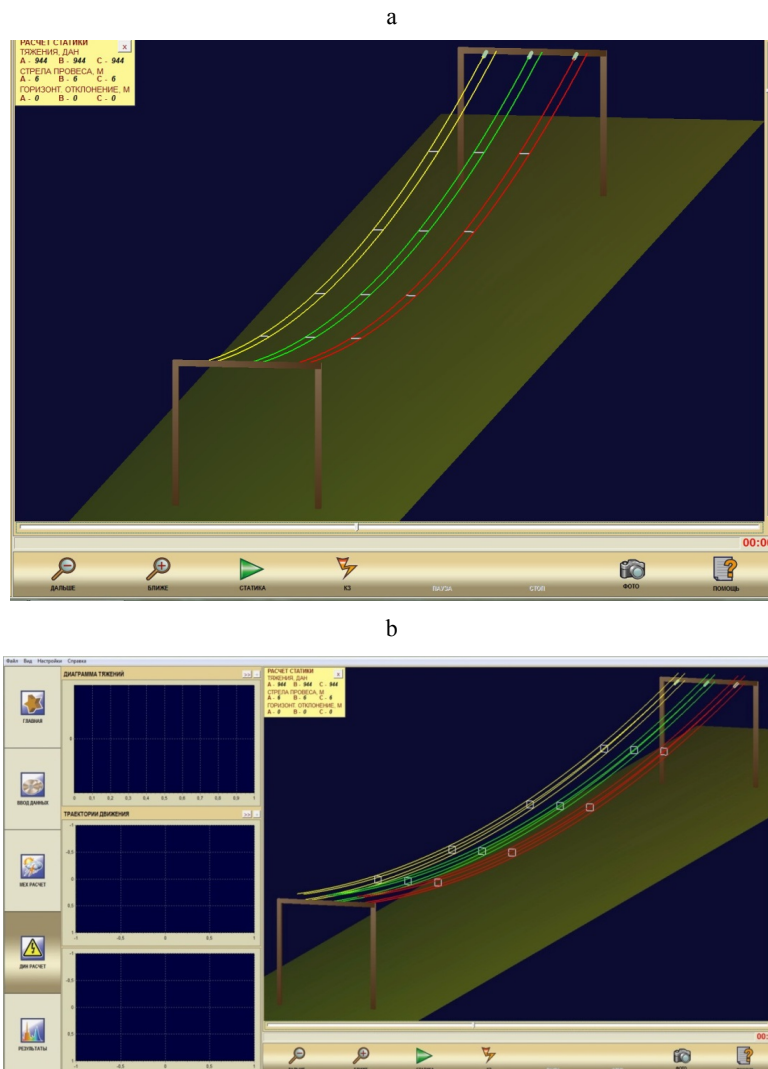


Рис. 3. Внешний вид программы: расщепление фазы на два (а) и четыре (б) проводника
Fig. 3. Appearance of the program: phase splitting into two (a) and four (b) conductors

Критерием крутильной стабильности расщепленной фазы может быть величина угла закручивания провода в каждом из подпролетов [10]. Если она приближается к нулю, то крутильная стабильность в этом подпролете обеспечивается. Таким образом можно проверить все подпролеты расщепленной фазы. При выявлении закручивания проводов необходимо изменить длину подпролета и повторить расчет.

Другим критерием крутильной стабильности может выступать длина подпролета [11]. Очевидно, что в подпролетах небольшой длины скручивание невозможно. Поэтому перед проектировщиком стоит задача расстановки распорок в пролете таким образом, чтобы закручивание проводов изначально было недопустимо. Предполагается, что наиболее вероятным является закручивание проводов в ближайшем к опоре подпролете.

Крайевые условия определяются условиями закрепления расщепленной фазы на опорах и конструктивных элементах. Начальные тяжения проводов определяются решением уравнений статики, полученных из уравнений динамики (2) исключением производных по времени. Возбуждение колебаний расщепленной фазы во времени производится приложением к внутрифазным распоркам крутящего момента, величина которого подбирается экспериментально, с таким расчетом, чтобы кинетической энергии хватило для закручивания фазы относительно своей оси на 180° .

Компьютерная программа позволяет выполнять анализ закручивания расщепленной фазы от двух до четырех проводников (рис. 3). Графическая визуализация процесса расчета позволяет определить, произошло ли закручивание проводов в фазе (рис. 4).

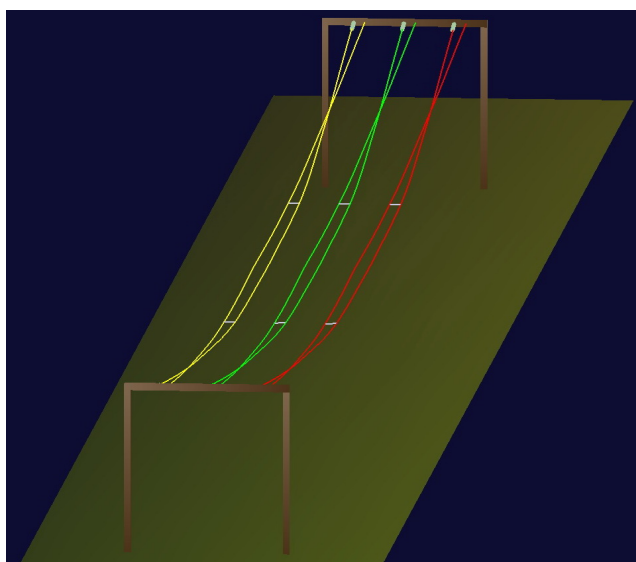


Рис. 4. Закручивание проводников в расщепленной фазе

Fig. 4. Twisting of conductors in the split phase

Для исследования крутильной стабильности расщепленной фазы выбраны пролеты ЛЭП длиной от 100 до 200 м. Нарушение стабильности более вероятно именно в длинных пролетах.

С помощью компьютерной программы исследовалось влияние различных параметров пролета (длина пролета L , длина подпролета l , начальная стрела провеса f_0 и тяжение T_0 , масса провода p и шаг расщепления h) на крутильную стабильность фазы. Результаты представлены в табл. 1–6.

Таблица 1

**Крутильная стабильность расщепленной фазы
в зависимости от числа распорок в пролете**
**Torsional stability of the split phase depending
on the number of struts in the span**

N $L, \text{ м}$	1	2	3	4	5	6	7
100							
150							
200							

Таблица 2

**Крутильная стабильность расщепленной фазы
в зависимости от стрелы провеса и числа распорок в пролете**
**Torsional stability of the split phase depending on the sag boom
and the number of struts in the span**

N $f_0, \%$	1	2	3	4	5	6	7
2							
3							
4							
5							

Таблица 3

**Крутильная стабильность расщепленной фазы
в зависимости от марки провода и числа распорок в пролете**
**Torsional stability of the split phase depending on the brand of the wire
and the number of struts in the span**

N Марка	1	2	3	4	5	6	7
АС-185							
АС-300							
АС-400							

Переменным параметром выступает количество распорок в пролете N , так как именно от этого параметра зависит длина подпролета. Все распорки расставлены по пролету равномерно через одинаковые интервалы по длине.

Таблица 4

**Крутильная стабильность расщепленной фазы
в зависимости от шага расщепления и числа распорок в пролете**
**Torsional stability of the split phase depending on the splitting step
and the number of struts in the span**

N $h, \text{ м}$	1	2	3	4	5	6	7
0,1							
0,2							
0,4							
0,7							
1,0							

Таблица 5

Критическая длина подпролета $l_{кр}$ для пролета ЛЭП длиной 200 м
Critical length of the sub-span $l_{кр}$ for a 200 m long power line span

$l, \text{ м}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$l, \%$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Зона $l_{кр}$					$l_{кр}$					

Таблица 6

Критическая длина подпролета $l_{кр}$ для пролета ЛЭП длиной 100 м
Critical length of the sub-span $l_{кр}$ for a 100 m long power line span

$l, \text{ м}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	80
$l, \%$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Зона $l_{кр}$					$l_{кр}$					

На первом этапе исследования проводились для фазы, расщепленной на два провода. В табл. 1–4 заливкой ячеек показаны случаи нарушения крутильной стабильности. Если ячейка пустая – перекручивания проводников не наблюдалось или они возвратились в исходное положение. Расчеты по программе производились для продолжительности процесса от 25 до 100 с, что соответствует практически полному успокоению колебаний.

Исследования показали, что изменение параметров пролета и провода мало влияет на возможность закручивания проводников в фазе. Чем больше количество распорок, тем меньше вероятность закручивания фазы. Следует отметить, что в большинстве расчетных случаев наблюдалось скручивание фазы, однако после прекращения воздействия вращающего момента провода фазы возвращались в исходное состояние, поэтому их нельзя считать случаями нарушения крутильной стабильности. Но следует понимать, что даже при неустойчивом перекручивании фазы возможны

соударение и трение проводников в средней части подпролета, что в конечном итоге может привести к последствиям, показанным на рис. 2.

В пролете длиной 200 м нарушение крутильной стабильности наблюдалось при двух и трех комплектах распорок (табл. 1), поэтому в дальнейших расчетах целесообразно рассматривать именно такой пролет.

Как видно из табл. 2, стрела провеса практически не влияет на возможность закручивания расщепленной фазы. Лишь при $f_0 = 2\%$ нарушения крутильной стабильности не наблюдалось, вероятно, из-за большого натяжения проводников, которые, подобно струне, стремились вернуться в исходное положение.

Из анализа результатов расчета можно сделать вывод, что критическими, с точки зрения нарушения крутильной стабильности, являются длины первого и последнего подпролетов l , если каждая из них составляет примерно от четверти до трети длины всего пролета L . Руководствуясь таким предположением, для повышения крутильной стабильности можно предложить расставлять распорки неравномерно по длине пролета: гуще у опор и реже в центральной части. В этом случае актуальной задачей является определение критической длины подпролета $l_{кр}$, при которой возможно закручивание проводников в расщепленной фазе. Для решения этой задачи использована расчетная схема расщепленной фазы, в которой установлены две распорки, равноудаленные от опор. Затем в процессе проведения вычислительного эксперимента пошагово изменялось местоположение распорок с целью определения критических значений длины подпролета. Результаты представлены в табл. 5.

Расчеты показали, что критической для крайних подпролетов является длина от 50 до 84 м, или 25–42 % от всей длины пролета (200 м).

Аналогичные расчеты были проведены и для пролета длиной 100 м (табл. 6). Критическим оказался участок 24–40 %.

Основываясь на результатах проведенных расчетных экспериментов, можно заключить, что если первый от опоры подпролет будет иметь длину 20 % и менее от всей длины пролета, то крутильная стабильность не будет нарушена.

Подобные исследования проведены и для фазы, расщепленной на четыре провода. Однако при изменении параметров пролета и проводов в широком диапазоне выявить случаи закручивания фазы не удалось. Поэтому можно сделать предположение, что вероятность нарушения крутильной стабильности в подобных конструкциях мала.

Итогами проведенных исследований являются: разработка методики расчета крутильных колебаний в расщепленной фазе; модификация компьютерной программы в соответствии с разработанной методикой; определение возможности и условий нарушения крутильной стабильности в расщепленной фазе. Указанную компьютерную программу можно рекомендовать как инструмент для помощи в принятии проектных решений при конструировании расщепленных фаз воздушных ЛЭП и гибкой ошиновки ОРУ.

Авторы планируют расширить диапазон своего исследования и выявить, как на крутильную стабильность расщепленной фазы влияет установка демпфирующих распорок.

ВЫВОДЫ

1. Поставлена и решена краевая задача расчета крутильной стабильности расщепленной фазы с заданной кратностью расщепления.
2. Определены критерии крутильной стабильности для ВЛ с расщепленными фазами.
3. Выявлены случаи устойчивого нарушения крутильной стабильности расщепленных фаз.
4. Определены критические длины подпролетов, при которых наиболее вероятно устойчивое нарушение крутильной стабильности.
5. Разработанная компьютерная программа может быть использована при проектировании высоковольтных линий с расщепленной фазой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колосов, С. В. Гасители пляски спирального типа / С. В. Колосов, С. В. Рыжов, В. А. Фельдштейн // Современное состояние эксплуатации проектирования и строительства ВЛ: материалы Четвертого междунар. электроэнерг. семинара. М.: ИАЦ «Энергия», 2010. С. 96–103.
2. Блинов, И. В. Демпфирующие распорки как эффективное средство предупреждения пляски, гашения колебаний и вибрации проводов ВЛ высокого напряжения / И. В. Блинов // Электрические сети и системы. 2011. № 4. С. 35–38.
3. State of the Art Survey on Spacers and Spacer Dampers: Part 1 – General Description [Electronic resource] / CIGRE – SC22 WG11_TF5. Mode of Access: <https://ru.scribd.com/document/212413985/CIGRE-1>.
4. State of the Art Survey on Spacers and Spacer Dampers: Part 2 – Technical Aspects [Electronic resource] / CIGRE – WG 22.11 TF5 DRAFT November 2002 22-00(WG11-TF5)-75. Mode of access: <https://www.semanticscholar.org/paper/STATE-OF-THE-ART-SURVEY-ON-SPACERS-AND-SPACER-PART-Cloutier/ab869c5796ee59c696d601cd00c3a6108c663acc>.
5. State of the Art Survey on Spacers and Spacer Dampers: Part 3 – Experience with Current Practice [Electronic resource] / CIGRE – Task force B2.11.05, Draft May 2003, Version 9. Mode of access: <https://ru.scribd.com/document/349324172/Spacer-Damper-Issues>.
6. Сергей, И. И. Динамика гибких проводов электроустановок энергосистем: Теория и вычислительный эксперимент: дис. ... д-ра техн. наук: 05.14.02 / И. И. Сергей. Минск, 2002. 324 л.
7. Вычислительный эксперимент и полевые наблюдения пляски расщепленных фаз при наличии гасителей колебаний / И. И. Сергей [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2007. № 1. С. 5–15.
8. Сергей, И. И. Механический расчет гибких проводов воздушных линий с заградительными шарами / И. И. Сергей, Ю. В. Бладыко // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 4. С. 299–309. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-299-309>.
9. Пономаренко, Е. Г. Методы расчета и анализ электродинамической стойкости токоведущих конструкций с гибкими проводниками: дис. ... к-та техн. наук: 05.14.02 / Е. Г. Пономаренко. Минск, 2010. 151 л.
10. Horowitz, S. H. Power System Relaying / S. H. Horowitz, A. G. Phadke, J. K. Niemira. John Wiley & Sons, 2014. 399 p.

11. Александров, Г. Н. Движение проводов расщепленной фазы воздушной линии при коротких замыканиях / Г. Н. Александров, И. П. Щеглов, И. Ф. Половой // Электричество. 1980. № 6. С. 12–18.

Поступила 26.06.2019 Подписана в печать 02.09.2019 Опубликовано онлайн 29.11.2019

REFERENCES

1. Kolosov S. V., Ryzhov S. V., Fel'dshtein V. A. (2010) Suppressors of Galloping of Spiral Type. *Sovremennoe Sostoyanie Eksploatatsii Proektirovaniya i Stroitel'stva VL: (Materialy Chetvertogo Mezhdunarodnogo Elektroenergeticheskogo Seminara)* [Current State of Operation of Design and Construction of Overhead Lines: (Materials of the Fourth International Electric Power Seminar)]. Moscow, IAC "Energy", 96–103 (in Russian).
2. Blinov I. V. (2011) Damping Struts as an Effective Means of Preventing Galloping, of Vibrations Suppressing and Suppressing Oscillations and Vibrations of Conductors of Overhead Power Lines High Voltage. *Elektricheskie Seti i Sistemy* [Electrical Networks and Systems], (4), 35–38 (in Russian).
3. CIGRE – SC22 WG11_TF5. *State of the Art Survey on Spacers and Spacer Dampers: Part 1 – General Description*. Available at: <https://ru.scribd.com/document/212413985/CIGRE-1>.
4. CIGRE – WG 22.11 TF5 DRAFT November 2002 22-00(WG11-TF5)-75. *State of the Art Survey on Spacers and Spacer Dampers: Part 2 – Technical Aspects*. Available at: <https://www.semanticscholar.org/paper/STATE-OF-THE-ART-SURVEY-ON-SPACERS-AND-SPACER-PART-Cloutier/ab869c5796ee59c696d601cd00c3a6108c663acc>.
5. CIGRE – Task Force B2.11.05, Draft May 2003, Version 9. *State of the Art Survey on Spacers and Spacer Dampers: Part 3 – Experience with Current Practice*. Available at: <https://ru.scribd.com/document/349324172/Spacer-Damper-Issues>.
6. Sergei I. I. (2002) *Dynamics of Flexible Wires of Electrical Installations of Power Systems: Theory and Computational Experiment*. Minsk. 324 (in Russian).
7. Serguey I. I., Klimkovich P. I., Vinogradov A. A., Lilienne J. (2007) Calculative Experiment and Field Observations of Split Phase Galloping with Oscillation Damper. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obединenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (1), 5–15 (in Russian).
8. Sergey I. I., Bladyko Y. V. (2018) Mechanical Calculation of Flexible Wires of Overhead Lines with Barrage Balls. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obединenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (4), 299–309 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-4-299-309>.
9. Ponomarenko E. G. (2010) *Methods of Calculation and Analysis of Electrodynamic Resistance of Current-Carrying Structures with Flexible Conductors*. Minsk. 151 (in Russian).
10. Horowitz S. H., Phadke A. G., Niemira J. K. (2014) *Power System Relaying*. Fourth ed. John Wiley & Sons. 399.
11. Aleksandrov G. N., Shcheglov I. P., Polovoi I. F. (1980) Movement of Wires of the Split Phase of the Overhead Line at Short Circuits. *Elektrichestvo* [Electricity], (6), 12–18 (in Russian).

Received: 26 June 2019 Accepted: 2 September 2019 Published online: 29 November 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-514-527>

УДК 621.311.017

Совершенствование методики расчета установившихся режимов городских электрических сетей с учетом потребительских энергоисточников

М. И. Фурсанов¹⁾, А. А. Золотой¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Предложена методика расчета установившегося режима разомкнутой городской распределительной электрической сети с источниками малой генерации. Показано, что городская электрическая сеть состоит из пассивных и активных физических элементов. К пассивным относятся силовые трансформаторы и линейные регуляторы, воздушные и кабельные линии электропередачи, токоограничивающие реакторы и т. д. Активные элементы сетей – это источники электропитания (трансформаторные вводы низшего напряжения питающих подстанций и распределенные источники малой генерации) и нагрузки, математические модели которых могут быть разными. Источники питания в городских распределительных электрических сетях 10 кВ и ниже классифицируются по типу и мощности, могут быть двух видов – центры питания сети и источники малой генерации. Нагрузки потребителей моделируются источниками тока, подключаемыми к узлам сети. Параметрами источников тока обычно являются графики изменения модуля действующего значения тока и коэффициента мощности во времени. Значения этих параметров в однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ с изолированной нейтралью принимаются средними для трех фаз. Центры питания представляют собой трансформаторные вводы низкого напряжения питающих подстанций основных электрических сетей 35 кВ и выше, оснащенные цифровыми приборами учета электроэнергии, подключенными к АСКУЭ. Разработанная методика позволяет получить уточненную сбалансированную расчетную модель установившегося режима разомкнутой городской сети на заданное время суточного графика. Она состоит в последовательном распределении заданной мощности каждого источника питания сети между ее нагрузками с последующим уточнением потоков и потерь мощности на участках, а также напряжений и действительных нагрузок в узлах схемы методом наложения.

Ключевые слова: городская сеть, разомкнутый режим, пассивный элемент, активный элемент, распределенный источник, малая генерация, сбалансированная модель, нагрузка, потоки мощности, напряжение

Для цитирования: Фурсанов, М. И. Совершенствование методики расчета установившихся режимов городских электрических сетей с учетом потребительских энергоисточников / М. И. Фурсанов, А. А. Золотой // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 6. С. 514–527. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-514-527>

Адрес для переписки

Фурсанов Михаил Иванович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-65-82
elsyst@bntu.by

Address for correspondence

Fursanov Mishail I.
Belarusian National Technical University
65/2 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-65-82
elsyst@bntu.by

Improvement of the Method of Calculation of Steady-State Modes of Urban Electric Networks Taking into Account Consumer Energy Sources

M. I. Fursanov¹⁾, A. A. Zalotoy¹⁾

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

Abstract. The method of calculation of the steady-state mode of the open city distribution electric network with small generation sources is offered. It is shown that the city electric network consists of passive and active physical elements. Passive elements include power transformers and linear regulators, overhead and cable power lines, current-limiting reactors, etc. Active elements of networks are power sources (transformer inputs of low voltage of feeding substations and distributed small generation sources) and loads, mathematical models of which can be various. Power sources in urban distribution networks of 10 kV and below are classified by type and power and can be of two kinds, viz. power feeding centers of the network and small generation sources. Consumer loads are modeled by current sources connected to network nodes. The parameters of the current sources are usually graphs of the change of the module of the actual current value and the power factor in time. The values of these parameters in single-line substitution schemes of 6–10 kV distribution networks with isolated neutral are assumed to be average for three phases. The power centers are transformer inputs of low voltage power substations of the main electric networks of 35 kV and above, equipped with digital devices of the account of the electric power connected to the automated system of control and accounting of power resources. The developed technique allows receiving the refined balanced calculation model of the steady mode of the open city network for the set time of the daily schedule. It includes the sequential distribution of the specified power of each network power supply between its loads, followed by clarification of flows and power losses in the sections, as well as voltages and actual loads in the nodes of the scheme by the overlay method.

Keywords: urban network, open mode, passive element, active element, distributed source, small generation, balanced model, load, power flows, voltages

For citation: Fursanov M. I., Zalotoy A. A. (2019) Improvement of the Method of Calculation of Steady-State Modes of Urban Electric Networks Taking into Account Consumer Energy Sources. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (6), 514–527. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-514-527> (in Russian)

Введение

Городские электрические сети как основной компонент электроснабжения любого города имеют замкнутую топологию, но по техническим причинам, как правило, работают в разомкнутых режимах [1, 2]. Изменение мест размыкания контуров городских электрических сетей оказывает существенное влияние на величину суммарных потерь активной мощности. Оптимизация мест размыкания городской электрической сети заключается в нахождении некоторого подмножества контурных ветвей схемы, при размыкании которых сеть становится разомкнутой и в ней обеспечиваются минимальные потери активной мощности при соблюдении всех технических ограничений [3].

Основная часть

На основании принципиальной схемы электрической сети составляется эквивалентная схема замещения из n узлов и m ветвей, которая описывается многокомпонентным связным направленным графом $G = (V, E)$, где V, E – соответственно множества его узлов и ветвей. Обозначим подмножество контурных ветвей графа $E_k \subset E$. Оно состоит из трех подмножеств $E_k = E_a \cup E_b \cup E_c$. Подмножество $E_a \subset E_k$ включает контурные ветви, которые по техническим причинам запрещается замыкать (фиксированные размыкания); $E_b \subset E_k$ включает контурные ветви, которые по техническим причинам запрещается размыкать (обычно из-за отсутствия на них коммутационных аппаратов). Подмножество $E_c \subset E_k$ составляют контурные ветви, на которые могут быть перенесены размыкания схемы, причем $E_c = E_k / (E_a \cup E_b)$.

Множество узлов V состоит из подмножеств узлов $V_c \subset V, V_g \subset V$ с подключенными источниками питания и подмножества нагрузочных узлов $V_n \subset V$. К узлам подмножества V_c подключены центры питания схемы в виде питающих подстанций основных электрических сетей напряжением 35 кВ и выше. К узлам V_g подключены источники малой генерации.

Пусть $E_r \subset E_c$ – подмножество контурных ветвей, на которых находятся текущие места размыкания контуров схемы. Задача определения оптимальных мест размыкания городской электрической сети сводится к нахождению такого подмножества $E_r^* \subset E_c$, которое обеспечивает минимум потерь активной мощности в схеме [3]

$$\Delta P(E_r^*) = \min_{\substack{e_{rj} \in E_c \\ j=1, m}} (\Delta P(E_r)) \quad (1)$$

при выполнении следующих технических ограничений:

- по связности графа (перенос мест размыкания не должен приводить к появлению изолированных узлов);
- по надежности электроснабжения потребителей (перенос мест размыкания не должен приводить к ограничениям электроснабжения или недопустимым понижениям надежности электроснабжения потребителей);
- по перегрузке отдельных участков схемы $I_j \leq I_{\text{доп } j}, j = \overline{1, m}$;
- по отклонению напряжений в узлах схемы $U_{\min i} \leq U_i \leq U_{\max i}, i = \overline{1, n}$.

Потери активной мощности при текущем положении мест размыкания сети E_r определяются в результате расчета ее установившегося режима на основе схемы замещения [1, 2]. Вид и состав элементов схемы замещения определяются применяемыми математическими моделями физиче-

ских элементов сети с учетом принятых допущений. Одним из них является допущение о том, что городская распределительная электрическая сеть 0,38–10 кВ состоит из пассивных и активных физических элементов с сосредоточенными электрическими параметрами [1]. Пассивные элементы сети (силовые трансформаторы и линейные регуляторы, воздушные и кабельные линии электропередачи, токоограничивающие реакторы и т. п.) не изменяют значения своих параметров при изменениях режима. Математические модели пассивных элементов сети выбираются с учетом традиционного ряда допущений, которые используются при расчетах режимов распределительных электрических сетей 10 кВ и ниже.

Участки линий в однолинейных схемах замещения городских распределительных сетей моделируются схемами, приведенными на рис. 1, где $r_{\text{л}}$, $x_{\text{л}}$ – активное и реактивное сопротивления проводников на участке; $Q_{\text{л}}$ – зарядная реактивная мощность емкостного характера на участке кабеля.

Активные и реактивные сопротивления проводников на участках воздушных и кабельных линий и зарядная реактивная мощность вычисляются по формулам [1, 2]:

$$\begin{aligned} r_{\text{л}} &= r_0 L; \\ x_{\text{л}} &= x_0 L; \\ Q_{\text{л}} &= q_0 L, \end{aligned} \quad (2)$$

где r_0 , x_0 – удельные активное при температуре 20 °С и реактивное сопротивления проводников линии, Ом/км; q_0 – удельная зарядная реактивная мощность, квар/км; L – длина участка, км.

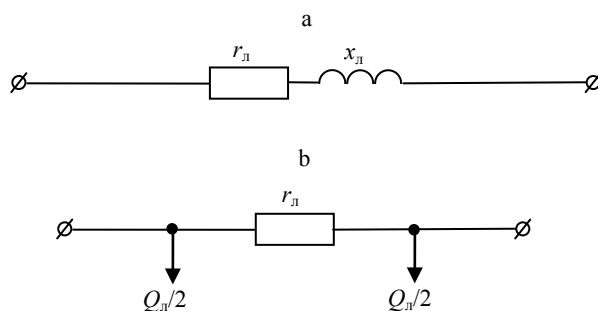


Рис. 1. Однолинейные схемы замещения участков воздушных (а) и кабельных (б) распределительных линий 6–10 кВ

Fig. 1. Single-line schemes of substitution of sections of overhead (a) and cable (b) distribution lines of 6–10 kV

Удельные активные сопротивления принимаются на основе паспортных данных и справочной информации по проводам воздушных и кабельных линий. Удельные реактивные сопротивления и значения зарядной реактивной мощности участков могут также приниматься на основе паспортных

данных и справочной информации или вычисляться по формулам, полученным с допущением о симметричном расположении проводников относительно друг друга и земли [1, 2]:

$$x_0 = 0,144 \lg \frac{D_{\text{ср}}}{r_{\text{пр}}} + 0,016;$$

$$q_0 = \frac{7,58 U_{\text{ном}}^2}{\lg \frac{D_{\text{ср}}}{r_{\text{пр}}}} \cdot 10^{-6}, \quad (3)$$

где $U_{\text{ном}}$ – номинальное напряжение линии; $D_{\text{ср}}$ – среднегеометрическое расстояние между проводниками; $r_{\text{пр}}$ – радиус проводников.

Силовые двухобмоточные трансформаторы и линейные регуляторы в однолинейных схемах замещения городских распределительных сетей моделируются схемами, приведенными на рис. 2, где $r_{\text{т}}$, $x_{\text{т}}$ – суммарные активное и реактивное сопротивления первичной и вторичной обмоток трансформатора; ΔS_{x} – потеря мощности холостого хода в трех фазах трансформатора; $k_{\text{т}}$ – коэффициент трансформации.

Активные и реактивные сопротивления схем замещения трансформаторов вычисляются по формулам [1, 2]:

$$r_{\text{т}} = \frac{\Delta P_{\text{к}} U_{\text{вн}}^2}{S_{\text{ном}}^2};$$

$$x_{\text{т}} = \sqrt{\left(\frac{U_{\text{к\%}} U_{\text{вн}}^2}{100 S_{\text{ном}}} \right)^2 - r_{\text{т}}^2}, \quad (4)$$

где $\Delta P_{\text{к}}$ – потеря активной мощности короткого замыкания в трех фазах трансформатора; $S_{\text{ном}}$ – номинальная мощность трех фаз трансформатора; $U_{\text{вн}}$ – номинальное напряжение обмотки высокого напряжения трансформатора; $U_{\text{к\%}}$ – напряжение короткого замыкания трансформатора в процентах от $U_{\text{вн}}$.

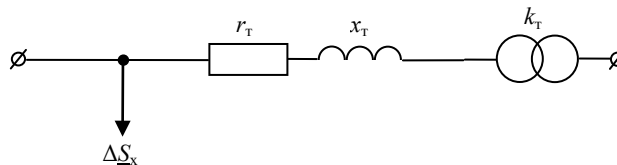


Рис. 2. Однолинейная схема замещения
силового двухобмоточного трансформатора 6–10 кВ

Fig. 2. Single-line substitution circuit
of the power double-winding transformer of 6–10 kV

Потери мощности холостого хода представляют собой комплексную величину $\Delta S_x = \Delta P_x + j\Delta Q_x$, в которой значение реактивных потерь ΔQ_x вычисляется по формуле [1, 2]

$$\Delta Q_x = \sqrt{\left(\frac{I_{x\%} S_{\text{ном}}}{100}\right)^2 - \Delta P_x^2}, \quad (5)$$

где $I_{x\%}$ – фазный ток холостого хода в процентах от номинального тока.

Значения параметров ΔP_x , ΔP_k , $U_{k\%}$, $I_{x\%}$, $S_{\text{ном}}$, $U_{\text{вн}}$ принимаются по данным заводов-изготовителей.

Коэффициент трансформации k_t трансформатора или линейного регулятора при расположении устройства переключения ответвлений (РПН или ПБВ) в обмотке высокого напряжения определяется по формуле [1]

$$k_t = \frac{U_{\text{вн}} \left(1 + n_o \frac{\delta U_{\text{вн}1\%}}{100}\right)}{U_{\text{нн}}}, \quad (6)$$

где $U_{\text{нн}}$ – номинальное напряжение обмотки низкого напряжения трансформатора; n_o – номер ответвления; $U_{\text{вн}1\%}$ – добавка напряжения в процентах при изменении коэффициента трансформации на одно ответвление.

Токоограничивающие реакторы в однолинейных схемах замещения городских распределительных сетей обычно моделируются схемами, приведенными на рис. 1а, где активное r и реактивное x сопротивления определяются на основании паспортных данных реакторов.

Активные элементы городской распределительной электрической сети могут изменять значения своих параметров в течение времени. Это приводит к изменениям параметров режима сети – токов на участках и напряжений в узлах схемы [1, 2]. К активным элементам сети относятся источники питания и нагрузки, математические модели которых выбираются с учетом допущений, принятых при расчетах распределительных электрических сетей 10 кВ и ниже. Однолинейные схемы замещения нагрузки и источников питания распределительных электрических сетей 0,38–10 кВ приведены на рис. 3.

Нагрузки потребителей в расчетах распределительных электрических сетей 0,38–10 кВ моделируются источниками тока, подключаемыми к узлам сети. Параметрами источников тока обычно являются графики изменения модуля действующего значения тока I и коэффициента мощности $\cos(\varphi)$ во времени (рис. 3а). Величины I и $\cos(\varphi)$ в однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ с изолированной нейтралью принимаются равными средним значениям для трех фаз [1].

Источники питания в рассматриваемых сетях 10 кВ и ниже классифицируются по типу и мощности и могут быть двух типов – центры питания сети и источники малой генерации [4–10].

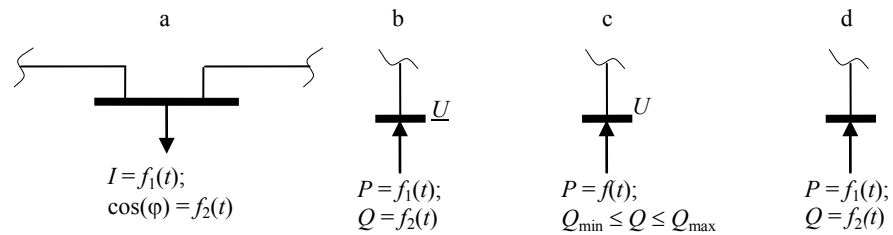


Рис. 3. Однолинейные схемы замещения нагрузки и источников питания распределительных электрических сетей 0,38–10 кВ: а – нагрузка; б – центр питания; с – источник малой генерации с регулированием напряжения; д – то же без регулирования напряжения

Fig. 3. Single-line load and power schemes of load supply sources substitution of distribution networks of 0.38–10 kV: а – load; б – power supply center; с – small generation source with voltage regulation; д – low-power source without voltage regulation

Центры питания (ЦП) представляют собой трансформаторные вводы низкого напряжения питающих подстанций основных электрических сетей напряжением 35 кВ и выше, оснащенные цифровыми приборами учета электроэнергии, подключаемыми к АСКУЭ. ЦП – основные источники питания потребителей, которые покрывают все небалансы мощности в схеме и оснащены средствами автоматического регулирования напряжения в широком диапазоне. Для распределительных линий 10 кВ и ниже ЦП могут быть источниками бесконечной мощности с постоянным напряжением. В однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ ЦП моделируются источниками мощности с постоянным напряжением на шинах. Режимными параметрами источников мощности в ЦП являются графики изменения активных P и реактивных Q мощностей во времени (рис. 3б). Величины P и Q в однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ с изолированной нейтралью также принимаются равными средним значениям трех фаз. Угол напряжения ЦП совмещается с вещественной осью на комплексной плоскости [4].

Источники малой генерации (ИМГ) представляют собой генерирующие установки самых разных типов, которые оборудуются электронными приборами учета электроэнергии, подключаемыми к АСКУЭ, с обязательной передачей данных в диспетчерскую службу энергосистемы. В зависимости от поведения и влияния на режимы в однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ ИМГ представляются тремя видами математических моделей.

Источники малой генерации, оснащенные средствами автоматического регулирования напряжения и частоты, работающие изолированно на выделенную для них сбалансированную нагрузку в однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ, представляются моделями, приведенными на рис. 3в. Такие источники являются для своей выделенной нагрузки балансирующими ЦП.

Источники малой генерации, оснащенные только средствами автоматического регулирования напряжения, при параллельной работе с энергосистемой в однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ представляются PU -моделями (рис. 3с). Параметрами PU -моделей являются модуль напряжения U в узле подключения источника, график изменения активной мощности генерации P во времени и пределы изменения реактивной мощности $Q_{\min}$, $Q_{\max}$. Кроме того, данные источники оснащены цифровыми приборами учета электроэнергии. Поэтому дополнительно по ним доступны измеренные графики активных P и реактивных Q генерируемых мощностей.

Источники малой генерации, не оснащенные средствами автоматического регулирования, при параллельной работе с энергосистемой в однолинейных схемах замещения распределительных сетей 6–10 кВ представляются PQ -моделями (рис. 3d). Параметрами PQ -моделей являются графики изменения активной P и реактивной Q мощностей генерации во времени, измеряемых цифровыми приборами учета электроэнергии.

Расчет установившегося режима городской распределительной электрической сети состоит в определении модулей и фаз напряжений в узлах, потоков и потерь активных и реактивных мощностей на участках схемы замещения сети. В узлах подключения источников малой генерации с регулированием напряжения определяются мощности активной и реактивной генерации источников [4].

Математическое описание задачи может быть построено на узловой или контурной модели сети. Опыт расчетов городских распределительных электрических сетей с разомкнутой разветвленной топологией схемы показал, что наиболее предпочтительным является использование контурных моделей сети, на основе которых удобнее реализовывать преимущества разомкнутой топологии. Контурные модели распределительных электрических сетей с разомкнутой топологией лишены традиционных недостатков, присущих им при расчетах сложнзамкнутых электрических сетей. В первую очередь это касается проблем с неоднозначностью выбора системы независимых контуров и сложностей моделирования работы режимной автоматики. В расчетах городских распределительных сетей используются упрощенные математические модели элементов сети и средств режимной автоматики, а разомкнутая топология схемы значительно упрощает методику выбора системы независимых контуров, образующихся между подключенными источниками питания. Главным аргументом в пользу контурного моделирования городских сетей является резкое уменьшение и ослабление зависимости порядка решаемой системы уравнений от размера схемы [4].

На этапе, предшествующем выполнению расчетов, по данным схемы замещения строится равноточная и сбалансированная расчетная модель исходного режима сети на заданный момент времени суточного графика нагрузки. При построении сбалансированной расчетной модели исходного

режима схемы решаются две основные задачи. Первая – преобразование токовых математических моделей нагрузок к PQ -моделям (рис. 3d), унифицированным с математическими моделями источников питания без средств автоматического регулирования, вторая – согласование моделей нагрузок и источников питания схемы по точности задания параметров.

Методика построения сбалансированной расчетной модели исходного режима на заданное время суточного графика сводится к последовательному распределению заданной мощности каждого источника питания между нагрузками с последующим уточнением потоков и потерь мощности на участках, а также напряжений и действительных нагрузок в узлах схемы методом наложения. Блок-схема, описывающая данную методику, приведена на рис. 4.

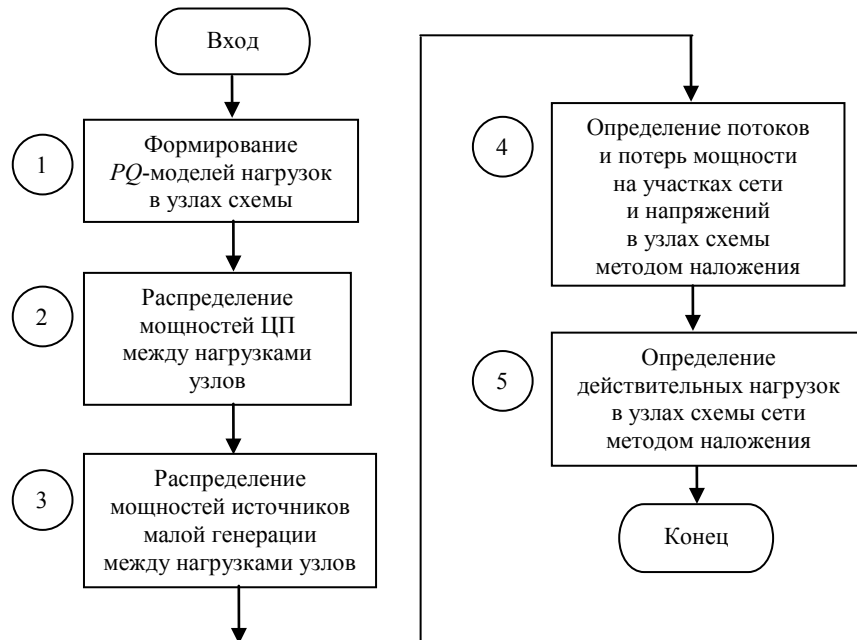


Рис. 4. Блок-схема построения сбалансированной расчетной модели исходного режима сети

Fig. 4. The block diagram for building a balanced computational model of the initial network mode

Токовые модели нагрузок в узлах схемы преобразуются к PQ -моделям с параметрами, определяемыми по номинальному напряжению:

$$\underline{S}_i = \sqrt{3} U_{\text{ном}} \dot{I}_i = P_i + jQ_i; \quad (7)$$

$$\dot{I}_i = I_i \left(\cos(\varphi_i) - j\sqrt{1 - \cos(\varphi_i)} \right),$$

где $\underline{S}_i$ – комплексное значение мощности нагрузки в i -м узле схемы; $\dot{I}_i$ – комплексное значение тока нагрузки в i -м узле схемы; P_i , Q_i – активная

и реактивная мощности нагрузки в i -м узле схемы; I_i , $\cos(\varphi_i)$ – параметры токовой модели нагрузки в i -м узле схемы.

Режимные параметры моделей источников питания схемы определяются по данным цифровых систем учета электроэнергии, которые точнее источников данных, используемых для получения параметров моделей нагрузок схемы. Последние определяются на основании заданной обобщенной типовой информации о работе конкретных потребителей на интервалах времени суточного графика. К ней, прежде всего, относятся средняя мощность и обобщенные типовые графики потребителей. Совместное использование неравноточных данных источников питания и потребителей требует предварительного согласования их по точности и сбалансирования.

Согласование и сбалансирование неравноточных исходных данных выполняется путем электрического расчета исследуемой схемы по данным узлов подключенных источников питания (узлы начала) и нагрузочных узлов (узлы конца сети). Результатом расчета являются уточненные значения нагрузок схемы сети, в дальнейшем используемые в электрических расчетах с изменением топологии схемы.

Электрический расчет режима схемы по данным начала представляет собой линейную задачу, которая имеет однозначное решение. Однако если данные по отдельным нагрузкам схемы известны точно, то задача расчета режима становится нелинейной, так как напряжения в узлах подключения нагрузки неизвестны. В этом случае решение задачи выполняется на основе законов Ома и Кирхгофа. Схема общего участка городской распределительной электрической сети 10 кВ приведена на рис. 5. Узел i является началом, узел j – концом участка сети. В случае расчета режимных параметров участка схемы по данным начала в узле i должны быть известны комплексные значения напряжения $\underline{U}_i$ и мощности $\underline{S}_{ij}^{(i)}$. Цель расчета – вычисление комплексных значений режимных параметров $\underline{U}_j$, $\underline{S}_{ij}^{(j)}$ в конце участка схемы [1, 2].

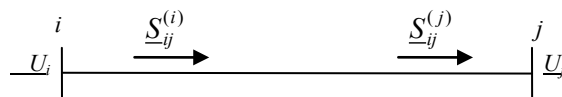


Рис. 5. Схема общего участка городской распределительной электрической сети 10 кВ

Fig. 5. The scheme of general section of the city distribution electric network of 10 kV

Аналитическая связь между напряжениями и мощностями произвольного участка схемы представлена формулами [1, 2]:

$$\begin{aligned} \underline{S}_{ij}^{(j)} &= \underline{S}_{ij}^{(i)} - \left| \frac{\underline{S}_{ij}^{(i)}}{\underline{U}_i} \right|^2 \underline{z}_{ij}^* ; \\ \underline{U}_j &= \underline{U}_i - \frac{\underline{S}_{ij}^{(i)}}{\underline{U}_i} \underline{z}_{ij} . \end{aligned} \quad (8)$$

Рассмотрим схему усложненного фрагмента городской распределительной электрической сети 10 кВ, представленную на рис. 6. В узле j данной схемы подключен источник малой генерации мощностью $\underline{S}_{гj}$.

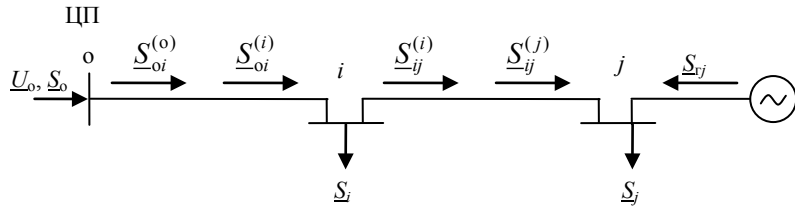


Рис. 6. Схема фрагмента городской распределительной электрической сети 10 кВ

Fig. 6. The scheme of the fragment of the city distribution electric network of 10 kV

Вначале распределим заданную в ЦП мощность $\underline{S}_o$ между нагрузками схемы $\underline{S}_i$ и $\underline{S}_j$ без учета работы источника малой генерации в узле j . По известным данным источника питания (U_o , P_o , Q_o) потоки мощности на головном участке и напряжение в i -м узле схемы находятся по формулам (8):

$$\underline{S}_{oi}^{(o)} = \underline{S}_o ; \quad \underline{S}_{oi}^{(i)} = \underline{S}_{oi}^{(o)} - \left| \frac{\underline{S}_{oi}^{(o)}}{\underline{U}_o} \right|^2 \underline{z}_{oi}^* ; \quad \underline{U}_i = \underline{U}_o - \frac{\underline{S}_{oi}^{(o)}}{\sqrt{3} \underline{U}_o} \underline{z}_{oi} .$$

Уточненное значение мощности нагрузки $\underline{S}_i^{(\text{уп})}$ в узле i при распределении мощности ЦП и поток мощности $\underline{S}_{ij}^{(i)}$ на участке $i-j$ около узла i определяются на основании исходных данных о нагрузках по первому закону Кирхгофа по формулам:

$$\underline{S}_i^{(\text{уп})} = \underline{S}_{oi}^{(i)} \frac{\underline{S}_i}{\underline{S}_i + \underline{S}_j} ; \quad \underline{S}_{ij}^{(i)} = \underline{S}_{oi}^{(i)} - \underline{S}_i^{(\text{уп})} .$$

Поток мощности $\underline{S}_{ij}^{(j)}$ на участке $i-j$ около узла j и напряжение $\underline{U}_j$ в узле j также определяются по (8):

$$\underline{S}_{ij}^{(j)} = \underline{S}_{ij}^{(i)} - \left| \frac{\underline{S}_{ij}^{(i)}}{\underline{U}_i} \right|^2 \underline{z}_{ij}^*; \quad U_j = U_i - \frac{\underline{S}_{ij}^{(i)*}}{\sqrt{3}\underline{U}_i} \underline{z}_{ij}.$$

Уточненное значение мощности нагрузки в узле j при распределении мощности ЦП $\underline{S}_j^{(\text{un})}$ равно потоку мощности $\underline{S}_{ij}^{(j)}$ в конце участка $i-j$

$$\underline{S}_j^{(\text{un})} = \underline{S}_{ij}^{(j)}.$$

Распределим между заданными нагрузками $\underline{S}_i$ и $\underline{S}_j$ мощность источника малой генерации $\underline{S}_{vj}$ в узле j без учета ЦП схемы. Уточненное значение нагрузки $\underline{S}_j^{(r)}$ и поток мощности $\underline{S}_{ij}^{(j)}$ на участке $i-j$ около узла j определим по формулам:

$$\underline{S}_j^{(r)} = \underline{S}_{vj} \frac{S_j}{S_i + S_j}; \quad \underline{S}_{ij}^{(j)} = \underline{S}_{vj} - \underline{S}_j^{(r)}.$$

Потери мощности и напряжения на участке $i-j$ определяются с использованием напряжения в узле j , вычисленного при распределении мощности ЦП.

Поток мощности $\underline{S}_{ij}^{(j)}$ на участке $i-j$ около узла i и напряжение U_i в узле i определяются по (8):

$$\underline{S}_{ij}^{(i)} = \underline{S}_{ij}^{(j)} - \left| \frac{\underline{S}_{ij}^{(j)}}{\underline{U}_j} \right|^2 \underline{z}_{ij}^*; \quad U_i = U_j - \frac{\underline{S}_{ij}^{(j)*}}{\sqrt{3}\underline{U}_j} \underline{z}_{ij}.$$

Уточненное значение нагрузки $\underline{S}_i^{(r)}$ в узле i при распределении мощности источника малой генерации $\underline{S}_j^{(r)}$ равно потоку мощности $\underline{S}_{ij}^{(i)}$ на участке $i-j$ около узла i схемы

$$\underline{S}_i^{(r)} = \underline{S}_{ij}^{(i)}.$$

Результирующие значения нагрузок $\tilde{\underline{S}}_i$ и $\tilde{\underline{S}}_j$ в узлах, а также результирующие потоки мощности $\underline{S}_{ij}^{(i)}$ и $\underline{S}_{ij}^{(j)}$ на участке $i-j$ схемы находятся методом наложения:

$$\tilde{\underline{S}}_i = \underline{S}_i^{(\text{un})} + \underline{S}_i^{(r)}; \quad \tilde{\underline{S}}_j = \underline{S}_j^{(\text{un})} + \underline{S}_j^{(r)};$$

$$\underline{S}_{ij}^{(i)} = \underline{S}_{ij}^{(i)} + \underline{S}_{ij}^{(i)}; \quad \underline{S}_{ij}^{(j)} = \underline{S}_{ij}^{(j)} + \underline{S}_{ij}^{(j)}.$$

В итоге по известному напряжению в ЦП схемы и потокам мощности на участках сети $\underline{S}_{ij}^{(i)}$ и $\underline{S}_{ij}^{(j)}$, полученным методом наложения, уточняем значения потерь мощности на участках и напряжения в узлах сети по (8):

$$\underline{S}_{ij}^{(i)} = \underline{S}_{oi}^{(i)} - \tilde{\underline{S}}_i; \quad \underline{S}_{ij}^{(j)} = \underline{S}_{ij}^{(i)} - \left| \frac{\underline{S}_{ij}^{(i)}}{\underline{U}_i} \right|^2 \underline{z}_{ij}; \quad U_j = U_i - \frac{\underline{S}_{ij}^{(i)}}{\sqrt{3}\underline{U}_i} \underline{z}_{ij}.$$

Таким образом завершается построение уточненной сбалансированной расчетной модели установившегося режима разомкнутой городской электрической сети. После ее формирования появляется возможность анализировать другие режимы сети при изменении топологии схем, что будет представлено в других публикациях.

ВЫВОДЫ

1. Проанализирована современная структура разомкнутой городской электрической сети с распределенными источниками малой генерации.
2. Показано, что городская электрическая сеть состоит из пассивных (трансформаторы, регуляторы, линии и др.) и активных (различные генерирующие источники) элементов, математические модели которых могут быть разными.
3. Разработана методика получения уточненной сбалансированной расчетной модели установившегося режима разомкнутой городской электрической сети с потребительскими энергоисточниками для заданного времени суточного графика источников питания.
4. Методика позволяет распределить замеренную цифровыми приборами учета режимную информацию между нагрузками сети с последующим уточнением потоков и потерь мощности на участках, а также нагрузок и напряжений в узлах схемы методом наложения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Герасименко, А. А. Передача и распределение электрической энергии / А. А. Герасименко, В. Т. Федин. Ростов на/Д.: Феникс; Красноярск: Изд. проекты, 2006. 720 с.
2. Поспелов, Г. Е. Электрические системы и цепи / Г. Е. Поспелов, В. Т. Федин, П. В. Лычев. Минск: Технопринт, 2004. 720 с.
3. Фурсанов, М. И. О выборе оптимальных точек размыкания в городских электрических сетях в условиях SMART GRID / М. И. Фурсанов, А. А. Золотой // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. № 3. С. 207–219.
4. Фурсанов, М. И. Учет потребительских энергоисточников в расчетах распределительных электрических сетей 6–10 кВ / М. И. Фурсанов, А. А. Золотой, В. В. Макаревич // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2011. № 4. С. 11–15.
5. Фурсанов, М. И. Схемно-конструктивные решения и информационное обеспечение городских электрических сетей в условиях SMART GRID / М. И. Фурсанов // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2017. Т. 60, № 5. С. 393–406. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-5-393-406>.
6. Фурсанов, М. И. Об управлении режимами городских электрических сетей в условиях SMART GRID / М. И. Фурсанов, А. А. Золотой // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведе-

- ний и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 1. С. 15–27. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-1-15-27>.
7. Кобец Б. Б. Инновационное развитие электроэнергетики на базе концепции SMART GRID / Б. Б. Кобец, И. О. Волкова. М.: ИАЦ «Энергия», 2010. 208 с.
 8. Методические принципы расчета и анализа разомкнутых электрических сетей с несколькими источниками питания / М. И. Фурсанов [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2009. № 3. С. 5–13.
 9. Фурсанов, М. И. Учет потребительских энергоисточников в расчетах распределительных электрических сетей 6–10 кВ / М. И. Фурсанов, А. А. Золотой, В. В. Макаревич // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2011. № 4. С. 11–15.
 10. Воропай, Н. И. Распределенная генерация в электроэнергетических системах / Н. И. Воропай // Малая энергетика: труды Междунар. науч.-техн. конф., Москва, 11–14 окт. 2005 г.; редкол.: В. И. Гладков (гл. ред.) [и др.]. М., 2005. С. 12–14.

Поступила 22.02.2019 Подписана в печать 07.05.2019 Опубликована онлайн 29.11.2019

REFERENCES

1. Gerasimenko A. A., Fedin V. T. (2008) *Transmission and Distribution of Electrical Energy*. Rostov-on-the-Don, Feniks Publ.; Krasnoyarsk, Izdatel'skie Proekty Publ. 716 (in Russian).
2. Pospelov G. E., Fedin V. T., Lychev P. V. (2004) *Electrical Systems and Circuits*. Minsk, Tekhnoprint Publ. 720 (in Russian).
3. Fursanov M. I., Zolotoy A. A. (2018) On the Choice of the Optimal Points of Opening in City Power Grids in the Conditions of the SMART GRID *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (3), 207–219 (in Russian).
4. Fursanov M. I., Zalatoi A. A., Makarevich V. V. (2011) Account of Consumer Power Sources in Calculations of Distributive Electrical Networks of 6–10 kV. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (4), 11–15 (in Russian).
5. Fursanov M. I. (2017) Circuit-Design Solutions and Information Support of City Electric Networks in the Conditions of the SMART GRID. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 60 (5), 393–406 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2017-60-5-393-406>.
6. Fursanov M. I., Zalotoy A. A. (2018) On the Management of Urban Electric Networks in the Conditions of the SMART GRID. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (1), 15–27 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-1-15-27>.
7. Kobets B. B., Volkova I. O. (2010) *Innovative Development of Electric Power Industry on the Basis of the SMART GRID Concept*. Moscow, IAC “Energy”. 208 (in Russian).
8. Fursanov M. I., Zolotoy A. A., Makarevich V. V., Moukha A. N. (2009) Methodical Principles of Calculation and Analysis of Opened Power Network with Several Power Supply Sources. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (3), 5–13 (in Russian).
9. Fursanov M. I., Zalatoi A. A., Makarevich V. V. (2011) Account of Consumer Power Sources in Calculations of Distributive Electrical Networks of 6–10 kV. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (4), 11–15 (in Russian).
10. Voropai N. I. (2005) Distributed Generation in Electric Power Systems. V. I. Gladkov (eds.) [et al.]. *Malaya Energetika: Trudy Mezhdunar. Nauch-Tekhn. Konf., Moskva, 11–14 okt. 2005 g* [Small Power Engineering: Proceedings of the International Scientific-and-Technical Conference, Moscow, 11–14 Oct. 2005]. Moscow, 12–14 (in Russian).

Received: 22 February 2019

Accepted: 7 May 2019

Published online: 29 November 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-528-535>

УДК 621.311.016

Математические модели и алгоритмы оптимального управления нагрузкой электропотребителей

И. У. Рахмонов¹⁾, К. М. Реймов²⁾

¹⁾Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова
(Ташкент, Республика Узбекистан),

²⁾Каракалпакский государственный университет (Нукус, Республика Узбекистан)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Один из основных путей обеспечения экономичных режимов работы энергосистем при краткосрочном планировании – выравнивание графиков нагрузок посредством оптимального управления электропотреблением. Выравнивание графиков нагрузок с целью снижения расходов можно осуществить привлечением потребителей на основе административных и экономических мер. Административные меры связаны с принудительным ограничением нагрузок потребителей в определенных интервалах периода планирования. Эти меры, с одной стороны, дают выигрыш для энергосистемы за счет выравнивания графика нагрузки, а с другой – приносят ущерб потребителям. В конечном итоге в целом для энергосистемы ущерб может оказаться больше, чем выигрыш. Поэтому их целесообразно использовать в условиях дефицита электроэнергии и мощности в энергосистеме. Оптимальное планирование краткосрочных режимов энергосистем по полученным после выравнивания жестким графикам нагрузок потребителей можно осуществить традиционными методами. Решение данной задачи первоначально следует провести в условиях нежестких графиков нагрузок, получаемых в результате директивного использования административно-экономических мер, осуществляемых за счет специально разработанных моделей. В статье предложены математическая модель задачи оптимизации графиков нагрузок регулируемых электропотребителей при оптимальном планировании краткосрочных режимов энергосистем, алгоритм оптимального планирования краткосрочного режима энергосистемы с оптимизацией графиков нагрузок регулируемых электропотребителей, а также алгоритмы учета простых и функциональных ограничений в виде равенств и неравенств при оптимизации графиков нагрузок электропотребителей. Эффективность алгоритма оптимизации краткосрочного режима энергосистемы с учетом оптимального управления нагрузкой регулируемых электропотребителей исследована на примере оптимального покрытия графика нагрузки энергосистемы, содержащей двух потребителей с регулируемыми графиками нагрузок, двумя ТЭС. На основе проведенных расчетно-экспериментальных исследований установлено, что предложенная математическая модель задачи является адекватной,

Адрес для переписки

Рахмонов Икромжон Усмонович
Ташкентский государственный
технический университет
имени Ислама Каримова
ул. Университетская, 2а,
100095, г. Ташкент, Республика Узбекистан
Тел.: +998 90 945-87-00
ilider1987@yandex.ru

Address for correspondence

Rakhmonov Ikromzhon U.
Tashkent State
Technical University
named after Islam Karimov
2a Universitetskaya str.,
100095, Tashkent, Republic of Uzbekistan
Tel.: +998 90 945-87-00
ilider1987@yandex.ru

разработанные алгоритмы оптимального планирования краткосрочных режимов энергосистем с оптимизацией графиков нагрузок регулируемых электропотребителей и учетом различных видов ограничений обладают высокими вычислительными качествами.

Ключевые слова: электроэнергетическая система, математическая модель, оптимизация режима, планирование, управление, цикл регулирования, выравнивание графика нагрузки, целевая функция, метод, алгоритм, ограничение, активная мощность, электропотребление, регулирование нагрузки

Для цитирования: Рахмонов, И. У. Математические модели и алгоритмы оптимального управления нагрузкой электропотребителей / И. У. Рахмонов, К. М. Реймов // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 6. С. 528–535. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-528-535>

Mathematical Models and Algorithms of Optimal Load Management of Electricity Consumers

I. U. Rakhmonov¹⁾, K. M. Reymov²⁾

¹⁾Tashkent State Technical University named after Islam Karimov (Tashkent, Republic of Uzbekistan),

²⁾Karakalpak State University (Nukus, Republic of Uzbekistan)

Abstract. Load profile alignment based on optimal power consumption management is considered to be one of the main ways to ensure efficient operation of energy systems in the short-term planning. Alignment load profile with a view to reducing costs can be implemented with the aid of consumers' involvement by administrative and economic measures. Administrative measures are associated with the forced restriction of consumer loads in certain intervals of the planning period. On one hand, these measures provide benefits to the power system by alignment load profile, and on the other hand, they cause detriment to consumers. Ultimately, in some cases, for the whole power system, the detriment may be greater than the benefits. Therefore, it is advisable to use administrative measures in conditions of shortage of power and electricity in the power system. Optimal planning of short-term regimes of power systems according to rigid load profile received after alignment can be carried out by traditional methods. The solution of such a problem ought to be initially carried out under conditions of non-rigid load profile resulting from the directive use of administrative and economic measures carried out with the help of specially developed models. In this regard, the paper proposes a mathematical model of the problem of optimizing load profile of regulated electricity consumers to be used for optimal planning of short-term power system modes, an algorithm for optimal planning of a short-term power system mode with optimizing load profile of regulated power consumers. Also, algorithms are proposed for accounting for simple and functional constraints in the form of equalities and inequalities when optimizing load profile. The effectiveness of the described algorithm for optimizing the short-term mode of the power system, taking into account the optimal load control of adjustable electricity consumers, has been studied using the example of optimal coverage of the load profile of power system, which contains two consumers with adjustable load profile, and two TPPs. Based on the calculated-and-experimental studies, it was determined that the proposed mathematical model of the problem is adequate, while the developed algorithms for optimal planning of short-term power system modes with optimization of load profile of regulated electricity consumers and taking into account various types of limitations are of high computational qualities.

Keywords: electric power system, mathematical model, mode optimization, planning, control, regulation cycle, load curve alignment, objective function, method, algorithm, limitation, active power, power consumption, load control

For citation: Rakhmonov I. U., Reymov K. M. (2019) Mathematical Models and Algorithms of Optimal Load Management of Electricity Consumers. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (6), 528–535. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-528-535> (in Russian)

Введение

Развитие энергетики ряда стран СНГ, в частности Республики Узбекистан, на современном этапе сопровождается появлением резко неравномерных графиков нагрузок, частыми изменениями схем электрических сетей, постепенным переходом на рыночные формы функционирования и соответствующим усложнением управления режимами электроэнергетических систем (ЭЭС).

Резкая неравномерность графика нагрузки приводит к увеличению составляющих затрат на производство и соответствующему росту у потребителей издержек на покупку электроэнергии. Это, в частности, связано с эксплуатацией в электростанциях при максимальных нагрузках менее экономичного оборудования, использующего энергоресурсы недостаточно эффективно. Поэтому экономичные режимы энергосистемы при краткосрочном планировании могут быть обеспечены за счет выравнивания графика нагрузки посредством управления электропотреблением.

Выравнивание графика нагрузки энергосистемы можно осуществить привлечением потребителей на основе административных и экономических мер. Административные меры связаны с принудительным ограничением нагрузки потребителей в определенных интервалах периода планирования. Эти меры, с одной стороны, дают выигрыш для энергосистемы за счет выравнивания графика нагрузки, а с другой – приносят ущерб потребителям. В конечном итоге в некоторых случаях, ущерб может оказаться больше, чем выигрыш. Поэтому их целесообразно использовать в условиях дефицита электроэнергии и мощности в энергосистеме [1–3].

Выравнивание графика нагрузки энергосистемы на основе использования экономических мер в условиях функционирования рыночных механизмов управления режимами ЭЭС представляет большой интерес. Разработанные методики выравнивания графика нагрузки на базе экономических мер предусматривают в основном добровольную реакцию потребителей в ответ на изменение стоимости электроэнергии в течение планируемого периода пропорционально суммарной нагрузке, а также на компенсационные выплаты для стимулирования снижения потребления в часы максимальных и увеличения в часы минимальных нагрузок [4–6].

Основная часть

В условиях перехода на рыночные механизмы управления режимами энергосистем имеют место также административно-экономические меры выравнивания графиков нагрузок электропотребителей. При этом для некоторых крупных потребителей определяются не жесткие нагрузки для каждого интервала, а их минимально и максимально возможные значения при сохранении постоянного электропотребления за рассматриваемый период планирования. В таких условиях появляется возможность получения дополнительного экономического эффекта за счет оптимального планирования режимов энергосистемы с учетом нежестких графиков нагрузок потребителей. Часть получаемой дополнительной экономической прибыли при этом может быть израсходована для стимулирования потребителей за их участие в процессе оптимизации [7, 8].

Оптимальное планирование краткосрочных режимов энергосистем по полученным после выравнивания жестким графикам нагрузок потребителей можно произвести традиционными методами. Решение этой задачи в условиях нежестких графиков нагрузок, получаемых в результате использования для выравнивания графиков нагрузок административно-экономических мер, может быть осуществлено на основе специально разработанных моделей [9, 10].

Задача оптимизации краткосрочных режимов энергосистем с оптимальным управлением нагрузкой электропотребителей математически описывается следующим образом:

- минимизировать целевую функцию, представляющую собой функцию суммарных топливных издержек на производство электроэнергии всеми ТЭС за цикл регулирования T :

$$B = \sum_{t \in T} \sum_{i \in N} B_i(P_i^t); \quad (1)$$

- с учетом ограничений:

- по балансу мощности в энергосистеме в каждом интервале цикла регулирования T

$$W_t = \sum_{i \in N} P_i^t - \sum_{j \in M} P_j^t = 0, \quad t \in T; \quad (2)$$

- по балансу электроэнергии за цикл регулирования для каждого из расчетных (участвующих в оптимизации) электропотребителей

$$\varphi_j = \sum_{t \in T} P_j^t - \vartheta_j^T = 0, \quad j \in M; \quad (3)$$

- по минимально и максимально возможным нагрузкам расчетных электростанций и электропотребителей:

$$P_i^{t, \min} \leq P_i^t \leq P_i^{t, \max}, \quad i \in N; \quad t \in T; \quad (4)$$

$$P_j^{t, \min} \leq P_j^t \leq P_j^{t, \max}, \quad j \in M; \quad t \in T; \quad (5)$$

- по перетокам мощностей контролируемых линий электропередач (ЛЭП)

$$P_l^t \leq \bar{P}_l^t, \quad l \in L_p; \quad t \in T, \quad (6)$$

где N, M – множество ТЭС и электропотребителей, участвующих в оптимизации; L_p – множество ЛЭП, в которых контролируются перетоки мощности; P_i^t, P_j^t – мощность i -й ТЭС и j -го электропотребителя в t -м интервале цикла регулирования; $B_i(P_i^t)$ – топливная издержка i -й ТЭС при ее нагрузке в t -м интервале цикла регулирования; P_i^t, W_t, φ_j – функции небалансов активной мощности в t -м интервале и электроэнергии j -го потребителя за цикл регулирования T соответственно.

Предлагаемый алгоритм решения рассматриваемой задачи предусматривает учет ограничений в виде равенства разделением переменных мощ-

ностей расчетных станций и нагрузок регулируемых электропотребителей на независимые ($y_i, i = 1, 2, \dots, T + m$) и зависимые ($x_j, j = 1, 2, \dots, T^*(n + m) - (T + m)$) переменные. При этом из каждого ограничения в виде равенства по одной из переменных выделяется в качестве зависимой переменной. В результате число зависимых переменных равняется числу ограничений в виде равенства. За такие переменные рекомендуется выбрать переменные с большим допустимым диапазоном изменения.

Целевая функция представляется как

$$F = B + \sum_{i \in T} \sum_{l \in L_p} \Pi_l^t, \quad (7)$$

где Π_l^t – штрафная функция, учитывающая ограничения по перетоку мощности l -й контролируемой ЛЭП в t -м интервале.

Расчетный процесс начинается с принятия начальных значений для независимых переменных, начальных шагов и точности расчета. Величины зависимых переменных при известных значениях независимых переменных находятся на основе решения системы уравнений, состоящей из ограничений в виде равенств (2) и (3).

Компоненты градиента целевой функции (7) вычисляются с учетом сложной зависимости целевой функции от независимых переменных

$$\frac{\partial F^{(k-1)}}{\partial y_j} = \frac{\partial F^{(k-1)}}{\partial y_j} + \sum_{i=1}^{T+m} \frac{\partial F^{(k-1)}}{\partial x_i} \frac{\partial x_i^{(k-1)}}{\partial y_j}, \quad j = 1, 2, \dots, T^*(n + m) - (T + m). \quad (8)$$

Независимые переменные на каждой k -й итерации вычисляются по формуле

$$y_j^{(k)} = y_j^{(k-1)} - h_j^{(k)} \frac{\partial F^{(k-1)}}{\partial y_j}, \quad j = 1, 2, \dots, T^*(n + m) - (T + m) \quad (9)$$

Шаги в направлении антиградиента определяются по условиям:

$$h^{t(h)} = \begin{cases} 1,3h^{t(k-1)}, & \text{если } \frac{\partial F^{(k-1)}}{\partial P^t} \frac{\partial F^{(k-2)}}{\partial P^t} > 0; \\ 0,4h^{t(k-1)}, & \text{если } \frac{\partial F^{(k-1)}}{\partial P^t} \frac{\partial F^{(k-2)}}{\partial P^t} < 0. \end{cases} \quad (10)$$

Таким образом, процесс расчета по данному алгоритму оптимизации краткосрочного режима энергосистемы с оптимальным управлением нагрузкой электропотребителей и учетом ограничений выделением зависимых переменных выглядит следующим образом:

1) принимаются начальные значения мощностей расчетных станций и нагрузочных узлов с регулируемыми электропотребителями, которые являются независимыми переменными, шаги по независимым переменным и точность расчета;

2) на основе решения системы уравнений, состоящей из ограничений в виде (2) и (3), при начальных значениях независимых переменных определяются значения мощностей расчетных станций и нагрузочных узлов, принятых как зависимые переменные;

3) по (8) вычисляются компоненты градиента целевой функции по независимым переменным;

4) из условия (10) определяются шаги в направлении антиградиента по независимым переменным;

5) по (9) определяются значения независимых переменных в очередной итерации;

6) на основе решения системы уравнений, состоящей из ограничений в виде (2) и (3), при полученных значениях независимых переменных находят значения зависимых переменных в очередной итерации;

7) проверяется обеспечение условия сходимости итеративного процесса $|B^{(k-1)} - B^{(k)}| \leq \varepsilon_B$ при выполнении всех ограничений.

При выполнении условия сходимости расчетный процесс останавливается и результат, полученный на последней итерации, принимается как оптимальный. В противном случае аналогично выполняется следующая итерация, начиная с пункта 3.

Эффективность описанного алгоритма исследована, в частности, на примере оптимального покрытия графика нагрузки энергосистемы, содержащей двух потребителей с регулируемыми графиками нагрузок, двумя ТЭС. Характеристики топливных издержек станций представлены в квадратичной форме как $B_i = a_i + b_i P_i + c_i P_i^2$ (дол./ч), коэффициенты которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициенты энергетических характеристик ТЭС ($a_i = 0$)

The coefficients of power-generating characteristics of thermal power plants ($a_i = 0$)

ТЭС	b_i	c_i
ТЭС-1	4,0	0,024
ТЭС-2	6,0	0,016

Электроэнергия, получаемая потребителями в течение цикла регулирования, и их жесткие графики нагрузок даны в табл. 2.

Таблица 2

Графики граничных нагрузок и электроэнергия, отпускаемая потребителям в течение полного цикла регулирования

Border load profiles and electricity supplied to consumers during the full regulatory cycle

Потребитель	Получаемая электроэнергия, МВт·ч	Граничная (минимально и максимально возможная) нагрузка по интервалам, МВт			
		1	2	3	4
1	1650	300	400	350	470
		400	400	380	600
2	1400	200	350	450	250
		300	350	600	300

Результаты оптимального планирования режима энергосистемы с учетом управления графиков нагрузок потребителей за рассматриваемый период приведены в табл. 3.

Таблица 3

Оптимальное покрытие нежестких графиков нагрузок
Optimal coverage of non-rigid load profile

Субъект		Отпускаемая электроэнергия, МВт·ч	Оптимальный график нагрузок потребителей и ТЭС, МВт				Суммарная топливная издержка, дол.
			1	2	3	4	
Потребитель	1	1650	400	400	350	500	–
	2	1400	300	350	450	300	–
ТЭС	ТЭС-1	1320	305	325	345	345	15760,8
	ТЭС-2	1730	395	425	455	455	22391,2
Суммарный по энергосистеме		3050	700	750	800	800	38152,0

Для сравнения результатов оптимального планирования режима энергосистемы приведены результаты оптимального покрытия жестких (нерегулируемых) графиков граничных нагрузок потребителей. При этом суммарные топливные издержки составляли 39160,0 и 38169,3 дол., которые соответственно больше, чем при планировании с оптимальным управлением нагрузок электропотребителей.

ВЫВОДЫ

1. Разработаны математическая модель и алгоритм оптимального планирования краткосрочных режимов энергосистем с управлением нагрузкой электропотребителей. В результате создана возможность определения оптимальных нагрузок расчетных электростанций и регулируемых электропотребителей с учетом режимных и технологических ограничений и обеспечения на их основе эффективных режимов работы энергосистемы в допустимой области.

2. В условиях нежестких графиков нагрузок потребителей можно получить дополнительный экономический эффект при оптимальном планировании режима энергосистемы. При этом жесткие оптимальные графики нагрузок потребителей, которые должны быть сохранены, определяются в результате оптимизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Руденко, Ю. Н. Автоматизация диспетчерского управления в электроэнергетике / Ю. Н. Руденко, В. А. Семенова. М.: МЭИ, 2000. 648 с.
2. Rahmonov, I. U. Analysis of Problems of Management of a Power Consumption and Ways of their Decisions / I. U. Rahmonov // Science and Innovation in the XXI century: Problems and Solutions. Collection of Conference Papers of International Scientific-Practical Conference (29.09.2015, the United Kingdom, London). London, 2015. P. 22–25.

3. Лазуренко, А. П. Определение потенциального экономического эффекта от выравнивания графика электрической нагрузки ОЭС Украины / А. П. Лазуренко, Г. И. Черкашина // Світлотехніка та електроенергетика. 2009. № 1. С. 4–12.
4. Gayibov, T. Optimization of Modes of Electrical Power Systems with the Control of Power Consumption / T. Gayibov, K. Reymov // Proceedings of the 7th International Scientific Symposium on Electrical Power Engineering, Elektroenergetika 2013, Sept., 2013. Stara Lesna, Slovakia, 2013. P. 83–85.
5. Аюев, Б. И. Управление электропотреблением: административные и экономические методы / Б. И. Аюев // Энергорынок. 2007. № 4. С. 12–17.
6. Gayibov, T. Sh. Optimal Planning of Short-Term Modes of Power Systems with Control of Loads of Electric Consumers and Taking into Account of Network Factor / T. Sh. Gayibov, K. M. Reymov // European Science Review. 2017. Vol. 3, No 9–10. P. 86–91.
7. Using Real-Time Control of Demand to Help Balance Generation and Load / B. A. Brooks [et al.] // IEEE Power Energy Magazine. 2010. Vol. 8, No 3. P. 20–29.
8. Management and Control of Domestic Smart Grid Technology / A. Molderink [et al.] // IEEE Trans. Smart Grid. 2010. Vol. 1, No 2. P. 109–119. <https://doi.org/10.1109/tsg.2010.2055904>.
9. An Approach of DSM Techniques for Domestic Load Management Using Fuzzy Logic / P. Ravibabu [et al.] // 2009 IEEE International Conference on Fuzzy Systems. Proceedings of a Meeting held 20–24 August 2009, Jeju Island, Korea. Institute of Electrical and Electronics Engineers. 2009. P. 1303–1307. <https://doi.org/10.1109/fuzzy.2009.5277401>.
10. Соколов, В. К. Задачи оперативной оптимизации производства электроэнергии в условиях рыночных отношений / В. К. Соколов, А. А. Прейгель, В. Г. Васильев // Электричество. 2007. № 1. С. 2–9.

Поступила 19.02.2019 Подписана в печать 24.04.2019 Опубликовано онлайн 29.11.2019

REFERENCES

1. Rudenko Yu. N., Semenova V. A. (2000) *Automation of Dispatching Control in Electric Power Industry*. Moscow, MEI Publ. 648 (in Russian).
2. Rahmonov I. U. (2015) Analysis of Problems of Management of a Power Consumption and Ways of their Decisions. *Science and Innovation in the XXI century: Problems and Solutions. Collection of Conference Papers of International Scientific-Practical Conference (29.09.2015, the United Kingdom, London)*. London, 22–25.
3. Lazurenko A. P., Cherkashina G. I. (2009) Determination of the Potential Economic Effect of Leveling the Electrical Load Graph of the UES of Ukraine. *Svitlotekhnika ta Elektroenergetika = Lighting Engineering & Power Engineering*, (1), 4–12 (in Russian).
4. Gayibov T., Reymov K. (2013) Optimization of Modes of Electrical Power Systems with the Control of Power Consumption. *Proceedings of the 7th International Scientific Symposium on Electrical Power Engineering, Elektroenergetika 2013, Sept., 2013*. Stara Lesna, Slovakia, 83–85.
5. Ayuev B. I. (2007) Management of Electrical Consumption: Administrative and Economic Methods. *EnergoRynok [Energy Market]*, (4), 12–17 (in Russian).
6. Gayibov T. Sh., Reymov K. M. (2017) Optimal Planning of Short-Term Modes of Power Systems with Control of Loads of Electric Consumers and Taking into Account of Network Factor. *European Science Review*. 3 (9–10), 86–91.
7. Brooks B. A., Lu E., Reicher D., Spirakis C., Wehl B. (2010) Using Real-Time Control of Demand to Help Balance Generation and Load. *IEEE Power Energy Magazine*. 8 (3), 20–29.
8. Molderink A., Bakker V., Bosman M., Hurink J., Smit G. (2010) Management and Control of Domestic Smart Grid Technology. *IEEE Transactions on Smart Grid*, 1 (2), 109–119. <https://doi.org/10.1109/tsg.2010.2055904>.
9. Ravibabu P., Praveen A., Chandra C., Reddy P., Teja M. (2009) An Approach of DSM Techniques for Domestic Load Management Using Fuzzy Logic. *2009 IEEE International Conference on Fuzzy Systems. Proceedings of a Meeting Held 20–24 Aug. 2009, Jeju Island, Korea*. Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1303–1307. <https://doi.org/10.1109/fuzzy.2009.5277401>.
10. Sokolov V. K., Preigel A. A., Vasil'ev V. G. (2007) Objectives of Operational Optimization of Electricity Production in the Conditions of Market Relations. *Elektrichestvo*, (1), 2–9 (in Russian).

Received: 19 February 2019 Accepted: 24 April 2019 Published online: 29 November 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-536-546>

UDC 666.972

Heat Resistance and Heat-and-Mass Transfer in Road Pavements

B. M. Khroustalev¹⁾, Liu Tingguo²⁾, V. D. Akeliev¹⁾, Li Zhongyu²⁾,
Yu. H. Aliakseyeu¹⁾, V. V. Zankavich²⁾

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

²⁾Gaoyuan Company (Henan Province, People's Republic of China)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Abstract. The paper presents a fragment of on-going investigations directed on creation of optimal information environment that ensures an access to the R&D publications from the known scientific journals and other scientific serials which are necessary for qualitative execution of scientific and technological activities on priority areas in highway engineering. A citation analysis has been applied while using data of Journal Citation Reports for selection of world scientific publications which are necessary for execution of investigations on heat and mass transfer in road dressings. Their deformations occur under various climatic conditions due to heat- and mass transfer processes, interaction of transport flows and road surface that leads to crack formation in depth and on the surface of road dressings. Structure of constructive layers especially which are created with the help of technogenic wastes (asphalt-, reinforced concrete, concrete, brick scrap and products of their recycling, various wastes of production etc.) exerts an influence on heat and mass transfer. The paper presents results of investigations on heat flows, boundary layers according to viscosity, air velocity, geometric characteristics, permeability, capillary pressures in materials. It has been shown that calculations based on principles of complex number usage have specific features in engineering practice: it is required to observe their accuracy in approaches, calculation reduction due to some accuracy degradation as a consequence of transition from complex numbers to their modules with exclusion of phase shift account and related with propagation of thermal waves. In this respect calculations of heat resistance without phase shifts are considered as rather important if they are in agreement with principles based on the fact that a complexity is characterized by thermal absorptivity of the material in a great number of calculations. The investigations have been supported by Henan Center for Outstanding Overseas Scientists, Grant Number GZS 2018006 (People's Republic of China, Henan Province).

Keywords: object, calculation, temperature, cement concrete, asphalt concrete, technology, heat resistance, model, flow, problem, coefficient, module, road dressing, heat- and mass transfer, structure, stress, surface, deformation, crack formation, boundary layer

For citation: Khroustalev B. M., Tingguo Liu, Akeliev V. D., Zhongyu Li, Aliakseyeu Yu. H., Zankavich V. V. (2019) Heat Resistance and Heat-and-Mass Transfer in Road Pavements. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. And Power Eng. Assoc.* 62 (6), 536–546 <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-536-546>

Адрес для переписки

Хрусталеv Борис Михайлович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 265-96-56
tg_v_fes@bntu.by

Address for correspondence

Khroustalev Boris M.
Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 265-96-56
tg_v_fes@bntu.by

Теплоустойчивость и тепломассообмен дорожных покрытий

Б. М. Хрусталеv¹⁾, Лю Тингуo²⁾, В. Д. Акельев¹⁾, Ли Чжунью²⁾,
Ю. Г. Алексеев¹⁾, В. В. Занкович²⁾

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

²⁾Компания «Гаююань» (провинция Хэнань, Китайская Народная Республика)

Реферат. Материалы статьи являются фрагментом продолжающихся исследований, направленных на создание оптимальной информационной среды, обеспечивающей доступ к научным публикациям из известных научных журналов и других изданий, необходимым для качественного выполнения научно-технической деятельности по приоритетным направлениям в области дорожно-строительной отрасли. Использовался цитат-анализ с применением данных Journal Citation Reports отбора мировых научных серийных изданий, необходимых для выполнения исследований тепло- и массопереноса в дорожных одеждах. В различных климатических условиях имеют место их деформации вследствие тепло- и массообменных процессов, взаимодействия транспортных потоков с поверхностью дороги, при которых происходит трещинообразование по глубине и на поверхностях дорожных одежд. На тепло- и массоперенос влияют структура материалов конструктивных слоев, особенно выполненных из техногенных отходов (асфальто-, железобетонный, бетонный, кирпичный лом и продукты их переработки, различные отходы производств и т. д.). Представлены результаты исследований тепловых потоков пограничных слоев в зависимости от вязкости, скорости воздуха, геометрических характеристик, проницаемости, капиллярных давлений в материалах. Показано, что расчеты, основанные на принципах использования комплексных чисел, имеют особенности в инженерной практике: требуется точность в подходах, сокращение объема вычислений, обусловленных некоторым снижением точности вследствие перехода от комплексных чисел к их модулям, с устранением учета сдвига фаз и связанных с распространением тепловых волн. При этом актуальны расчеты теплоустойчивости без сдвигов фаз, согласуемые с принципами, основанными на том, что во многих расчетах комплексность характеризуется коэффициентом теплоусвоения материала. Работа выполнялась при поддержке со стороны Хенаньского бюро выдающихся иностранных специалистов, номер гранта GZS 2018006 (КНР, провинция Хэнань).

Ключевые слова: объект, расчет, температура, цементобетон, асфальтобетон, технология, теплоустойчивость, модель, поток, задача, коэффициент, модуль, дорожная одежда, тепло- и массоперенос, структура, напряжение, поверхность, деформация, трещинообразование, пограничный слой

Для цитирования: Теплоустойчивость и тепломассообмен дорожных конструкций / Б. М. Хрусталеv [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 6. С. 536-546 <https://doi.org/10.21122/1029-2019-62-6-536-546>

Introduction

Automotive highways at various climatic conditions are considered as open non-linear heterogeneous thermodynamic systems because cracking, road deformation must be studied while using synergetics principles as result of collective behavior, self-organization of structural pavement elements in case of reaching critical temperatures. Formations occurring due to these processes represent in themselves dissipative structures adapted to external conditions and in this case road dressings change their mass [1–6] as a result of heat and mass transfer with air, external flows, sources.

An example of dissipative structure formation is a road dressing with due account of the Bénard effect: a convection with hexagonal cells in the layer of viscous fluid and critical difference of temperatures between down- and upstreams occurs at various distances, for this reason there is an intensity jump of heat transfer. In case of long temperature drop a road pavement dissipates a part of the accumulated heat to the horizon and various object. When there is a balance in stress of limit dressing material strength then jump-like removal of pavement heat portion takes place (for example, a reduction in air temperature by 10 °C leads to change of temperature field through road thickness up to 0.45–0.50 m).

At the same time longevity, economical efficiency, optimal operational conditions of road pavements depend not only on physical and chemical characteristics of roads and environmental systems (“road surface – horizon”; “road surface – thermal flows – atmospheric air”, afforestation, number (density, load capacity) of transport facilities”), thermodynamic, heat and mass transfer potentials of road dressing materials and others. The most important role is played by a complex of issues pertaining to external and internal matters which are attributed to actual processes of heat and mass transfer in single- and multi-layer systems of road dressings. While having known coefficients of heat-conduction, vapor- and mass permeability, diffusion, filtration, thermometric conductivity, layer material density, initial and boundary conditions it is possible to carry out optimization of problems concerning heat and mass transfer from road surface to its base (bulk materials, borrow soil). Density of heat flows in road pavements, their degradation are characterized by geometric roadbed dimensions (width), radiation characteristics (emissivity factor, albedo), etc. Deformation characteristics, longevity, crack resistance of road pavements depend on decay in external air temperature variations [6–9].

An analysis of calculations has shown that coefficients of heat absorption and heat resistance of road materials depend on coefficients of heat- and temperature conductivity, pavement components, heat capacity, density, periods of regular variations, indices of temperature variation decays calculated according to a formula

$$v_s = \exp \frac{\sum_{RS}}{\sqrt{2}} \quad \psi = \exp \frac{\sum_{RS}}{\sqrt{2}} \frac{S_1 + S_{0,1}}{S_1 + S_{0,1}} \frac{S_2 + S_{0,1}}{S_2 + S_{0,2}} \frac{S_{0,k-1}}{S_k} \frac{S_n + S_{n-1}}{S_n + S_{0,n}} \frac{S_{0,n} + \alpha_n}{\alpha_n}, \quad (1)$$

where ψ – heat conduction coefficient of road layers; S_1, S_2, S_n – heat absorption coefficient of the 1st, 2nd, ..., n -layers, W/(m²·K).

The calculation presupposes a presence of temperature waves in one direction (absence of temperature variations at surface), in this respect a decay in temperature waves can be calculated at an infinite large distance from the surface with the help of nomograms.

Processes of heat transfer in cement concrete pavements

Cement concrete road pavements are usually constructed under the following conditions: absence of atmospheric precipitations and temperature 5–25 °C, mean daily temperature from 5 to 10 °C, minimum daily temperature more than 0 °C. Maximum transportation time period of tempered heavy concrete mixes with workability grade II-1 must be equal to 60 minutes; air temperature 20–30 °C and mix temperature 18–20 °C with its average transportation speed 30 km/h.

An analysis of temperature gradients has been carried out in calculations; duration of temperature equalization has been determined in the massive with due account of the given initial boundary conditions while presenting the road dressing as a semi-closed body. A relative non-dimensional temperature has been calculated in accordance with the expression:

$$\Theta = \frac{\text{Bi}(1-\eta)}{2(\text{Bi}+1)} - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin[v_n(1-\eta)\exp(-v_n^2 F_0)], \quad (2)$$

where A_n – initial thermal amplitude of road n -layer.

Calculation results are presented in Tab. 1.

Table 1

Temperature of cement-concrete pavement surface in dependence to time-period

Duration of heat transfer τ , h	Fourier number (F_0)	Biot number (Bi)	Θ (relative non-dimensional temperature)	Surface temperature t_0 , °C
1	0.05	3.55	0.50	10.0
3	0.15	3.55	0.63	7.4
5	0.25	3.55	0.70	6.0
10	0.50	3.55	0.75	5.0
20	0.10	3.55	0.77	4.6

While calculating heat transfer for plane road dressing it is accepted that its surface temperature is equal to t_0 that is temperature of air flow with constant velocity. If we take into account the fact that a portion of horizontal surface with length x_0 is not heated and a temperature is not equal to the flow temperature (Fig. 1, 2) then a dynamic layer appears at a frontal edge and a thermal one appears at a heated area boundary of horizontal surface.

Thicknesses of boundary layers are increased in direction of flow motion. Calculations of a thermal and dynamic boundary layer thickness and heat transfer have been made in conformity with classical expressions [10–12]. For that purpose it is logical to accept assumptions in respect of a temperature distribution profile which are the more correct the closer they coincide with actual ones. An expression with some arbitrary functions can be applied and the functions are determined in such a way that the expression fulfills real conditions: at $y = 0$,

$t = t_0$; if $y = \infty$, $t = t_{\infty}$, $\frac{\partial t}{\partial y} = 0$. The following equation for stationary flow with

small velocity if $y = 0$ is recommended $\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0$. Then it is acceptable to use a polynomial with four functions and numerical values of Prandtl number are rather significant in this case.

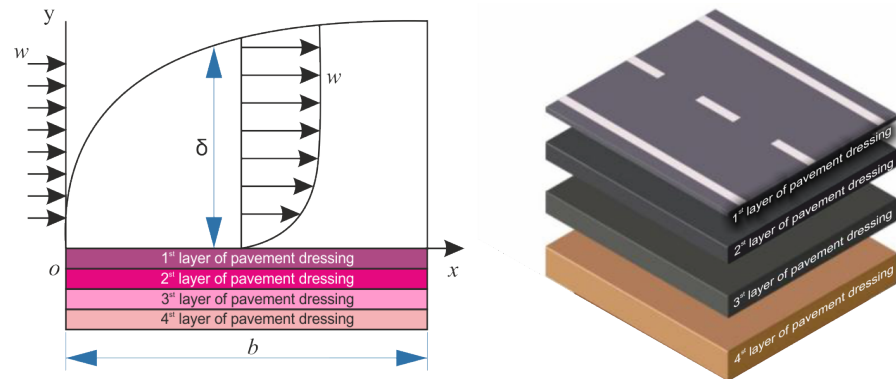


Fig. 1. Influence of dynamic flow velocity on multi-layer road pavement

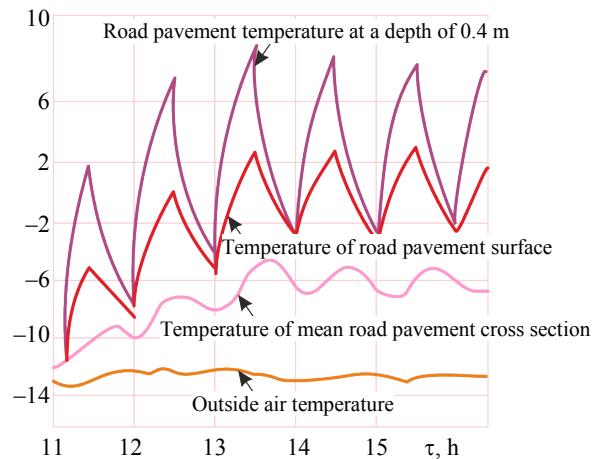


Fig. 2. Temperature fields of road pavements and outside air according to time

An analysis of non-isothermal temperature fields in road dressings has been made similar to mathematical models while calculating of temperatures (multi-layer structures) at boundary conditions of III and IV type on interface of pavement layers. Moreover, at autumn–winter–spring periods processes of heat- and mass-transfer are the most complicated so a complex of conditions with calculated optimum transport speeds is necessary attributed to them. Amount of precipitation, a specific feature of temperature regime being peculiar for an object, constructive thermal- and mass-physical characteristics of materials must be taken into account while developing technologies under such conditions. Equations of non-stationary thermal- and mass-conductivity considering thermodynamic air parameters, thermal and physical characteristics of road materials are considered as more correct for calculation of temperature fields.

It is necessary to note that road dressings, soil foundations (multi-layer system), its every layer is characterized by heat- and temperature conductivity factors, density, etc. which are functionally connected with coordinates x, y, z , time τ .

Temperature field in depth of road dressing, road bed can be presented in the form of ratio $t(x, y, z)$ at some specific (characteristic) time moment $\tau = 0$. Temperature regime of design changes due to meteorological conditions; phase transitions occur in boundaries of layer separation at negative temperatures; heat emission arises during crystallization; absorption happens during defrosting. Thermal- and mass-physical characteristics of materials change intermittently in going from a crystalline zone to a drop one. Temperature difference in layers of road design leads to molecular heat transfer by heat conductivity.

Thermal and physical characteristics of road dressing materials, temperature regimes characterize thermal and inertial properties of pavement layers and surfaces and temperature field of pavement surface is determined by character of surface heat-transfer, aggregate coefficient of heat exchange: $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$, where α_1 – a convection component, which is subjected to an influence of specific features of transport flow, roadside situation, topography, and α_2 characterizes conditions of heat inflow, losses depending on radiation, determined by absorptive surface ability (colour, roughness), its orientation with regard to solar rays.

Correct mathematical setting of the problem must take into account: introduction of differential heat conductivity equations, describing the process of heat transfer through road design layers; initial conditions, temperature field near surface at the initial moment of time; boundary conditions.

It is known that a temperature regime of road dressing near its surface is described by the equation

$$c\rho \frac{dt(x, y)}{d\tau} = \frac{d}{dy} \left[\lambda \frac{dt(y, \tau)}{dy} \right] + q, \quad (3)$$

where q – internal heat liberations.

Experimental and analytical investigations of some researchers have shown that longevity, economical efficiency, optimal interaction conditions of transport elements and road objects depend on physical and chemical, technical characteristics of road surfaces and environmental systems (“road surface – horizon”; “road surface – atmospheric air, afforestation”), density of transport flows, thermodynamic, heat- and mass transfer potentials of road materials, air, air flow velocity, etc. – a complex of problems pertaining to exterior problems.

Effect of dynamic forces on concrete, bitumen-concrete pavements being in moistened state for a long period of time reduces their strength, longevity, and these phenomena cause processes of structure destruction which are developing at static, dynamic exposure to water. When moisture is rather long in concrete material pores water diffuses and facilitates to partial structure deformations.

In this case heat- and mass transfer processes in asphalt concrete are mainly determined by material micro-structure, so their analysis is considered as an actual task of investigations.

In accordance with the Young-Laplace equation, Washburn principle external pressure is a function of pore dimensions and it is determined from the expression

$$p = \frac{2\sigma \cos \theta}{r}, \quad (4)$$

where p – absolute external pressure, MPa; σ – surface tension coefficient, dine/cm; θ – angle of boundary wetting, deg; r – capillary radius, cm.

Considering the fact that mercury $\sigma = 480$ dine/cm, and $\theta = 141.3^\circ$, according to (4), a pore radius is calculated with the help of a formula

$$r = \frac{7500}{p}. \quad (5)$$

Volume of efficient porous space within specific pressure interval can be calculated while using

$$V = \frac{F(h_1 - h_2)}{m}, \quad (6)$$

where F – cross section of a dilatometer (7.065 mm², type SMHB); h_1 – general mercury level drop at pressure 100 MPa; h_2 – mercury level drop due to its compression at pressure 100 MPa; m – weight of a specimen, g.

It is known that the less the specimen dimension the easier mercury penetrates into material pores. So it is considered that specimens with diameter of 8–10 mm are the most preferable for investigations.

Fig. 1 shows an increase of integral porosity in the specimens with fine-grained structure in comparison with road materials with medium grained structure types. The experimental investigations have made it possible to reveal that porosity extremes of medium- and fine-grained asphalt-concrete are located in the zones 700–800, 70–80 and 30–40 Å, respectively.

While taking into account the accepted classification of pores and capillaries according to dimensions the obtained results can be interpreted in the following way: micro-pores and micro-capillaries are present in materials of the investigated specimens and their volume from the total efficient porous space constitutes up to 29 % in fine-grained and up to 50 % in medium-grained asphalt-concrete (Tab. 2). Micro-pore volume these are pores with a radius of less 10^3 Å constitutes 71 % in fine-grained and within 42–55 % – in medium-grained asphalt-concrete.

Table 2

Distribution of pore volume according to radius

Type of asphalt concrete	Integral porosity, cm ³ /g	%								
		Pore volume with radius, Å								
		50	50–100	100–200	200–300	300–400	400–600	600–1000	10 ³ –10 ⁴	10 ⁴
Medium-grained B	0.0065	8	12	6	3	2	5	14	28	22
Medium-grained C	0.0041	8	13	7	4	2	3	15	23	25
Fine-grained A	0.0156	20	27	10	4	3	3	4	16	13

Experimental investigations on distribution of pores in the studied material according to size have been carried out with the help of a mercury steam meter (model H-70 of Carlo Erba Company). Interaction of non-wetting fluids with capillary-porous body is the main operational principle of this measuring device.

The investigations of porous space in asphalt-concrete specimens make it possible to presuppose that similar heterogeneous systems having micro- and macro-capillaries will have molar and molecular processes of dropping vapor phase transfer due to diffusion filtration flows.

Calculations of boundary layer at surface of road pavement

Solution of a problem on flow-around of road pavements plays a great role in theory of heat- and mass transfer, construction mechanics.

Road pavement located along a longitudinal flow of transport elements is considered as a stream-lined body and its resistance firstly depends on tangential stresses. Dependence of frictional resistance coefficient used for calculation of a boundary layer in an air flow resolves itself into determination of change character in layer thickness these are functions $\delta = \delta(y)$ and degree of friction resistance on the condition that we know a velocity of incoming flow and coefficient of kinematic air viscosity. An integral relation of steady-state flow has the following type [10]:

$$w_{\infty}^2 \frac{d}{dx} \delta_2 w_{\infty}^2 + \frac{dw_{\infty}}{dx} \delta_1 = \frac{t_0}{\rho}. \quad (7)$$

As in the analyzed case $w_{\infty} = 0$, $\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0$, that is $w_{\infty} = \text{const}$, a road pavement can be considered as a body with a zero pressure gradient along a link then an integral relation has the following type:

$$w_{\infty}^2 \frac{d\delta_2}{dx} = \frac{\tau_0}{\rho}. \quad (8)$$

In order to calculate a boundary layer thickness and resistance force exerted to a surface it is necessary to take into account a law of velocity distribution ac-

according to thickness layer; an equation, binding shear stresses on road surface, and in this case $w_{\infty} = w_y$ [4, 10]

$$\frac{d}{dx} \delta_2 w_{\infty}^2 + \frac{dw_{\infty}}{dx} \delta_1 = \frac{\tau_0}{\rho}, \quad (9)$$

where ρ – air density; τ_0 – shear stress on roadbed surface (measure function of internal forces due to application of external actions, temperature, velocity, stress tensors to it).

Boundary conditions can be kinematics which are imposed on velocity at the edge of a boundary layer and they can be also dynamic which are imposed on forces of internal friction.

The executed investigations have studied main technological principles pertaining to usage of preliminary heated components (fillers) while making road concrete pavements.

Calculations have been made in respect of duration time for equalization of temperature fields of multi- and single-layer pavements, influence of initial temperatures at stationary, non-stationary thermal regimes [7, 8, 11]. Duration of heat-transfer has been determined for geometric dimensions of bodies having a classical shape at boundary conditions of first kind. For example, a correlation dependence of medium temperature on time has a parabolic shape for fractions having medium diameter of 35 mm. For this purpose a physical model of cement-concrete pavement has been presented and it has been observed that medium inter-spherical space is equal to 7 mm.

An equation of non-stationary temperature field which is changed according to parabolic dependence on depth (x) in time (τ) has the following type:

$$t = 0.6574x^2 - 6.0039\tau + 36.194; \quad (10)$$

according to linear dependence

$$t = -1.603x + 39.846; \quad (11)$$

according hyperbolic dependence

$$t = -0.4435x^2 + 4.5768 - 37.003. \quad (12)$$

Temperature fields of asphalt concrete have been calculated at initial temperature 10 °C, air temperature 20–30 °C, time interval 0.00837 h, specific flows of heat from air to pavement surface q_{air} , W/m², accumulated by layers q_a , W/m².

An analysis and calculations for layers with jumping temperature variations have been made for cement concrete, concrete, asphalt concrete pavements. It has been supposed that it is a layer located at some distance from road surface and heat wave is coming to the depth ΣRS through it. Heat flows and temperatures are decreasing in infinite thickness-wise pavement limited by air and material layers depending on thermal and physical characteristics of layers, their geo-

metric dimensions, heat resistance, heat absorption in accordance with various laws and they can be determined while using complex analytical calculations and graphical methods.

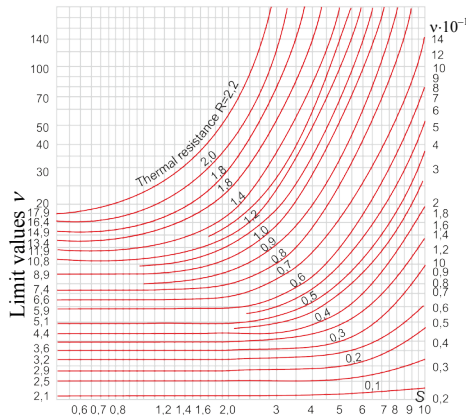


Fig. 3. Dependences of decay coefficients on thermal resistance of road pavement

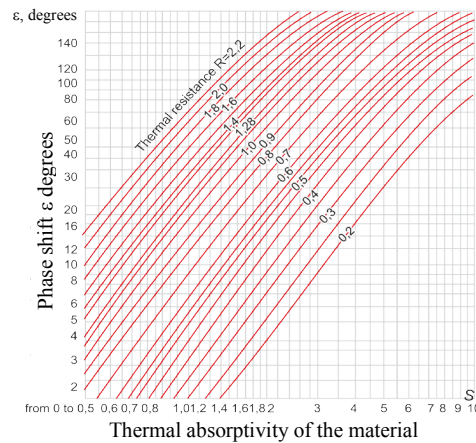


Fig. 4. Dependences of phase shifts on thermal absorptivity of road pavement materials

CONCLUSIONS

1. Analytical and experimental investigations on study of optimal operational conditions for road dressings have been carried out within the framework of international project and they have been supported by Henan Center for Outstanding Overseas Scientists, Grant Number GZS 2018006 (People's Republic of China, Henan Province).

2. An analysis of national and foreign investigations has shown that up to the present moment only problems related to objects from capillary porous materials have been studied and at the same time road pavements have not been fundamentally considered from the point of view of heat- and mass resistance. There is no qualitative analysis of heat- and mass transfer in road pavements of not only multi-layer but also single-layer asphalt concrete, concrete road objects.

3. Temperature fields of single- and multi-layer road pavements have been considered while using equivalent characteristic dimensions at boundary conditions of I–III kind and methodologies for setting and solution of problems in road pavements have been proposed with usage of complex numbers and nomograms.

4. The required investigations have been carried out, graphic dependences have been plotted between decay coefficients, thermal resistances, heat absorption coefficients, phase shifts, heat-transfer coefficients neat road dressing surfaces which are presented in Fig. 3, 4.

5. In order to increase reliability and longevity of road pavement operation in various climatic conditions it is necessary to continue fundamental experimental investigations with the purpose to study heat engineering and physical and mathematical properties of all composite materials being in structure of road dressing mixes.

REFERENCES

1. Sabai M. M. (2013) *Construction and Demolition Waste Recycling into Innovative Building Materials for Sustainable Construction in Tanzania*. Eindhoven University of Technology. Eindhoven, Technische Universiteit Eindhoven. <https://doi.org/10.6100/IR757934>.
2. Bazaz J. B., Khayati M. (2012) Properties and Performance of Concrete Made with Recycled Low-Quality Crushed Brick. *Journal of Materials in Civil Engineering*, 24 (4), 330–338. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)MT.1943-5533.0000385](https://doi.org/10.1061/(ASCE)MT.1943-5533.0000385).
3. Lalla J. R. F., Mwasha A. (2014) Investigating the Compressive Strengths of Guanapo Recycled Aggregate Concrete as Compared to That of its Waste Material. *West Indian Journal of Engineering*, 36 (2), 12–19.
4. Khroustalev B. M., Nesenchuk A. P., Timoshpolsky V. I., Akeliev V. D., Sednin V. A., Kopko V. M., Nerezko A. V. (2007) *Heat and Mass Transfer. Part 1*. Minsk, Belarusian National Technical University, 606 (in Russian).
5. Khroustalev B. M., Nesenchuk A. P., Akeliev V. D., Sednin V. A., Kopko V. M., Timoshpol'skii V. I., Sednin A. V., Nerez'ko A. V. (2009) *Heat and Mass Transfer. Part 2*. Minsk, Belarusian National Technical University, 273 (in Russian).
6. Khroustalev B. M., Tingguo Liu, Akeliev V. D., Aliakseyeu Yu. H., Jicun Shi, Zankovich V. V. (2018) Specific Features of Heat-and-Mass Transfer Processes in Road Dressings. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (6), 517–526 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-517-526>.
7. Pshembaev M. K., Kovalev Ya. N., Akeliev V. D. (2015) Estimation of Concrete Pavement Temperature Fields and their Gradients. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (4), 54–63 (in Russian).
8. Fraile-Garcia E., Ferreira-Cabello J., López-Ochoa L. M., López-González L. M. (2017) Study of Technical Feasibility of Increasing the Amount of Recycled Concrete Waste Used in Ready-Mix Concrete Production. *Materials*, 10 (7), 817. <https://doi.org/10.3390/ma10070817>.
9. Teltaev B. B. (2015) Regular Features in Self-Organization of Low-Temperature Cracking in Asphalt-Concrete Road Pavement. *Doklady Natsionalnoi Akademii Nauk Respubliki Kazakhstan = Reports of the National Academy of Sciences of Republic of Kazakhstan*, (4), 40–65 (in Russian).
10. Amarasiri A., Grenfell J. (2015) Numerical Modeling of Thermal Cracking of Pavements. *International Journal of Pavement Research & Technolog*, 8 (2), 85–93. [https://doi.org/10.6135/ijprt.org.tw/2015.8\(2\).85](https://doi.org/10.6135/ijprt.org.tw/2015.8(2).85).
11. Schlichting H. (1960) *Boundary-Layer Theory*. New York: McGraw-Hill.
12. Pekhovich A. I., Zhidkikh V. M. (1976) *Calculation of Thermal Regime for Solid Bodies*. Leningrad, Energiya Publ. 352 (in Russian).
13. Bogoslovskii V. N. (1982) *Building Engineering Thermal Physics: Thermophysical Fundamentals on Air Heating, Ventilation and Conditioning*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 415 (in Russian).

Received: 22 August 2019 Accepted: 1 November 2019 Published online: 29 November 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564>

УДК 620.9:662.76:697.93

Эффективность использования газового топлива и окислительной смеси при их увлажнении

Б. С. Сорока¹⁾, Н. В. Воробьев^{1,2)}

¹⁾Институт газа Национальной академии наук Украины (Киев, Украина),

²⁾Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт
имени Игоря Сикорского» (Киев, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Проведена оценка влияния увлажнения компонентов горения (воздуха-окислителя и в отдельных случаях – горючего) на энергетическую эффективность использования различных видов топлива, в том числе в условиях замещения природного газа альтернативными газовыми топливами – коксодоменной и природно-доменной смесями. Выполнены расчеты экономии топлива для замещения природного газа (NG) влажным технологическим газом (доменным (BFG), коксовым (COG), их смесями) с учетом реальных технологических параметров (на примере конкретного металлургического комбината). Все расчеты произведены в рамках авторской методологии замещения топлив, учитывающей 1-е и 2-е начала термодинамики. При условии сохранения потока полезно использованной полной энтальпии, как основного требования предложенной методологии, и учета соответствующего КПД использования топлива выполнен анализ возможности экономии или возникновения перерасхода NG. Проведен расчет потребного потока теплоты сгорания природного газа в зависимости от содержания влажного доменного газа в смесях NG + BFG для случаев замены NG технологическими газами. Установлено, что наличие влаги в топливоокислительной смеси всегда снижает КПД топочной камеры или энергетического процесса и агрегата. Для повышения КПД высокотемпературной печи (котла) необходимо обеспечить подогрев компонентов горения при утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания. Показано, что КПД топливоиспользующей системы может быть существенно повышен при срабатывании потенциала (избыточной полной энтальпии) рабочего тела (продуктов сгорания). Дополнительные преимущества обусловлены тем, что располагаемая теплота продуктов сгорания с влажным воздухом в полном диапазоне температур – от теоретической температуры горения до температуры окружающей среды, – рассматриваемая по условиям равновесия, в том числе с учетом теплоты конденсации, возрастает с увеличением влагосодержания исходных компонентов горения: воздуха-окислителя и/или газового топлива.

Ключевые слова: альтернативное газовое топливо, влажный воздух (газ), доменный газ, замещение топлив, коксовый газ, полная энтальпия, теоретическая температура горения, экономия (перерасход) природного газа, термодинамический анализ

Для цитирования: Сорока, Б. С. Эффективность использования газового топлива и окислительной смеси при их увлажнении / Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 6. С. 547–564. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564>

Адрес для переписки

Сорока Борис Семенович
Институт газа
Национальной академии наук Украины
ул. Дегтяревская, 39,
03113, г. Киев, Украина
Тел.: +38 044 455-59-98
boris.soroka@gmail.com

Address for correspondence

Soroka Boris S.
The Gas Institute
of the National Academy of Sciences of Ukraine
39 Degtyarevskaya str.,
03113, Kyiv, Ukraine
Tel.: +38 044 455-59-98
boris.soroka@gmail.com

Efficiency of the Use of Humidified Gas Fuel and Oxidizing Mixture

B. S. Soroka¹⁾, N. V. Vorobyov^{1,2)}

¹⁾The Gas Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine (Kyiv, Ukraine),

²⁾National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" (Kyiv, Ukraine)

Abstract. The influence of hydration of the components of combustion (air-oxidizer and – in some cases – fuel) including hydration in the conditions of substitution of natural gas by alternative gas fuels, viz. by coke blast furnace mixture and natural blast furnace mixture – on energy efficiency of the use of different fuels has been determined. Calculations of fuel saving for substitution of natural gas (NG) by wet process gas (blast furnace gas (BFG), coke gas (CG), their mixtures) were performed taking into account real technological parameters (on the example of a specific metallurgical plant). All the calculations were performed within the framework of the author's methodology on fuel substitution grounded on the 1st and the 2nd laws of thermodynamics. The analysis of possibility for saving or overspending NG is performed in the conditions of preservation of the flow of the used total enthalpy (as the main requirement of the methodology that had been proposed) and of taking into account the corresponding efficiency of fuel use. The calculation of the required heat flow of natural gas combustion depending on the content of wet blast furnace gas in NG + BFG mixtures for the cases of NG substitution by process gases has been carried out. It is established that the presence of moisture in the fuel-oxidation mixture always reduces the efficiency of the combustion chamber or the energy process and the unit. In order to increase the efficiency of a high-temperature furnace (boiler), it is necessary to provide heating of combustion components when utilizing the heat of the outgoing combustion products. It is shown that the efficiency of the fuel-using system can be significantly increased when the potential (excess total enthalpy) of the working fluid (combustion products) is activated. There are additional benefits due to the fact that the existing heat of products of combustion with humid air in a full range of temperatures – from the theoretical combustion temperature to ambient temperature under conditions of equilibrium, including account of the heat of condensation – increases with increasing moisture content of the initial components of combustion, viz. air-oxidizer and/or fuel gas.

Keywords: alternative gas fuel, moist air (gas), blast furnace gas, fuel substitution, coke gas, total enthalpy, theoretical combustion temperature, natural gas saving (overspending), thermodynamic analysis

For citation: Soroka B. S., Vorobyov N. V. (2019) Efficiency of the Use of Humidified Gas Fuel and Oxidizing Mixture. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (6), 547–564. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564> (in Russian)

Введение

В последнее время получают распространение системы и устройства, обеспечивающие сжигание различных видов топлива при подаче воды или водяного пара (процессы wet combustion) в камеры сгорания (КС) двигателей, турбин, котлоагрегатов, а также в когенерационных установках. Развитие научных основ wet combustion при разработке соответствующих систем сжигания и утилизации теплоты обусловлено эксплуатационными, экологическими и в отдельных случаях энергетическими преимуществами использования увлажненного воздуха горения [1, 2]. Однако имеется нема-

ло случаев получения увлажненных топлив, например после очистки от пыли технологических газов (в мокрых скрубберах) или в результате газификации влажной биомассы.

Задача исследований – оценка влияния увлажнения компонентов горения (воздуха-окислителя и в отдельных случаях – топлива) на энергетическую эффективность использования различных видов топлива, в том числе в условиях замещения природного газа альтернативными видами топлива.

Все расчеты проводились с использованием полной энтальпии I_i индивидуальных веществ в качестве базовой энергетической функции [3]. Значение I_i учитывает теплоту образования веществ из базовых элементов при стандартных условиях, а также теплоту, необходимую для достижения реальных параметров компонент. Таким образом, I_i учитывает как химические, так и физические составляющие энергосодержания веществ и их смесей (latent and sensible heat).

При этом удельная полная энтальпия единицы массы продуктов сгорания при температуре T определяется взвешенной суммой составляющих молярных удельных энтальпий компонент при той же температуре T [4]

$$I_g = \sum_{(i)} I_i D_i / \sum M_i D_i. \quad (1)$$

Влажное состояние воздуха горения и горючего газа

Растущий интерес к технологиям сжигания топлив при подаче увлажненного окислителя – от применения психрометрического эффекта в цикле Майсоценко (M-cycle) [5, 6] до утилизации теплоты с использованием энергии эндотермических реакций при взаимодействии топлива с H_2O или с продуктами сгорания при термохимической рекуперации (ТХР) [7] системы «паровой насос» (WVP – water vapor pump) [8, 9] – обусловлен возможностью соответствующего повышения КПД энергоустановок (в частности, при парогазовых циклах). Это объясняется значительным увеличением избыточной полной (химической) энтальпии (прирост удельной полной энтальпии ΔI с температурой) увлажненного газа (воздуха, продуктов сгорания) по сравнению со стандартными условиями (температурой T_0), сухого при фиксированной температуре, использованием схем утилизации теплоты увлажненных продуктов сгорания при максимально пониженных температурах, а также возможностью конденсации продуктов сгорания в котлоагрегатах с целью реализации высшей теплоты сгорания топлива [10].

В М-цикле процесс осуществляется в противоточном теплообменнике в условиях косвенного испарительного охлаждения теплоносителя при движении потока сухого воздуха вдоль сухой стороны разделительной пластины.

Отличительной особенностью М-цикла являются эффективный теплоподвод к потоку и увлажнение до насыщения «рабочего» (вторичного) потока воздуха при интенсивном косвенном теплоотборе от первичного сухого «продуктового» воздушного потока, который может быть охлажден до собственной точки росы вместо более высокой температуры мокрого термометра [6]. При этом можно повысить КПД цикла Карно благодаря уменьшению нижнего потенциала процесса – температуры теплоприемника (нижнего потенциала в процессе передачи энергии).

Другим важным достоинством сжигания увлажненной горючей смеси являются экологические преимущества, обусловленные существенным снижением выхода оксидов азота NO (NO_x) и возможностью определенного сокращения образования оксида углерода CO [11].

Когда давление насыщения p_{sat} для рассматриваемого газа (водяного пара) становится равным или превышает внешнее давление, испарение переходит в кипение. Если внешнее давление равно атмосферному, то точка пересечения кривой $p_{\text{sat}}(T)$ с ординатой $p = p_{\text{bar}}$ (по барометрическому давлению) соответствует температуре кипения T_b при атмосферном давлении. Следует указать, что T_b для H_2O превосходит точку кипения практически любого из компонентов газовых топлив, то есть при «положительных» температурах ($T > 273 \text{ K}$) в условиях атмосферного давления каждый из компонентов газовых топлив (например, N_2 , O_2 , CO_2 , CH_4 , C_2H_6 , NH_3) при индивидуальном рассмотрении равновесных кривых испарения отдельных компонент находится в газовой фазе [12]. Тем более пребывание в газовой фазе каждой составляющей топлива справедливо, учитывая парциальные давления p_i отдельных из перечисленных компонент, каждое из которых меньше (для отдельных смесей – существенно) общего давления p_Σ смесевого горючего газа, в том числе увлажненного многокомпонентного.

Например, на комбинате «Запорожсталь» при реконструкции цеха холодной прокатки была предусмотрена возможность работы термических печей на природном газе или смешанных газах. В летний период предполагается работа термических печей на коксодоменной смеси, в зимний период – на природно-доменной. В соответствии с данными «Запорожстали» среднегодовая температура коксового газа $35 \text{ }^\circ\text{C}$ (минимум $20 \text{ }^\circ\text{C}$, максимум $45 \text{ }^\circ\text{C}$), относительная влажность $100 \text{ } \%$ при рабочей температуре, среднегодовая температура доменного газа $35 \text{ }^\circ\text{C}$ (минимум $20 \text{ }^\circ\text{C}$, максимум $65 \text{ }^\circ\text{C}$), относительная влажность $100 \text{ } \%$ при рабочей температуре, расчетная температура природного газа $10 \text{ }^\circ\text{C}$, газ сухой, среднегодовая температура смешанного газа $45 \text{ }^\circ\text{C}$ (минимум $30 \text{ }^\circ\text{C}$, максимум $75 \text{ }^\circ\text{C}$), относительная влажность $100 \text{ } \%$ при рабочей температуре.

Поскольку приведенная информация относится к топливам со 100%-й влажностью, можно полагать, что указанные температуры соответствуют точкам росы технологических газов в условиях производства. Состав отдельных горючих газов и технологических топлив представлен в табл. 1.

Таблица 1

Составы и основные характеристики сухих газовых топлив и воздуха горения
на комбинате «Запорожсталь», объемный %

The compositions and characteristics of dry gaseous fuels and combustion air
at the “Zaporizhstal” steel works, volume percentage

Компонент	Природный газ NG	Доменный газ BFG	Коксовый газ COG	Воздух
Метан CH_4	93,53	—	26,7	—
Этан C_2H_6	3,51	—	—	—
Пропан C_3H_8	0,82	—	—	—
Бутан C_4H_{10} (сумма изомеров)	0,20	—	—	—
Пентан C_5H_{12} (сумма изомеров)	0,05	—	—	—
Гексан C_{6+} и выше	0,03	—	—	—
Непредельные углеводороды C_nH_m	—	—	2,6	—
Водород H_2	—	3,62	57,1	—
Оксид углерода CO	—	25,37	2,9	—
Диоксид углерода CO_2	0,56	19,45	4,2	—
Азот N_2	1,29	51,56	6,5	79,06
Кислород O_2	0,01	—	—	20,94
Теплота сгорания низшая Q_l , МДж/нм ³	36,96	8,88	20,18	—
Теплота сгорания высшая Q_h , МДж/нм ³	40,95	9,33	22,68	—

В диапазоне соответствия параметров вещества уравнению состояния идеального газа для отдельных компонент и газовой смеси в целом и с привлечением закона Дальтона для влажного газа может быть легко найдено универсальное уравнение для определения влагосодержания любой газовой смеси и горючих газов в частности.

Об этом свидетельствуют зависимости $p_{sat,i}(T)$ на равновесных кривых испарения. По этой причине справедлива система уравнений:

$$\begin{cases} \sum_{(i)} p_i + p_w = p_{\Sigma}; \\ p_{gas,dry} + p_w = p_{\Sigma} = p_{gas,wet}. \end{cases} \quad (2)$$

Для определения влагосодержания влажного газа запишем следующие выражения:

$$p_w + p_{gas,dry} = p_{\Sigma} = p_{gas,wet}; \quad (3)$$

$$\frac{p_w}{p_{gas,dry}} = \frac{p_w}{p_{gas,wet} - p_w} = \frac{m_w M_{gas,dry}}{m_{gas,dry} M_w} = d_{w,gas} \frac{M_{gas,dry}}{M_w}; \quad (4)$$

$$\frac{p_w}{p_{gas,dry}} = \frac{n_w}{n_{gas,dry}} = \frac{D_w}{D_{gas,dry}}. \quad (5)$$

При использовании влажной газовой (воздушной смеси) при атмосферном давлении $p_{gas,wet} = p_{bar} = 1 \text{ ата} = 10^2 \text{ кПа}$:

$$d_{w,gas} = \frac{p_{sat,gas}(T_g)}{1 - p_{sat,gas}(T_g)} \frac{M_w}{M_{gas,dry}}; \quad (6)$$

$$d_{gas,wet} = \frac{m_w}{m_{gas,dry}} = \frac{p_w}{p_{gas,wet} - p_w} \frac{M_w}{M_{gas,dry}}, \quad (7)$$

где $p_w = \Phi_{gas,wet} \cdot p_{sat}(T_{gas}, p_{gas,wet})$; $p_{gas,dry} = \sum_{(i)} p_i$; $i \neq w$ и относятся к сухим компонентам.

При использовании влажной газовой (воздушной) смеси при атмосферном давлении ($p_{gas,wet} = p_{bar} = 1$ ата) все парциальные давления берутся в ата (бар).

Вне пределов действия уравнения состояния идеального газа (давление более 30 бар) соответствующие расчеты существенно усложняются в связи с несовпадением уравнений состояния для отдельных компонент, а также для газовой смеси в целом [13].

Конечной точкой на равновесной кривой испарения является критическая точка, определяющая давление и температуру: для H_2O соответственно $p_{H_2O}^{fin} = 22$ МПа и $T_{H_2O}^{fin} = 643,3$ МПа [14]. Эта точка определяет критическое состояние «жидкость – пар».

В число режимных параметров сжигания топлива входят температура, влажность окружающего воздуха, атмосферное давление и скорость ветра. Изменение этих условий как таковых, а также учет их влияния на параметры, определяющие концентрацию O_2 , позволяют установить результирующее воздействие переменных во времени климатических условий на энергоэкологические характеристики процесса сжигания и сопутствующее образование NO_x и CO .

Существуют другие искусственно получаемые топлива (газы с высоким содержанием пара, обусловленным наличием влаги в исходном сырье или в процессах его обработки, – от газификации (например, биомассы) до влажной очистки (при получении технологических газов)) [15, 16].

При необходимости воздух может нагреваться при сохранении исходного влагосодержания ($d_a = d_{a,in} = \text{const}$) или при дополнительном, в частности равновесном, увлажнении (абсолютном) воздуха ($d_a > d_{a,in}$) в соответствии с ростом температуры. Оценка влияния относительной влажности атмосферного воздуха ведется по его энергетическим характеристикам и при сопоставлении с условиями насыщения при рассматриваемой температуре воздуха t_a :

$$\begin{cases} p_{atm} = p_{a,dry} + p_{H_2O}; \\ p_{H_2O} = \Phi_a p_{sat}(t_a); \\ d_a = 0,622 \frac{\Phi_a p_{sat}}{p_{atm} - \Phi_a p_{sat}}. \end{cases} \quad (8)$$

При расчетах могут использоваться различные формы i - d -диаграммы влажного воздуха (например, принятая в бывшем СССР диаграмма Рамзина или форма, используемая в США [14]). В работах R. Guillet [8, 9] предложены диаграммы для расчета эффективности энергетических устройств с использованием системы WVP (паровой насос).

Определение энергетической эффективности использования процесса сжигания топлива при увлажнении топливоокислительных смесей

В основу изложенных ниже расчетов положена новая методология замещения топливных газов по балансу полезно использованной энергии на основе подходов 2-го начала термодинамики [17].

Методология замещения топлива. Практически во всех существующих методологиях замещения топлив одним из требований является сохранение чисел Воббе, высшего Wo_h или/и низшего Wo_l :

$$Wo'_h = Wo''_h; \quad Wo'_l = Wo''_l. \quad (9)$$

Например, в настоящее время в Украине готовится новый технический регламент на природный газ, в рамках которого оговаривается значение числа Воббе по высшей теплоте сгорания, что определяет условие сохранения пропускной способности топочной системы по теплоте сгорания при поддержании номинальной тепловой мощности топки в случае замены типа используемого топлива:

$$\begin{aligned} B'_f Q'_h &= B''_f Q''_h; \\ B'_f Q'_l &= B''_f Q''_l. \end{aligned} \quad (10)$$

Традиционно принято считать, что замена одного топлива другим должна сопровождаться сохранением номинальной топливной мощности установки, определяемой вводимым в топку потоком тепловой энергии. Последняя определяется через высшую Q_h или низшую Q_l теплоту сгорания топлива.

Отличительной особенностью методологии замещения топлив (топливных газов в частности) является условие сохранения при этом полезной теплоты, усваиваемой в топочной камере:

$$Q'_{use} = Q''_{use}; \quad (11)$$

$$\eta'_f Q'_{in} = \eta''_f Q''_{in}. \quad (12)$$

Используя допущения о термодинамически равновесном проведении процессов сжигания и использования топлива в топочной камере, которая представлена «идеальной печью» [18], рассмотрим процедуру замены природного газа NG (индекс «'»), смесью NG с технологическим или другим

низкокалорийным газом (индекс «'»), доля природного газа в котором составляет D''_{NG} .

В соответствии с рассматриваемым подходом замещение топлив производится по условию сохранения (равенства) полезно воспринятой тепловой энергии в обоих случаях (использования замещающего (f'') или замещаемого (f') топлива):

$$\begin{cases} Q'_{use} = Q''_{use} & \text{или} \\ B'_{f,m}(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex}) = B''_{f,m}(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex}). \end{cases} \quad (13)$$

При переходе от массового к объемному расходу топлива получим

$$B'_{f,V}M'_f(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex}) = B''_{f,V}M''_f(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex}). \quad (14)$$

Расчет КПД использования топлива и оценка роли увлажнения топлива. Методика определения КПД использования топлива, абсолютно-го расхода топлива, относительной экономии природного газа и располагаемой тепловой энергии топлива при частичном или полном замещении природного газа альтернативным топливом представлена в [18, 19]. Основные расчетные зависимости при этом имеют следующий вид:

1) КПД использования топлива (природного газа) в случае ввода пара (воды, пароводяной смеси) [18]:

$$\eta_f = \frac{I_{in} - I_{fl,ex}}{\Delta I_{g,T}^*}; \quad \eta_{f(H_2O)} = \frac{i_{CH_4}m_{CH_4} + i_a m_a + i_{H_2O}m_{H_2O} - i_{fl,ex}m_g}{\Delta i_{g,T}^* m_{in}}; \quad (15)$$

2) экономия природного газа [19]:

– по массовому расходу:

$$\begin{aligned} \delta B''_{NG,m} &= \frac{B'_{f,m} - D''_{NG,m} B''_{f,m}}{B'_{f,m}} \cdot 100 \% = \\ &= \left[1 - D''_{NG,m} \frac{(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex})}{(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex})} \right] \cdot 100 \%; \end{aligned} \quad (16)$$

– по объемному расходу:

$$\begin{aligned} \delta B''_{NG,V} &= \frac{B'_{f,V} - D''_{NG,V} B''_{f,V}}{B'_{f,V}} \cdot 100 \% = \\ &= \left[1 - D''_{NG,V} \frac{M'_f(1 + \lambda'\Omega'_{st})(I'_{g,T} - I'_{g,ex})}{M''_f(1 + \lambda''\Omega''_{st})(I''_{g,T} - I''_{g,ex})} \right] \cdot 100 \%. \end{aligned} \quad (17)$$

При использовании (16) и (17) следует учитывать соотношение между объемной $D_{NG,V}$ и массовой $D_{NG,m}$ долями природного газа в предположении

справедливости уравнения идеального газа для рассматриваемого компонента в смеси газов и для топлива, как самой смеси газов

$$D_{i,V} \frac{M_i}{M_f} = D_{i,m}. \quad (18)$$

В условиях замены природного газа (') смесью технологического, например доменного газа с природным (''):

$$D'_{NG} = 100 \% ; \quad D'_{NG} + D''_{BNG} = 100 \% ; \quad (19)$$

$$D''_{NG,m} = D''_{NG,V} \frac{M_{NG}}{M_f}. \quad (20)$$

В (19) по отношению к (20) $D''_{NG,m} \equiv D'_{i,m}$; $D''_{NG,V} \equiv D'_{i,V}$, а также $M'_f \equiv M_i \equiv M_{NG}$; $M''_f \equiv M_f$. Тогда из (15) и (16) с учетом (17), а также при тождественном преобразовании правой части (15) в правую часть (16) следует вывод о совпадении частей массового и объемного расходов природного газа, сэкономленного в смесевом топливе f'' в результате замены исходного природного газа (топлива f')

$$\delta B''_{NG,m} = \delta B''_{NG,V}; \quad (21)$$

3) изменение потока располагаемой тепловой энергии (available heat) в соответствии с рассматриваемой методикой – теплоты химических реакций и физической теплоты подогрева с учетом испарения (latent heat) исходных компонентов топлива и окислителя на входе в топку $\delta Q_{f/ox,av}$ – проводится по выражению [13]

$$\delta Q_{f/ox,av} = \left(1 - \frac{Q''_{f/ox,av}}{Q'_{f/ox,av}} \right) \cdot 100 \% = \left[1 - \frac{B''_{f,m} (1 + \lambda \Omega''_{st}) (I''_{g,T} - I''_{g,V,0})}{B'_{f,m} (1 + \lambda \Omega'_{st}) (I'_{g,T} - I'_{g,V,0})} \right] \cdot 100 \%. \quad (22)$$

Случай, когда $\delta Q_{f/ox,av} > 0$, означает экономию энергии, при $\delta Q_{f/ox,av} < 0$ возникает перерасход располагаемой энергии.

Зависимость КПД использования топлива в печи (в топочной камере) η_f от температуры влажного (насыщенного) горючего газа – для коксодоменной смеси (50 %/50 % указанных влажных газов), а также смеси, состоящей из 50 % доменного и 50 % природного газа, представлена на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что при рассматриваемом уровне температур и увеличении значений t_f использование природно-доменной смеси с ростом t_f приводит к незначительному (~1 %) понижению КПД, обусловленному наличием влаги в одной из составляющих топлива. В свою очередь, для коксодоменной смеси падение КПД использования топлива при таком

росте t_f составляет $\sim 6,4\%$. Во втором случае пар, насыщающий газ, содержится в обеих составляющих топлива. Более высокие значения η_f при использовании доменно-природной смеси, чем коксодоменной, несмотря на более низкую теоретическую температуру горения T_T , связаны с меньшим влагосодержанием первого из топлив. Из рис. 1 следует, что КПД η_f падает по мере роста температуры влажного газа t_f вследствие повышения абсолютного влагосодержания газа с ростом t_f при заданном $\varphi_f = \text{const}$. Более крутое снижение η_f (t_f) для коксодоменной смеси также определяется высоким абсолютным влагосодержанием этого газа в условиях насыщения ($\varphi_f = 100\%$), нарастающим с повышением температуры t_f .

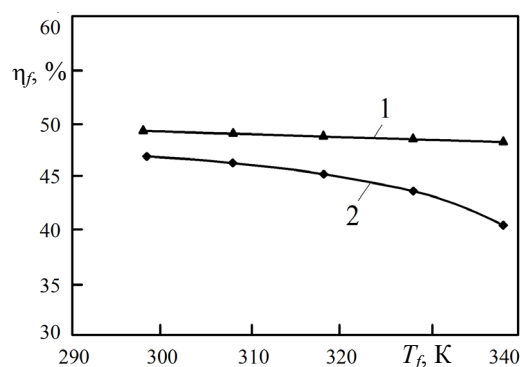


Рис. 1. Зависимость КПД использования топлива η_f от температуры t_f горючего газа при относительной влажности коксового и доменного газа $\varphi_f = 100\%$ (насыщенный газ): воздух – сухой, $\varphi_a = 0$; природный газ – сухой, $\varphi_{NG} = 0$; температура на выходе из топочной камеры (рабочая температура) $t_{fl} = 1000^\circ C$; топливо: 1 – природно-доменная смесь; 2 – коксодоменная смесь (насыщенный газ)

Fig. 1. Dependence of fuel utilization efficiency η_f on the temperature t_f of combustible gas at relative humidity of coke and blast furnace gas $\varphi_f = 100\%$ (saturated gas): the air is dry, $\varphi_a = 0$; natural gas is dry, $\varphi_{NG} = 0$; temperature at the exit of the combustion chamber (operating temperature) $t_{fl} = 1000^\circ C$; fuel: 1 – natural gas and blast furnace gas mixture; 2 – coke and blast furnace gases mixture (saturated gas)

Оценка влияния влажности атмосферного воздуха. Зависимость КПД использования топлива в печи (в топочной камере) η_f от температуры подогрева воздуха-окислителя при сжигании природного газа приведена на рис. 2. Для упрощения рассмотрения задачи газ представлен однокомпонентным топливом – метаном.

Каждая точка на кривых 1–5 (рис. 2) соответствует КПД η_f использования топлива в топке (камере сгорания) с оговоренной температурой продуктов сгорания на выходе t_{fl} при сжигании смеси метана с воздухом, имеющим относительную влажность φ_a по отношению к насыщению ($\varphi = 100\%$) при температуре t_a , а также абсолютное удельное влагосодержание d_a .

Кривая 1 на рис. 2 соответствует характеристике для условного случая газа с сухим воздухом. Растущее по мере повышения t_a значение η_f соответствует обычно принятой закономерности роста КПД использования

топлива η_f при подогреве воздуха-окислителя [18]. На практике абсолютно сухого атмосферного воздуха с $\phi_a = 0$ не существует, однако такой вариант может рассматриваться как базовый для оценки роли увлажнения воздуха горения.

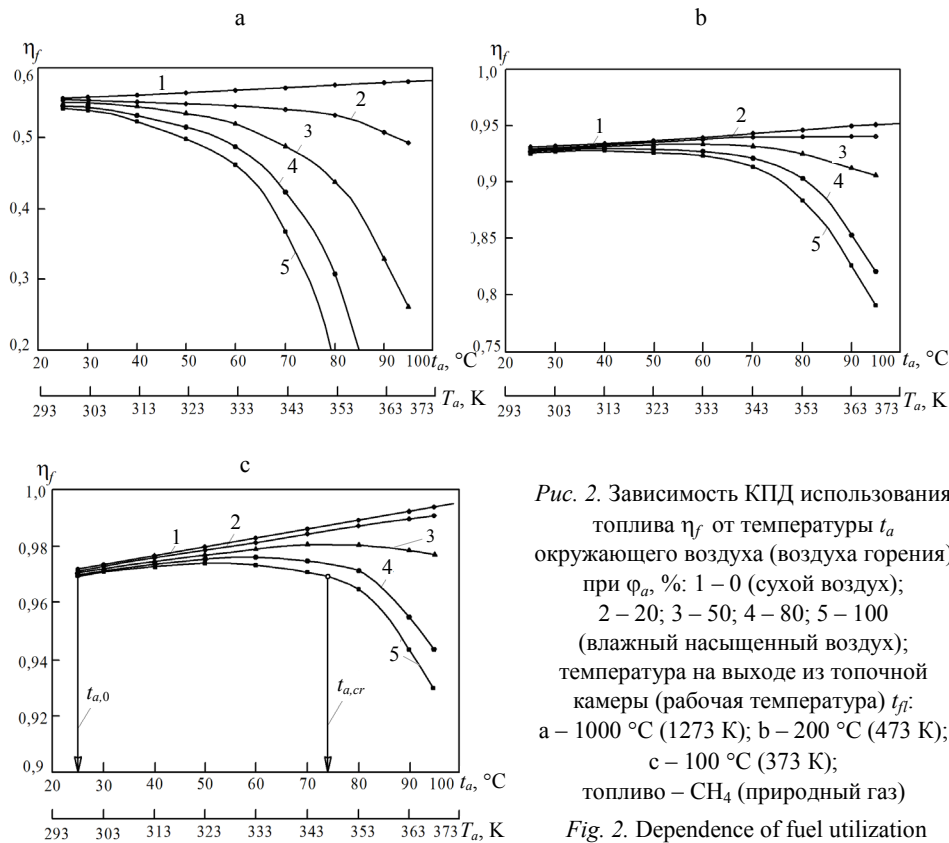


Рис. 2. Зависимость КПД использования топлива η_f от температуры t_a окружающего воздуха (воздуха горения) при ϕ_a , %: 1 – 0 (сухой воздух); 2 – 20; 3 – 50; 4 – 80; 5 – 100 (влажный насыщенный воздух); температура на выходе из топочной камеры (рабочая температура) t_η : а – 1000 °C (1273 K); б – 200 °C (473 K); с – 100 °C (373 K); топливо – CH_4 (природный газ)

Fig. 2. Dependence of fuel utilization efficiency η_f on the temperature t_a

of the ambient air (combustion air), for ϕ_a , %: 1 – 0 (dry air);

2 – 20; 3 – 50; 4 – 80; 5 – 100 (humid saturated air);

temperature at the exit of the combustion chamber (operating temperature) t_η :

a – 1000 °C (1273 K); b – 200 °C (473 K); c – 100 °C (373 K); fuel – CH_4 (natural gas)

По этой причине практический интерес представляет влияние подогрева увлажненного воздуха горения как характеристики влагосодержания окислителя на эффективность использования топлива и возможность его экономии.

Если при $\phi_a = 0$ (сухой воздух) увеличение t_a приводит к монотонному повышению η_f во всем диапазоне изменения температур подогрева воздуха $t_a > 25$ °C (298 K) [18], то при увлажнении воздуха для некоторых значений $\phi \geq \phi_{cr}$ имеется область понижения η_f при росте t_a . Следует иметь в виду, что в условиях $\phi = \text{const}$ при повышении самого значения относительной влажности ϕ прогрессивно нарастает абсолютное влагосодержание воздуха (зависимости (3)–(7)), а КПД использования топлива в топке η_f , начиная

с некоторого значения $t_{a,cr}$, становится меньше, чем при стандартной температуре $t_{a,0} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 2) и соответствующей φ (рис. 2с):

$$\eta_f(\varphi, t_a > t_{a,cr}) \leq \eta_f(\varphi, t_{a,0}). \quad (23)$$

В связи с изложенным КПД использования топлива при t_0 можно полагать не зависящим от φ . Более того, изменение атмосферного давления в диапазоне $p_{atm} = 735\text{--}775$ мм рт. ст. = 0,09799–0,1033 МПа приводит к изменению p_{sat} на ничтожную величину порядка 0,5 Па (с 3174,63 до 3175,17 Па – расчеты с использованием зависимостей). Действительно, при стандартных атмосферных условиях доля пара в смеси $p_w/p_{atm} = p_{sat}/p_{atm} = 3,1075/101,32 = 0,03$, а содержание пара в паровоздушной смеси:

$$d_a = \frac{p_w}{p_{a,\Sigma} - p_{sat}} \frac{M_w}{M_{gas,dry}} = \frac{p_{sat}}{p_{bar} - p_{sat}} \frac{M_w}{M_{a,dry}}. \quad (24)$$

Упругость насыщения при t_0 незначительна по сравнению с атмосферным давлением, что предопределяет малое абсолютное содержание H_2O во влажном атмосферном воздухе и слабое влияние содержания пара на удельную полную энтальпию насыщенного воздуха при t_0 . С учетом слабого влияния влажности воздуха и упругости насыщения p_{sat} на η_f при температуре $t_{a,0}$ существует область, где при $t_a > t_{a,cr}$ для любой влажности воздуха справедливо соотношение

$$\eta_f(\varphi, t_a > t_{a,cr}) \leq \eta_f(\varphi = 100\%, t_{a,0}). \quad (25)$$

Экономия природного газа при замещении влажным технологическим газом. Достаточно распространенными, например в практике металлургических производств, являются случаи реализации процессов wet combustion в связи с использованием не только влажного воздуха-окислителя, но и горючих газов. Если влажное состояние воздуха обусловлено температурно-влажностным режимом атмосферного воздуха, то отдельные технологические газы содержат H_2O при их производстве.

Расчетные данные по экономии природного газа δB_{NG} при его частичном или полном замещении доменным газом ($D_{NG} + D_{BFG} = 100\%$) в зависимости от доли доменного газа в смеси топливных газов представлены на рис. 3. Рассматривается сжигание сухого и влажного доменного газа. Как видно из рис. 3, наличие влаги однозначно снижает возможную экономию природного газа.

Важной энергетической характеристикой при оценке эффективности использования топлива является располагаемая энергия потока топливо-окислительной смеси, которая определяется избыточной полной (химической) энтальпией массового потока смеси топлива и окислителя, в частно-

сти воздуха, при соответствующих начальных температурах или равной этому значению избыточной полной энтальпией продуктов сгорания при теоретической температуре горения T_T .

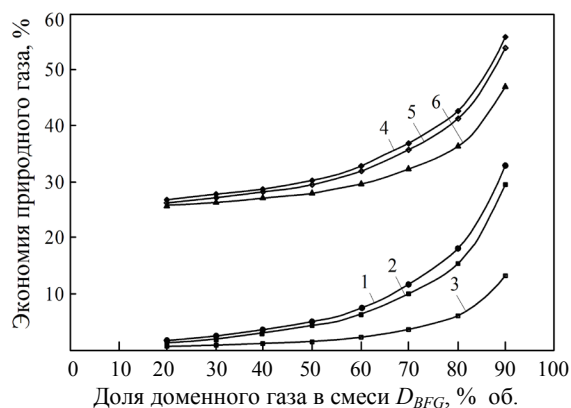


Рис. 3. Экономия природного газа при замене топлива смесью доменного и природного газов в зависимости от доли доменного газа D_{BFG} в смеси с природным газом (ось абсцисс):

1, 2, 3 – «холодный» окислитель, $t_a = 25^\circ\text{C}$; топливо – при точке росы; температура доменного газа $T_{BFG} = T_d$; 4, 5, 6 – «горячая» топливоокислительная смесь, $t_{mix} = 400^\circ\text{C}$; влагосодержание доменного газа d_{BFG} , кг $\text{H}_2\text{O}/\text{кг}$ сухого газа, при соответствующей точке росы (температуре насыщения) T_d , К (указана в скобках): 1, 4 – 0 – сухой доменный газ ($\phi_{BFG} = 0$; $T_{BFG} = 298\text{ K}$); 2, 5 – 0,058 (308); 3, 6 – 0,326 (338); температура на выходе из топочной камеры (рабочая температура) $t_{ex} = 1000^\circ\text{C}$ (1273 K)

Fig. 3. Saving of natural gas by replacing the fuel with mixture of blast furnace and natural gases depending on fraction of the blast-furnace gas D_{BFG} in mixture with natural gas (abscissa axis):

1, 2, 3 – “cold” oxidizer, $t_a = 25^\circ\text{C}$; fuel – at the dew point; temperature of the blast furnace gas $T_{BFG} = T_d$; 4, 5, 6 – “hot” fuel-oxidizer mixture, $t_{mix} = 400^\circ\text{C}$; moisture content of blast furnace gas d_{BFG} , kg $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ of dry gas, at the corresponding dew point (saturation temperature) T_d , K (indicated in parentheses): 1, 4 – 0 – dry blast furnace gas ($\phi_{BFG} = 0$; $T_{BFG} = 298\text{ K}$); 2, 5 – 0,058 (308); 3, 6 – 0,326 (338); temperature at the exit from the combustion chamber (operating temperature) $t_{ex} = 1000^\circ\text{C}$ (1273 K)

Отметим, что в расчетах смесей сухого природного и влажного доменного газа последний принимался с относительной влажностью $\phi = 100\%$, которой соответствовало определенное абсолютное влагосодержание d_{BFG} при температуре T_d ($\phi_{BFG} = 100\%$). Для упрощения расчетов температуру всей смеси природного и доменного газов принимали равной температуре влажного доменного газа. В случае «горячей» топливоокислительной смеси ($t_{mix} = 400^\circ\text{C}$) исходное влагосодержание доменного газа принималось как для холодного топлива при температуре насыщения (точке росы) $T_{BFG} = T_d$.

На рис. 4. показана экономия располагаемой тепловой энергии исходной топливовоздушной смеси (потока энтальпии) $\delta Q_{flox,av}$ при замещении части природного газа доменным в условиях: $T_g \in \{T_T; T_0\}$; H_2O – пар.

Расчеты выполнены в соответствии с представленным «энтальпийным» подходом [18] в зависимости от температуры подогрева топлива T_f и воздуха T_a (уравнение (22)).

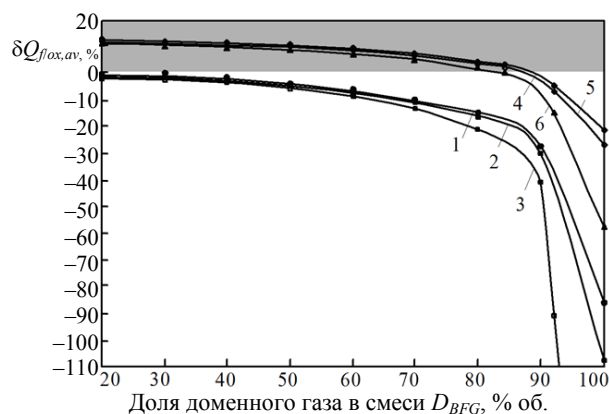


Рис. 4. Изменение располагаемой тепловой энергии исходной топливоздушной смеси (экономия (+); перерасход (-)) в зависимости от доли доменного газа D_{BFG} в смеси с природным при замене природного газа смесью доменного и природного газов; 1–6 – то же, что на рис. 3

Fig. 4. Alteration of available heat energy of initial fuel-air mixture (savings (+); overspending (-)) depending on the fraction D_{BFG} of blast furnace gas mixed with the natural gas when replacing the natural gas by the mixture of blast furnace gas and natural gas; 1–6 – the same as in Fig. 3

Из рис. 4 видно, что для обеспечения экономии располагаемой тепловой энергии природного газа при его замещении, особенно в условиях влажного замещающего топлива, должен быть проведен комплекс мер для организации подогрева как воздуха горения, так и/или топлива. Проведенный анализ влияния подогрева воздуха (t_a до 400 °C) и топлива (t_f до 400 °C) показал, что экономия затраченной тепловой энергии топливоздушной смеси обеспечивается в рассматриваемых примерах (рис. 4) при работе на природно-доменной смеси с содержанием доменного газа до 80 %. При работе на холодной топливоздушной смеси эффективность топливоиспользования при замещении природного газа снижается и экономия располагаемой тепловой энергии не может быть достигнута: замещение части природного газа доменным вызывает перерасход потребной энергии топлива.

Повышение КПД использования топлива при сжигании увлажненных топливоокислительных смесей

Оценку изменения КПД использования топлива η_f при сжигании обводненных топливоокислительных смесей выполним с учетом изменения общей массы продуктов сгорания при обводнении смеси

$$\eta_f = \eta_{*}^{id,\lambda} = \frac{(1 + \lambda \Omega_{st})(\Delta I_{g,T}^{\lambda} - \Delta I_{g,ex}^{\lambda})}{(1 + \Omega_{st}^{*})\Delta I_{g,T}^{*}}, \quad (26)$$

где величины в числителе принимаются для увлажненной топливоокислительной смеси, а в знаменателе – для случая сжигания сухой (без ввода до-

полнительной влаги) холодной ($T_0 = 298$ K) стехиометрической ($\lambda = 1,0$) топливоокислительной смеси.

Для упрощения расчетов в зависимости (26) η_f условно будем относить к низшей теплоте сгорания топлива, а не к равновесной теплоте сгорания при T_0 .

Зависимости КПД использования топлива η_f по высшей (равновесной [1]) теплоте сгорания, отнесенные к низшей теплоте сгорания сухой «холодной» ($T_0 = 298$ K) стехиометрической ($\lambda = 1,0$) метановоздушной смеси, при сжигании метана с увлажненным окислителем при температуре его подогрева в рекуператоре $T_a = 373$ K (рис. 5а) и $T_a = 800$ K (рис. 5б) представлены на рис. 5.

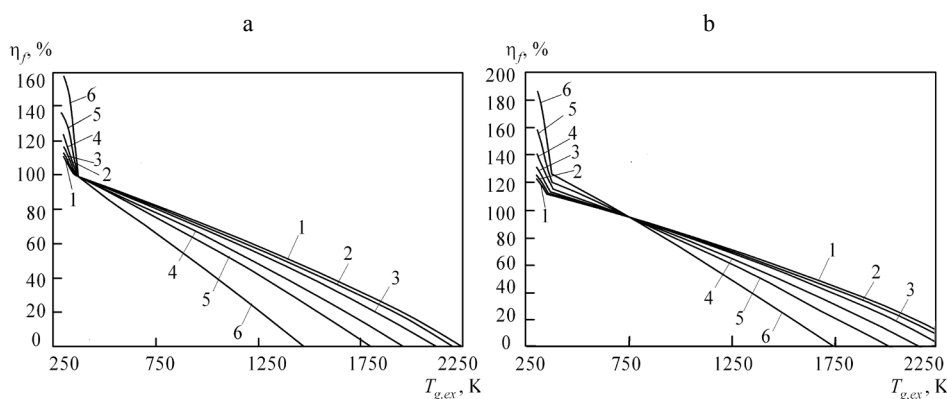


Рис. 5. Зависимость η_f от температуры уходящих продуктов сгорания в температурном диапазоне от T_T до $T_{g,ex}$ при стехиометрическом сжигании метана CH_4 с увлажненным воздухом, подогретым в рекуператоре до температуры $T_a = 373$ K (а) и $T_a = 800$ K (б); влажностное содержание d_a , кг H_2O /кг сухого воздуха, при соответствующей температуре насыщения $T_{a,d}$, K (указана в скобках): 1 – 0 – сухой воздух, $T_a = 298$ K; 2 – 0,0201 (298); 3 – 0,065 (318); 4 – 0,152 (333); 5 – 0,28 (343); 6 – 0,55 (353)

Fig. 5. Dependence of fuel efficiency η_f on the temperature of exhaust combustion products in the temperature range from T_T to $T_{g,ex}$ when stoichiometric combustion of methane CH_4 takes place with humidified air heated in the recuperator to temperature $T_a = 373$ K (a) and $T_a = 800$ K (b); moisture content d_a , kg H_2O /kg of dry air, at the corresponding saturation temperature $T_{a,d}$, K (shown in parentheses): 1 – 0 – dry air, $T_a = 298$ K; 2 – 0,0201 (298); 3 – 0,065 (318); 4 – 0,152 (333); 5 – 0,28 (343); 6 – 0,55 (353)

Анализ кривых на рис. 5 показывает, что КПД топливоиспользующей системы с влажным воздухом при использовании в полном диапазоне температур по тракту (продуктов сгорания $T_g \in \{T_T; T_0\}$) возрастает с увеличением влагосодержания воздуха горения d_a при условии, что с понижением температуры продуктов сгорания используется теплота конденсации при $T_g < T_d$ (точки росы). Однако доля теплоты, расходуемой в высокотемпературной печи, и, следовательно, КПД собственно печи – технологического участка, уменьшаются в связи с понижением температур в топочной камере.

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ влияния влаги на эффективность использования топлива показал, что независимо от того, каким образом влага попадает в топливоокислительную смесь – будь то с воздухом горения или с топли-

вом, — она однозначно снижает КПД топочной камеры или технологического процесса и агрегата. Для повышения КПД высокотемпературной печи (котла) необходимо осуществлять подогрев компонентов горения путем утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания.

2. Чем выше доля влажного доменного газа в смеси с природным газом, тем больше перерасход располагаемой тепловой энергии топливоокислительной смеси. За счет увеличения доли доменного газа в смеси с природным газом экономия природного газа увеличивается, однако повышение влагосодержания доменного газа уменьшает возможную экономию природного газа. Это справедливо при ограничениях в уровне рабочих температур топливоиспользующего агрегата (в частности, печи).

3. Учитывая высокую избыточную энтальпию влаги в паровой фазе, целесообразно использовать указанную составляющую полезной энергии путем максимально возможной утилизации энергии пара при подогреве компонентов горения за счет охлаждения продуктов сгорания ниже температуры горючей смеси, подаваемой в камеру сгорания, и равновесной конденсации водяных паров.

4. КПД топливоиспользующей системы может быть существенно повышен путем комбинирования в системе различных топочных и теплообменных устройств в условиях срабатывания потенциала (избыточной полной энтальпии) рабочего тела в связи с тем, что располагаемая теплота продуктов сгорания с влажным воздухом в полном диапазоне температур по тракту $T_g \in \{T_T; T_0\}$ возрастает с увеличением влагосодержания воздуха и продуктов сгорания при температурах $T_g < T_d$.

Обозначения:

B — расход топлива, кг/с; $\text{нм}^3/\text{с}$; δB — экономия топлива, %; BFG — доменный газ; COG — коксовый газ; D — доля компонента, объемная (молярная), % об.; d — абсолютное влагосодержание, кг $\text{H}_2\text{O}/\text{кг}$ сухого газа (воздуха); I , ΔI — абсолютная и избыточная по отношению к таковой при T_0 полная энтальпия, кДж/кг; i , Δi — удельная и избыточная по отношению к таковой при T_0 полная энтальпия, кДж/кг; L_{st} — объемное стехиометрическое число воздух/топливо, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$; M — молярная (молекулярная) масса, кг/кмоль; m — масса газовой смеси, кг; NG — природный газ; p — давление, кПа, ата; Q — теплота сгорания (теплотворная способность), кДж/нм³; тепловая мощность (поток теплоты), кВт; δQ_{flux} — экономия/перерасход затраченной (располагаемой) тепловой энергии, %; T , t — температура, К; °С; λ — коэффициент избытка воздуха для топливовоздушной горючей смеси; φ — относительная влажность, %; Ω_{st} — массовое стехиометрическое число воздух/топливо; η_f — КПД использования топлива в печи, %.

Индексы:

a — воздух горения; av — для потока располагаемой тепловой энергии потоков топлива и окислителя (топливоокислительной смеси); atm — при атмосферных условиях; bar — по барометрическому давлению; $comb$ — для потока теплоты сгорания топлива; dry — на сухую массу; ex — значения на выходе из печи (в выходном сечении); eq — к равновесной теплоте сгорания (теплотворной способности); f — топливо; fin — для критических параметров состояния вещества; fl — для продуктов сгорания, печи; g — продукты сгорания; gas — газовое топливо; h — к высшей теплоте сгорания (теплотворной способности); h — расчет по теплоте сгорания; id — для «идеальной» печи; in — исходные компоненты процесса горения (топливо + окислитель); l — к низшей теплоте сгорания (теплотворной способности); m — при расчетах через массовый расход; mix — для параметров смеси; ox — окислитель; sat — в состоянии насыщения; T — при теоретической температуре горения T_T ;

V – при расчетах через объемные доли компонентов; w – для влаги в компонентах смеси; wet – на общую влажную массу смеси; 0 – для начальных значений термодинамических параметров и свойств – при стандартных условиях ($p_0 = 0,1013$ МПа; $T_0 = 298$ К); $*$ – для параметров горения газового топлива с воздушным окислителем при $\lambda = 1,0$; $p_0 = 0,1013$ МПа; $T_0 = 298$ К; i – компонент смеси.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сорока, Б. С. Влияние климатических факторов на теплотехнические характеристики, энергетическую эффективность и оценка экологических последствий сжигания газового топлива / Б. С. Сорока // Альтернативная энергетика и экология. 2017. № 4–6. С. 116–129.
2. Сорока, Б. С. Влажное горение – современное направление экологически чистого сжигания топлива и решения проблемы устойчивого развития энергетики / Б. С. Сорока // Альтернативная энергетика и экология. 2018. № 25–30. С. 96–117.
3. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справ. изд. в 4 т. / под ред. В. П. Глушко. М.: Наука, 1979–1981. 4 т.
4. Продукты сгорания природного газа при высоких температурах / И. Н. Карп [и др.]. Киев: Техника, 1967. 382 с.
5. Gillan, L. Open Cycle Used for Gas Turbine Power Generation / L. Gillan, V. Maisotsenko // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 3: Turbo Expo 2003. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. ASME, 2003. P. 75–84. <https://doi.org/10.1115/GT2003-38080>.
6. Maisotsenko, V. The Maisotsenko Cycle for Power Generation, Waste Energy Recovery, and Water Reclamation / V. Maisotsenko, L. Gillan, A. Kozlov // Clean Energy Supercluster Forum. Engines and Energy Conversion Laboratory, Colorado State University, IDALEX-GTI, Oct. 25, 2010. P. 1–41.
7. Носач, В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. 2009. Т. 31, № 3. С. 42–50.
8. Guillet, R. Vapor Pump and Condensing Heater / R. Guillet // Gas Wärme Int. 1991. Vol. 40, No 6. P. 248–252.
9. Guillet, R. Wet Way Combustion: Energy Efficiency, Environmental Protection / R. Guillet // Paris: Elsevier, 2000. 137 p.
10. Soroka, B. A Decentralized Heat-Supply System Employing Submerged-Combustion Burners: Thermodynamic Analysis and Way of Improvement Furnaces / B. Soroka // Industrial Heat Engineering, 2001. Vol. III, No 3–4. P. 92–99.
11. Сорока, Б. С. Моделирование процессов переноса и образования вредных выбросов при сжигании природного газа с воздухом, увлажненным в цикле Майсоценко / Б. С. Сорока, В. А. Згурский // Современная наука – исследования, идеи, результаты, технологии. 2013. Т. 12, № 1. С. 403–409.
12. Подавление оксидов азота дозированным впрыском воды в зону горения топки котла / В. И. Кормилицын [и др.] // Теплоэнергетика. 1990. № 10. С. 73–78.
13. Термическое уравнение состояния реальных газов для широкой области параметров состояния, включая критическую область / А. Б. Каплун [и др.] // Теплофизика и аэромеханика. 2008. Т. 15, № 3. С. 383–393.
14. Физический энциклопедический словарь / гл. редактор А. М. Прохоров. М.: Сов. энцикл., 1984. 944 с.
15. Burner System Using Entrained Hot Pyrolysis Gas from Biomass / A. Al-Halbouni [et al.] // Heat Processing. 2015. No 4. P. 69–74.
16. White, D. L. Gas Calorimetry / D. L. White // Gas Engineering Handbook. New-York: The Industrial Press, 1966. Section 6, Chapter 8. P. 6/42–6/46.
17. Soroka, B. Development of Combined Power and Environmental Fundamentals of Natural Gas Substitution for Alternative Combustible Gases / B. Soroka // International Journal of Energy for a Clean Environment (IJECE). 2013. Vol. 14, No 2–3. P. 91–114.
18. Сорока, Б. С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах / Б. С. Сорока. Киев: Наук. думка, 1993. 417 с.
19. Сорока, Б. С. Экономия природного газа при его замене технологическими газами для отопления средне- и высокотемпературных печей. Ч. 1: Влияние характеристик низкокалорийных газов на расход топлива в печах / Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев, А. И. Бершадский // Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2016. № 1. С. 11–22.

Поступила 30.05.2019 Подписана в печать 06.08.2019 Опубликовано онлайн 29.11.2019

REFERENCES

1. Soroka B. S. (2017) Climate Factors Influence on Heat Engineering Characteristics Energy Efficiency and Evaluation of Environmental Consequences of Gas Fuel Combustion. *Al'ternativnaya Energetika i Ekologiya = Alternative Energy and Ecology (ISJAE)*, (4–6), 116–129 (in Russian). <https://doi.org/10.15518/isjaee.2017.04-06.116-129>.
2. Soroka B. S. (2018) Wet Combustion – the Modern Trend of Environmentally Friendly Fuel Combustion and of Solution the Problem of Sustainable Development the Power Engineering, *Al'ternativnaya Energetika i Ekologiya = Alternative Energy and Ecology (ISJAE)*, (25–30), 96–117 (in Russian). <https://doi.org/10.15518/isjaee.2018.25-30.096-117>.
3. Glushko V. P., Gurvich L. V., Veits I. V., Medvedev V. A., Khachkuruzov G. A., Yungman V. S. [et al.]. (1979–1981) *Thermodynamic Properties of Individual Substances*. 4 Volumes. Moscow, Nauka Publ. (in Russian).
4. Karp I. N., Soroka B. S., Dashevskii L. N., Semernina S. D. (1967) *Combustion Products of Natural Gas at High Temperatures*. Kiev, Tekhnika Publ. 382 (in Russian).
5. Gillan L., Maisotsenko V. (2003) Open Cycle Used for Gas Turbine Power Generation. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 3: Turbo Expo 2003*. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. ASME, 75–84. <https://doi.org/10.1115/GT2003-38080>.
6. Maisotsenko V., Gillan L., Kozlov A. (2010) The Maisotsenko Cycle for Power Generation, Waste Energy Recovery, and Water Reclamation. *Clean Energy Supercluster Forum. Engines and Energy Conversion Laboratory, Colorado State University, IDALEX-GTI*, Oct. 25, 2010, 1–41.
7. Nosach V. G., Schreiber A. A. (2009) Improving the Efficiency of Use of Natural Gas in Power System with the Help of Thermochemical Regeneration. *Promyshlennaya Teplotekhnika = Industrial Heat Engineering*, 31 (3), 42–50 (in Russian).
8. Guillet R. (1991) Vapor Pump and Condensing Heater. *Gas Warne International*, 40 (6), 248–252.
9. Guillet R. (2000) *Wet Way Combustion: Energy Efficiency, Environmental Protection*. Paris, Elsevier. 137.
10. Soroka B. (2001) A Decentralized Heat-Supply System Employing Submerged-Combustion Burners: Thermodynamic Analysis and Way of Improvement Furnaces. *Industrial Heat Engineering*, III (3–4), 92–99.
11. Soroka B., Zgurskii V. (2013) Simulation of Transfer Processes and of Pollutants Formation by Combustion the Natural Gas with Air Humidified by Means of Maisotsenko Cycle. *Sovremennaya Nauka – Issledovaniya, Idei, Rezul'taty, Tekhnologii = Modern Science: Research, Ideas, Results, Technology*, 12 (1), 403–409 (in Russian).
12. Kormilitsin V. I., Lyskov M. G., Novikov V. M., Kudryavtsev N. Yu. (1990) Suppression of Nitrogen Oxides by Batched Injection of Water into the Combustion Zone of the Boiler Furnace. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (10), 73–78 (in Russian).
13. Kaplun A. B., Kidyarov B. I., Meshalkin A. B., Shishkin A. V. (2008) Thermal Equation of State of Real Gases for a Wide Range of State Parameters, Including the Critical Area. *Teplofizika i Aeromekhanika = Thermophysics and Aeromechanics*, 15 (3), 359–368. <https://doi.org/10.1134/s0869864308030013>.
14. Prokhorov A. M. (eds.) (1984) *Physical Encyclopedic Dictionary*. Moscow, Sovetskaya Entsiklopediya Publ. 944 (in Russian).
15. Al-Halbouni A., Giese A., Leicher J., Goerner K., Schillingmann D., Schillingmann H., Huewelmann C. (2015) Burner System Using Entrained hot Pyrolysis Gas from Biomass. *Heat Processing*, (4), 69–74.
16. White D. L. (1966) Gas Calorimetry. *Gas Engineering Handbook, Section 6, Chapter 8*. New-York, The Industrial Press, 6/42–6/46.
17. Soroka B. (2013) Development of Combined Power and Environmental Fundamentals of Natural Gas Substitution for Alternative Combustible Gases. *International Journal of Energy for a Clean Environment (IJECE)*, 14 (2–3), 91–114. <https://doi.org/10.1615/interjenercleanenv.2014006741>.
18. Soroka B. S. (1993) *Intensification of Thermal Processes in Fuel Furnaces*. Kiev, Naukova Dumka Publ. 417 (in Russian).
19. Soroka B. S., Vorob'ev N. V., Bershadskii A. I. (2016) Natural Gas Saving by Replacement the Latter with Process Gases for Heating Medium- and High-Temperature Furnaces. Part 1. Influence of Characteristics of Low-Calorie Gases on Fuel Consumption in Furnaces. *Energotekhnologii i Resursosberezhenie [Energy Technologies and Resource Saving]*, (1), 11–22 (in Russian).

Received: 30 May 2019

Accepted: 6 August 2019

Published online: 29 November 2019

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-565-582>

UDC 532.5 + 621.181.7

Formation Mechanisms and Methods for Calculating Pollutant Emissions from Natural Gas Combustion Depending on the Burner Emission Class

Yu. P. Yarmolchick¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Abstract. The combustion of hydrocarbon fuels in the chambers of heat generating plants is one of the main sources of pollutant emissions. Environmental standards and rules that limit emissions are becoming more stringent and their implementation requires the introduction of advanced technologies and equipment. The main device in combustion systems are blow burners, the design of which largely determines the level of emission. The article considers factors that intensify the formation of normalized pollutants, provides global chemical reactions, various types of mechanisms, and kinetic schemes. Based on the analysis of modern methods for reducing harmful emissions, the most effective design solutions for mixing devices, nozzles and systems for distributing the flow of fuel and air supplied to combustion are determined. A comparative analysis of the methods and conditions for determining the emission class of the burner device is carried out depending on the selected units of measure, the coefficient of excess air (oxygen concentration in flue gases), air humidity and the initial composition of natural gas using examples of EU and EAC standards. The methodology for calculating the emissions of nitrogen oxides depending on the measurement conditions is given. The conversion factors for the values of pollutant emissions from the accepted units in the EU (mg/(kW·h)) into the units indicated according to the EAC environmental rules (mg/m³) taking into account the respectively normalized coefficient of excess air are obtained. As a result of the calculations, the types of burners were determined by emission classes corresponding to the applicable environmental standards and rules in the Republic of Belarus, depending on the heat output of the boiler plants.

Keywords: environmental standards, excess air coefficient, mixing device, flame head, conversion factors, concentration of nitrogen oxides

For citation: Yarmolchick Yu. P. (2019) Formation Mechanisms and Methods for Calculating Pollutant Emissions from Natural Gas Combustion Depending on the Burner Emission Class. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (6), 565–582. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-565-582>

Механизмы образования и методика расчета выбросов загрязняющих веществ при сжигании природного газа в зависимости от эмиссионного класса горелок

Ю. П. Ярмольчик¹⁾

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

Реферат. Сжигание углеводородного топлива в камерах сгорания теплогенерирующих установок – один из основных источников выбросов загрязняющих веществ. Экологические

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

нормы и правила, ограничивающие выбросы, становятся все более жесткими, и их соблюдение требует внедрения передовых технологий и оборудования. Основным устройством в системах сжигания являются дутьевые горелки, от конструкции которых во многом зависит уровень эмиссии. В статье рассмотрены факторы, интенсифицирующие образование нормированных загрязняющих веществ, приведены глобальные химические реакции, различные типы механизмов и кинетические схемы. На основе анализа современных методов снижения вредных выбросов определены наиболее эффективные конструкторские решения смесительных устройств, насадок и систем распределения потоков топлива и воздуха, подаваемого на горение. Проведен сравнительный анализ методов и условий определения эмиссионного класса горелочного устройства в зависимости от выбранных единиц измерения, коэффициента избытка воздуха (концентрации кислорода в дымовых газах), влажности воздуха и исходного состава природного газа на примерах стандартов ЕС и ЕАС. Приведена методика расчета выбросов оксидов азота в зависимости от условий измерения. Получены коэффициенты пересчета значений выбросов загрязняющих веществ из принятых единиц в ЕС (мг/(кВт·ч)) в единицы, указанные по экологическим правилам ЕАС (мг/м³) с учетом соответственно нормируемого коэффициента избытка воздуха. В результате расчетов определены типы горелок по эмиссионным классам, соответствующим действующим экологическим нормам и правилам в Республике Беларусь в зависимости от тепловой мощности котельных установок.

Ключевые слова: экологические нормы, коэффициент избытка воздуха, смесительное устройство, пламенная голова, коэффициенты пересчета, концентрация оксидов азота

Для цитирования: 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>

Introduction

With the coming into force in the Republic of Belarus since October 1, 2017 of environmental norms and rules of EcoNiP 17.01.06-001–2017 “Environmental protection and nature management. Environmental safety requirements” [1], the issue of limiting harmful emissions not only in existing boiler houses, the emission standards of which are set slightly higher than for newly built ones, became acute, and a reduction in existing indicators can be resolved by installing condensing heat exchangers at the exit from the boilers and improving heat and mass transfer processes in boiler furnaces [2], but also for newly designed boiler plants, emission standards for which are significantly tightened.

In this regard, for manufacturers of boilers, the task is to optimally design newly manufactured plants, and for design organizations – a quality choice of equipment offered on the market. The complexity of the solution of this problem is primarily due to the fact that the manufacturers of burner devices uniquely determine the emission class of their products based on the measured values when burning the corresponding types of fuel in once-through furnaces significantly exceeding the size of the free flame, having an extremely low aerodynamic drag and almost complete absence of reverse flows [3]. Boilers with similar combustion chambers, usually referred to as single-pass or span, due to the need to retrofit a particular system of utilizing the heat of the flue gases to increase the overall efficiency of the installation [4], are rarely used and mainly as energy

ones. In the market of heating and industrial boilers, currently mainly boilers with two-way reversible and three-way continuous combustion chambers are offered. An additional difficulty in unambiguously determining the level of emissions in accordance with [1] is the discrepancy in the accepted conditions and units for measuring the concentration of pollutants in the EU [3] – the main producer of burner devices, as well as incomplete compliance of the chemical composition and, as a result, the composition of flue gases with standard types of fuel in the EU and EAC. The proposed simplified conversion methods, for example, described in [5, 6], can lead to design inaccuracies and, as a result, to errors in choosing the optimal designed equipment. For more accurate calculations, it is necessary to apply a combined technique, taking into account the described factors.

Main part

Before considering the features of the effect of the emission class of burners on the formation of harmful emissions, it is necessary to determine the actual composition of the flue gases and which pollutants should be determined as the object of study. According to [1], when burning gaseous fuels, the following issues are standardized: carbon oxide (CO), nitrogen oxides – in terms of nitrogen dioxide (NO_x), sulfur dioxide (SO_2); and when burning liquid fuel, the same substances plus solid particles.

The factors that intensify the formation of each of the normalized pollutants are considered below.

Carbon monoxide is formed, primarily and almost exclusively, by the combustion of fossil fuels due to the incomplete oxidation of hydrocarbon molecules [7]. To reduce its amount in flue gases, the flow rate of air entering the combustion is increased. It is with a decrease in the formation of this gas that such a concept as the coefficient of excess air is associated. However, the desire of many installers of gas burner devices to completely get rid of CO by increasing the volume of air supplied to the combustion leads to an overestimation of the excess air coefficient and, as a result, to a decrease in the technical efficiency of the heat generating unit and to some extent an increase in the emission of another normalized pollutant – nitrogen oxides. We also note that, according to experimental studies [8], the process of converting hydrocarbon fuels to the final products of combustion of H_2O and CO_2 is divided into two stages: the first is the oxidation of hydrocarbons to CO – the rate of processes in a high-temperature medium (above 600 °C) is very high; the second is slow: oxidation of CO to CO_2 . Proceeding from this, the qualitative oxidation of CO depends not only on temperature, but to a large extent on the time spent in the high-temperature zone. This conclusion is extremely important when comparing processes occurring in reversible and continuous combustion chambers. Under conditions of reverse flue gas flows, not only does the average molecular path inside the furnace increase, but their speed also slows down due to cross-border turbulent interpenetrations of multidirectional peripheral flows, viz. a flow of a bur-

ning air-fuel mixture and a return flow of combustion products [9]. As a result, this leads to a significantly longer (almost 2 times) period of time for the oxidation of CO directly in the furnace compared to through-passage combustion chambers. During commissioning, which consists in fixing certain fuel-air ratios in an adjustable power range, presented both by the boiler manufacturer and the burner manufacturer for each type of device, such a mechanism, as a result, can significantly reduce the excess air required for CO oxidation to normalized values. In this case, the coefficient of excess air will weakly depend on changes in the power of the heat generating unit. In the passage furnaces, where the time allocated for CO oxidation is almost proportional to the flow rate, the excess air coefficient will increase with increasing power for a given furnace size. However, on the other hand, modern boilers, unlike earlier ones, have so-called “long furnaces” and CO oxidation to normalized values occurs already when the amount of O₂ in the exhaust gases is ~ (3–3.5) %, which corresponds to a quite acceptable excess air coefficient up to 1.2. It should be also noted that in the table. E10 [1] for boiler plants with a rated capacity of more than 0.1 MW commissioned on January 1, 2019, the standards for carbon monoxide emissions are not standardized at all – up to a plant capacity till 25 MW.

Nitrogen oxides and, above all, nitrogen monoxide during the combustion of fuels containing a small amount of bound nitrogen, are formed mainly in the high temperature zone of ~1850 °C according to the so-called “Zeldovich mechanism” [10]:



which subsequently [11] was added by the reaction



Together these reactions are usually called the “extended Zeldovich mechanism”. However, it was noted that the experimentally measured concentrations of NO_x in the exhaust gases exceed those calculated by the Zeldovich mechanism. An explanation of the additional mechanism of the formation of nitrogen oxides is associated with the presence of the CH radical in the initial combustion zone, which reacts with molecular nitrogen [12]:



These reactions are called by the name of their discoverer “Fenimore mechanism” or, in association with their occurrence almost exclusively in the initial combustion zone, – “fast mechanism”. Currently, it is believed that NO is formed from NCN in a number of subsequent reactions involving various radicals [13]. Given the individual reactions defined in [11–13] for the general picture of the process, we present a generalized kinetic diagram of the formation of NO by the fast mechanism (Fig. 1).

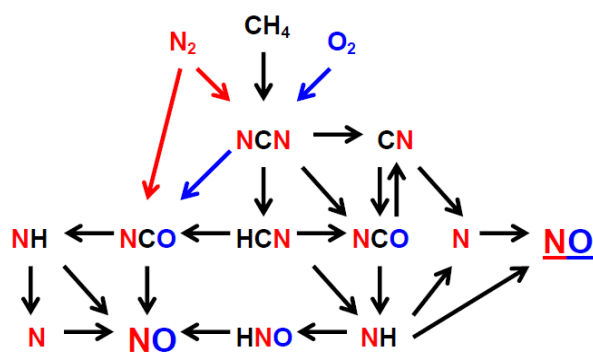


Fig. 1. The scheme of reactions for NO formation via the prompt-NO mechanism

Since reactions according to the “fast mechanism” occur in the initial combustion zone, to determine their contribution to the total NO_x concentration in the flue gases, the simplest and most realistic approach is to partially exclude the influence of the thermal mechanism with subsequent measurements of the actual NO_x values. The organization of poor mixtures burning almost completely eliminates the thermal mechanism, especially when burning of natural gas. Therefore, using this method, it is possible to determine the concentration of nitrogen monoxide formed by the “fast mechanism”, and it is widely used in gas turbine plants [14]. For its implementation, a pre-prepared poor fuel-air mixture (with a significant excess of the excess air coefficient) is fed into the combustion chamber. Moreover, due to excess ballast gas, the temperature of the combustion products does not reach the values required for the reactions of the Zeldovich mechanism. However, to reduce the total concentration of nitrogen oxides, it is precisely the part formed by the “fast mechanism” that is least affected by the applied external devices that organize mixing cooling flows and/or flame separation, due to their occurrence exclusively in the initial combustion zone. In addition to the Zeldovich and Fenimore mechanisms described above, a low-temperature mechanism [15] related to the decomposition of nitrogen-containing fuel components can make a significant contribution to the total concentration of NO_x in flue gases. But the types of fuel that are commonly used with blast burners – natural gas and light liquid fuels – usually have a very small amount of nitrogen in their composition, and this mechanism seems to be important in the pyrolysis and direct combustion of solid fuels and secondary fuels of chemical plants. In any case, the design of the burner devices cannot significantly reduce the formation of nitrogen oxides obtained as a result of the action of fast and low-temperature mechanisms. For these mechanisms, the most effective way to reduce NO_x in exhaust gases seems to be their purification. For this, the most widespread means are: selective catalytic [16] and selective non-catalytic [17] recovery, the implementation of which requires additional sophisticated equipment and significant capital costs. Thus, in order to ensure normalized NO_x values in the flue gases of heating and industrial boilers when working with blow burners, it is first necessary to consider the factors affecting the rate of reactions according to the Zeldovich mechanism, since this is the only mechanism that

can be influenced by optimizing internal flows in the combustion chamber, and also due to the fact that the reactions proceeding along this path make the most significant contribution to the formation of nitrogen oxides in the high-temperature zone. In order to do this, we divide this task into two, viz. determining effective factors for the design of burner devices, on the one hand, and the design of combustion chambers, on the other, and then combine them to determine a qualitative assessment of the mutually affecting processes and characteristics. The first part of this task will be considered in the present article.

Blow gas burner devices according to the generation of pollutant emissions are divided into three emission classes [3, 18]: 1st class – $\text{CO} \leq 120 \text{ mg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, $\text{NO}_x \leq 170 \text{ mg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; 2nd class – $\text{CO} \leq 80 \text{ mg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, $\text{NO}_x \leq 120 \text{ mg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; 3rd class – $\text{CO} \leq 60 \text{ mg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, $\text{NO}_x \leq 80 \text{ mg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$.

Currently approved methods of reducing emissions from the combustion of hydrocarbon fuel are:

- 1) minimizing the coefficient of excess air to ensure complete combustion of fuel;
- 2) the introduction of cooling flows into the combustion zone (recirculation of part of the flue gases; injection of steam, water, etc.);
- 3) two-stage combustion of fuel (creation of a primary and secondary flame);
- 4) distribution of fuel to the periphery of the flame (creating a group of peripheral flames with the smallest volume of flame nuclei);
- 5) reducing the temperature of the heating of the air entering the combustion.

The last method is a regime-technological one and cannot be implemented solely due to the design of the burner. Briefly considered are the remaining methods.

1. A low coefficient of excess air can be ensured by high-quality mixing of the fuel with the flow of air forced into the combustion. For this, various kinds of mixing devices are used, as a rule, twisting and dividing the gas-air mixture flow into a number of smaller flows. This approach allows one to obtain high-quality combustion with a slight excess of air ($\lambda \sim (1.15-1.17)$) and practically

solve the problem of reducing CO emissions to minimum values. Such a burner design may well provide emissions in the 2nd emission class (Fig. 2). However, to reduce the generation of NO molecules to guaranteed values of the 3rd emission class, this method is not enough.

2. The introduction of additional flows of external media (steam, water) is associated with an additional complication of the entire system and, as a consequence, a significant increase in the cost not only of the burner device and the external cooling medium supply system, its significant complexity and the growth not only of capital (equipment

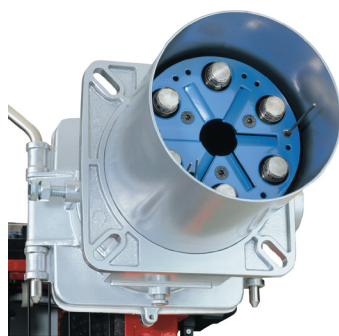


Fig. 2. Mixer head of the 2nd emission class burner. Gas burner MG3 designed by Enertech GmbH Division Giersch (Germany)

cost), but also operating costs. As a result, the main direction of application of this method is the creation of recirculating flows of flue gases into the combustion zone. Such flows can be created by additional external caps on the flame tube of the burner (Fig. 3) or by a device for exiting the air-fuel flow from the flame tube (for example, narrowing the flow with an external ring using the Coande effect [19]) (Fig. 4).

3. The creation of a two-stage flame not only significantly complicates the combustion system, but also reduces the range of regulation of the power of the burner in conditions of stable complete combustion of fuel. And yet the generation of interdependent flames requires additional sensors and an interdependent regulation system. Given that modern requirements for heat generators include a wide range of power modulation, this method can be primarily effective in systems with stable heat consumption, which significantly limits its application. However, it should be noted that the stepped flames is an effective method for simultaneous combustion of several types of fuel in multi-fuel burners [20–22].



Fig. 3. Various types of caps on the flame tube of the burner to create flue gas recirculation.
Photo from the test laboratory of Enertech GmbH Division Giersch (Germany)



Fig. 4. Flame head of a burner of the 3rd emission class with a nozzle providing recirculation of flue gases with the formation of the Coandă effect. Gas burner MG3-LN designed by Enertech GmbH Division Giersch (Germany)

4. The method of distributing the hottest combustion zones (nuclei) to the periphery of the flame is one of the most effective ones and widely used in modern burner devices. For its implementation, it is enough to divide the fuel flow into several independent jets directed to the periphery of the flame (Fig. 5).

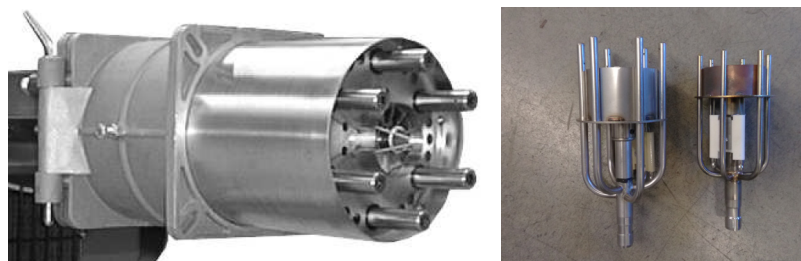


Fig. 5. Flame head and distribution nozzles of the 3rd emission class burner with gas flow fission system. Gas burner MG10-LN designed by Enertech GmbH Division Giersch (Germany)

Thus, the main methods for providing the 3rd emission class are reduced to the use of burner designs according to the 2nd and 3rd of the described methods, or a combination thereof.

It should be noted that burner manufacturers according to the EN DIN standard [3] determine the quantitative values of the concentration of pollutants at the outlet of the combustion chamber (in mg/(kW·h)) for dry gases with air humidity entering the combustion $d = 10$ g/kg [23]. These units (mg/(kW·h)) are selected because, when used, the amount of pollutants refers to the unit of generated heat energy and, in this case, it does not matter during stoichiometric or non-stoichiometric combustion measurements are made, i. e. the amount of O₂ in the flue gas is not required. At first glance, such an approach seems correct. Indeed, with an increase in excess air, the volume of emissions increases, but the average temperature of the exhaust gases decreases. The heat capacity of CO₂ [24] and H₂O [25] – the main components of the flue gases – varies slightly in the temperature range of stable combustion, and the amount of heat, defined as the product of the average temperature and volume, remains close to unchanged for different values of the coefficient of excess air. In the Republic of Belarus and the CIS countries, emission indicators are determined (in mg/m³). Such units are directly dependent on the volume of emissions. As a result, the problem arises of unambiguous conversion of these units. For this, it is necessary to set an additional value – either by the coefficient of excess air λ , or by the volume concentration of oxygen in the flue gases $K_{V_{O_2}}$. Because high-quality combustion of the air-fuel mixture by modern blast burners with the lowest heat loss with flue gases is possible at $\lambda \sim (1.15–1.20)$, which corresponds to an oxygen concentration of $K_{V_{O_2}} \sim (2.8–3.5)$ %, then the burner manufacturers have established a convenient conversion rule for the average whole fixed value $K_{V_{O_2}} = 3$ % [5]. But for complete uniqueness, it is also required to have a coefficient of direct conversion of mg/(kW·h) to mg/m³. For this, the inverse coefficient f is usually indicated, the value of which varies according to different sources, for example, $f = 1.001$ [5] or $f = 1.164$ [26] for natural gas of class E (H) and $f = 1.018$ for natural gas of class L (LL) [5] at $K_{V_{O_2}} = 3$ % or $f = 0.857$ at $K_{V_{O_2}} = 0$ % [27]. The conditions

for finding the conversion factor are not specified. Moreover, the empirically convenient, but illegitimate for direct calculations, setting $K_{V_{O_2}} = 3\%$ in the information and reference catalogs of burner manufacturers [5] leads to obtaining not quite accurate calculated values of conversion factors. This is due, first of all, to the fact that in European countries mixed combustible gases of various origins are very often used. Therefore, according to the EU standard [3], combustible gases are not standardized by the calorific value or constituent components, but by the Wobbe number [28]:

$$W_i = \frac{H_{i,n}}{\sqrt{d}}, \quad (4)$$

where $H_{i,n}$ – net calorific value, MJ/m³; $d = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{air}}$ – relative density of air;

ρ_{gas} , ρ_{air} – density of gas and of air under normal conditions, kg/m³.

The Wobbe number is an indicator of gas quality. Using this criterion, one can verify the interchangeability of fuel gases. So, the same Wobbe number means the constancy of the heat flux at the same pressure of the supplied gas, regardless of its composition. For example, for a practitioner it is absolutely necessary in case of a change in gas supply to establish with the of the Wobbe number whether the rated load is still guaranteed [6].

The LL group (previously called L – Low) includes combustible gases with the Wobbe number: $W_i = 10.5\text{--}13.0$ kW·h/m³. The Wobbe number equal to $W_i^0 = 12.4$ kW·h/m³ is taken as the nominal value for this group of combustible gases. The second group E (previously called H – High) includes combustible gases with $W_i = 12.8\text{--}15.7$ kW·h/m³. The nominal value for this group is $W_i^0 = 15.0$ kW·h/m³ [6]. Given that the manufacturers of burners, mainly used in the CIS, are from different European countries and, above all, from Germany, they apply all calculations, operating parameters, indicate the working zones of the burners, etc., based on the types of natural gas used in these countries. In this case, the net calorific value $H_{i,n}$ of gas E (H) is given in the range of 35.32–37.44 MJ/m³, and that of LL (L) gas – is 30.12–31.77 MJ/m³. Thus, natural gas that is used in the CIS countries both by Wobbe number and by calorific value can be identified by European standard as LL gas. According to [29], in the CIS countries, the net calorific value of natural gas is not less than 31.80 MJ/m³. As a result, being guided by the values of the calorific value, the designers and adjusters of the blast burners use the data for the LL (L) group for power characteristics, bearing in mind that the real natural gas entering our boiler houses is at least no less caloric. But how appropriate is it to apply these data when calculating emissions? After all, emissions depend not only on the calorific value of the gas, but also on its composition. The Tab. 1 shows the compositions of several real natural gases and the corresponding calculated coefficients f .

Table 1

**Compositions of typical natural gases and their characteristics
needed to convert the concentration of emissions from mg/(kW·h) to mg/m³**

Name	Chemical formula	Unit	Gas LL (L) acc. to [6]	Gas E (H) acc. to [6]	Russian natural gas acc. to [30]	Russian natural gas acc. to [31]
			1	2	3	4
Methane	CH ₄	volume %	81.8	92.3	97.04	98.0
Ethane	C ₂ H ₆	volume %	2.8	2.0	0.99	0.5
Propane	C ₃ H ₈	volume %	0.4	1.0	0.381	0.3
I-butane	CH(CH ₃) ₃	volume %	0.1	0.3	0.0516	0.05
H-butane	CH ₃ -CH ₂ - -CH ₂ -CH ₃	volume %	0.1	0.3	0.06	0.05
I-pentane	(CH ₃) ₂ -CH- -CH ₂ -CH ₃	volume %	—	—	0.0136	0.1
H-pentane	CH ₃ -(CH ₂) ₃ - -CH ₃	volume %	—	—	0.0106	0.1
Neo-pentane	(CH ₃) ₄ C	volume %	—	—	0.00065	—
Hexanes	C ₆ H ₁₄	volume %	—	—	0.0074	—
Nitrogen	N ₂	volume %	14.0	3.1	1.29	0.8
Carbon dioxide	CO ₂	volume %	0.8	1.0	0.127	0.1
Oxygen	O ₂	volume %	—	—	0.0148	—
Gas density	ρ_{gas}	kg/m ³	0.829	0.784	0.6891	0.674
Lower calorific value	$H_{i,n}$	MJ/m ³ (kW·h/m ³)	31.80 (8.83)	36.00 (10.00)	33.52 (9.31)	32.60 (9.06)
The value of the Wobbe number, cal- culated acc. to (4)	W_i	MJ/m ³ (kW·h/m ³)	39.75 (11.04)	46.24 (12.84)	40.38 (11.22)	40.07 (11.13)
Stoichiometric air volume calculated acc. to (5)	V_{air}^T	m ³	8.496	9.773	9.600	9.620
Air volume at O ₂ = 3 %, calcula- ted acc. to (6)	$V_{air_at_O_2=3\%}^R$	m ³	9.915	11.41	11.20	11.23
The moisture volu- me at O ₂ = 3 %, cal- culated acc. to (7)	$V_{H_2O}^{O_2=3\%}$	m ³	1.905	2.123	2.172	2.184
The moisture volume at O ₂ = 0, calculated acc. to (7)	$V_{H_2O}^{O_2=0\%}$	m ³	1.882	2.096	2.147	2.158
The volume of dry gases at O ₂ = 3 %, calculated acc. to (8)	$V_{dry_gas_at_O_2=3\%}^R$	m ³	9.01	10.29	10.03	10.05
The volume of dry gases at O ₂ = 0, calculated acc. to (8)	$V_{dry_gas_at_O_2=0\%}^R$	m ³	7.61	8.68	8.45	8.46
The conversion fac- tor mg/m ³ into mg/(kW·h) at O ₂ = 3 %, calculated acc. to (9)	$f_{O_2=3\%}$	—	1.074	1.029	1.077	1.110
The conversion fac- tor mg/m ³ into mg/(kW·h) at O ₂ = 0, calculated acc. to (9)	$f_{O_2=0\%}$	—	0,861	0.868	0.907	0.935

For natural gases, the theoretically necessary volume of combustion air can be calculated using the reduced formula

$$V_{air}^T = \frac{1}{V_{O_2}^0} \left[\sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \quad (5)$$

where $V_{O_2}^0 = 20.946$ – volume concentration of oxygen in atmospheric air [32]; $C_m H_n$ – hydrocarbons that are part of the gas; m, n – hydrocarbon indices for carbon and hydrogen, respectively; O_2 – volume concentration of oxygen in a combustible gas.

For technological and artificial combustible gases where CO, H₂ and H₂S are present:

$$V_{air}^T = \frac{1}{V_{O_2}^0} \left[0.5(CO + H_2) + 1.5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right]. \quad (5')$$

The manufacturers of blow burners, as was already mentioned, determine the concentration of pollutant emissions with residual oxygen $K_{V_{O_2}} = 3\%$, which corresponds to $\lambda = 1.167$. But the essence of the problem is not to determine the conversion factor for a given specific value of oxygen in the flue gas, but to determine the limiting emission indicators for a particular emission class of burners. Although the readings in mg/(kW·h) really practically do not depend on the amount of oxygen in the flue gases, yet, since with an increase in excess air, the volume of exhaust gases will increase, the conversion factor in mg/m³ will increase, too. If we need to determine the conversion factor for the residual oxygen content in flue gases $K_{V_{O_2}} = X\%$, then the calculation should be attributed to the volume of combustion air increased by the excess air coefficient

$$V_{air_at_O_2=X\%}^R = V_{air}^T \frac{V_{O_2}}{V_{O_2} - K_{V_{O_2}}} = \lambda V_{air}^T. \quad (6)$$

After finding this value, it would seem that it is possible to calculate the conversion factor of thermal units into volume units. However, if the standard gas analyzers used, so that the moisture of the flue gases (and NO₂ is dissolved in it, which gives it a certain degree of aggressiveness) from the sample taken does not fall on the sensitive element, but is condensed and drained. As a result, the readings of the gas analyzer relate to dry flue gases. Therefore, it is necessary to calculate the volume of dry combustion products. For this, it is more convenient to first find the amount of moisture in the flue gases:

$$V_{H_2O}^{O_2=X\%} = 0.01 \left(\sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0.1 \frac{\rho_{air}^0}{\rho_{H_2O}^0} RH V_{air_at_O_2=X\%}^R \right), \quad (7)$$

where $\rho_{air}^0 = 1.293$ kg/m³ – density of dry air under normal conditions;
 $\rho_{H_2O}^0 = 0.840$ kg/m³ – density of water vapor under normal conditions;

RH – relative humidity, g/kg; 0.01 – coefficient recalculation of the content of ingredients % $\rightarrow$ share; $0.01 \cdot 0.1 = 0.001$ – conversion factor kg $\rightarrow$ g.

Since we determined the specific theoretical volume of air for combustion, we will add 1 m³ (i. e. the volume of combustible gas) to find the specific volume of flue gases. Then the volume of dry combustion products

$$V_{dry_gas_at_O_2=X\%}^R = (V_{air_at_O_2=X\%}^R + 1) - V_{H_2O}^{O_2=X\%}. \quad (8)$$

For calculation, we accept the conditions of relative humidity in accordance with those adopted in [5]: $RH = 10$ g/kg. As a result, to convert mg/(kW·h) to mg/m³, we find the inverse coefficient

$$f = 3.6 / (H_{i,n} / V_{dry_gas_at_O_2=X\%}^R), \quad (9)$$

where 3.6 – conversion factor kW·h $\rightarrow$ MJ.

Using this method of conversion, it is possible to obtain the values of pollutant emissions in mg/m³, if the limiting values are indicated in mg/(kW·h), but it is specifically stipulated at what value of the residual oxygen or excess air coefficient. Indeed, when confirming the certificate of emission class for a particular type of burner, qualification tests are carried out with an excess of air for complete combustion of fuel. For a high-quality burner, this excess will amount to ~3 % oxygen in flue gases. And since mg/(kW·h) refers to the heat released, then the concentration values in these units will practically not depend on the oxygen content. Therefore, no conversion to stoichiometric parameters is required, and burner manufacturers justifiably approve those oxygen values that were measured during qualification tests.

As a result, it is possible to determine the limit values of harmful emissions in mg/m³ for a particular type of burner that have received the European classification in mg/(kW·h) for a specific composition of combustible gas, substituting $K_{V_{O_2}} = 3$ % in formulas (6)–(9). As an example, we cite Tab. 2 correspondence of emission classes of burners for natural gas compositions specified in Tab. 1.

Table 2

Limit values of pollutants for gas burners at $K_{V_{O_2}} = 3$ %

Emission class of burners acc. to [3]	CO limit value					NO _x limit value				
	mg/(kW·h)	mg/m ³				mg/(kW·h)	mg/m ³			
		1	2	3	4		1	2	3	4
1 st	120	112	117	111	108	170	158	165	158	153
2 nd	80	74	78	74	72	120	112	117	111	108
3 rd (Low-NO _x)	60	56	58	56	54	80	74	78	74	72

It should be noted once again that according to [3] the indicated limit values relate to dry exhaust gases reduced to normal physical conditions, with a relative humidity of 1 % (10 g/kg) and an oxygen content of 3 % (excess coefficient

of air 1.167). In current standards [1] relative air humidity is not mentioned at all, and the coefficient of excess air when calculating emission standards for boiler plants with a capacity of more than 0.1 MW is indicated as 1.4 (oxygen content in flue gases 6 %) – p. 10.1.3 [1]. Thus, the conversion factor from 3 % oxygen to 6 %, calculated by the formula (6), will be

$$K_{3\% \rightarrow 6\%}^{O_2} = (V_{O_2}^0 - 6) / (V_{O_2}^0 - 3) = 0.833. \quad (10)$$

Then, taking into account, as already mentioned, the relevance of standardization for CO, gas burners of the corresponding emission class will have NO_x limit values for the composition of natural gases indicated in Tab. 1 recalculated taking into account the coefficient $K_{3\% \rightarrow 6\%}^{O_2}$.

Table 3

Compliance of the NO_x limit values for gas burners with a capacity of more than 0.1 MW with current standards according to [1] for boiler plants of the corresponding capacity

Emission class of burners acc. to [3]	NO _x ^{O₂=6%} , mg/m ³									
	Calculation				The rate of heat output, MW					
	1	2	3	4	0.1–0.3	0.3–2.0	2.0–25	25–50	50–100	100<
1 st	132	137	132	127	80	100	120	140	100	100
2 nd	93	97	92	90						
3 rd (Low-NO _x)	72	68	72	74						

The 1st emission class of burners is not suitable for the limiting emission indicators according to environmental standards of almost all countries, including Belarus. As can be seen from the Tab. 3, burners of the 2nd emission class (they are often called: class “standard”) are not suitable for use in boilers with a capacity of 0.1–0.3 MW.

It should be noted that in some cases environmental standards are referred to as stoichiometric parameters, i. e. to theoretically necessary air volume. For example, in p. 10.1.2 [1] – these are the regulation rules for boiler plants with a capacity of up to 0.1 MW. In world practice, for example, in the description of the Building Research Establishment Environmental Assessment Method (BREEAM) developed by the British organization BRE Global [27]; for the conversion of thermal emission units into volumetric units, it is indicated that to determine the emission class devices for the combustion of fossil fuels, the values of NO_x concentration are determined for dry flue gas in the absence of oxygen in the exhaust flue gas. For these cases, the calculation is carried out according to the same above method, but with an excess of oxygen $K_{V_{O_2}} = 0$ %.

Table 1 shows the corresponding calculated values for the selected examples of the composition of natural gases. The corresponding emission limit values for gas burners by emission classes for this case are shown in Tab. 4.

Table 4

Compliance of the NO_x limit values for gas burners with forced combustion air supply with a power of less than 0.1 MW to the current standards according to [1] for boiler plants of the corresponding rated power

Emission class of burners acc. to [3]	NO _x ^{O₂ = 0 %} , mg/m ³				
	Calculation				Norm acc. to [1]
	1	2	3	4	150
1 st	197	196	187	182	
2 nd	139	138	132	128	
3 rd (Low-NO _x)	93	92	88	86	

As it can be seen from Tab. 4 and for boiler plants with a capacity of less than 0.1 MW, the first emission class of burners is not suitable for limiting emission indicators according to environmental standards [1].

Now, having clarified the correspondence of the emission classes of the burners, it is necessary to determine what, in fact, is measured by standard gas analyzers, which are mainly used by specialists when setting up and determining the concentration of components in the combustion products. As a rule, the instruments are used for these purposes, the operating principle of which is based on physical analysis methods, including auxiliary physicochemical processes (thermochemical, electrochemical, photoionization, photocolometric, chromatographic, etc.). To determine the concentration of NO_x in combustion products, the most common electrochemical gas analyzers with the determination of mass concentrations of components in a mixture of gases, which are flue gases. An electrochemical sensor is used as a sensitive element. The analyzed gas medium is passed through a selective filter and a hydrophobic membrane and diffuses onto the measuring electrode. In this case, the released electrons passing through the electrolyte and the reference electrode form a direct current signal in the external circuit, the value of which is proportional to the concentration of the analyzed gas. Selective filters have a limited life. As a result, with each measurement, its time increases and the sensitivity of the sensor decreases. In addition, heating the sensor leads to an increase in the readings of the measured concentration, because temperature, according to Boltzmann's law, is only a statistical expression of the kinetic energy, and, consequently, the mean square velocity of the molecules. As a result, additional electrons can be released – the current in the circuit will increase and, as a result, the instrumental readings of the gas concentration will increase at its really constant value. Thus, to obtain instrumental readings corresponding to the actual concentration of the analyzed gas, a number of conditions must be observed: one is to use selective filters and sensors for a limited number of measurements, to prevent the sensor from heating, carry out measurements only when the combustion mode is steady, to take samples only at a specific point at the outlet from the combustion chamber in the absence of excess pressure. Not exact observance of each of these rules will lead to overestimated readings of the device, but, given the rigidity of modern limit concentration standards, to instrumental (but not always real) excess

of these standards as well. The concentration of the analyzed gas, gas analyzers measure directly in quantitative units [ppm] (parts per million), i. e. in parts of the analyzed gas per one million parts of the test gas mixture. For these units, recalculation into volume units adopted in [1] is carried out directly in the analytical program embedded in the device and is practically unambiguous. Calculations are made for normal physical conditions at 0 °C and 101325 Pa [33]. Thus, the recount is carried out according to the well-known formula [34]

$$X [\text{mg/m}^3] = (Y [\text{ppm}]) \cdot (\text{molar mass}) / (22.4 [\text{liter}]), \quad (11)$$

where 22.4 – volume value in liters of 1 mole of ideal gas accepted in the calculations (more accurate value: 22.413996 [34]); Y – measured value of the concentration of the analyzed gas, ppm; X – calculated value of the concentration of the analyzed gas, mg/m^3 .

The result is the following conversion factors for normalized pollutants accurate to the fourth digit (0.01 %):

– the molar mass of CO = 28.01 g/mol, then for CO

$$\text{CO} [\text{mg/m}^3] = (\text{CO} [\text{ppm}]) \cdot (28.01/22.414) = \text{CO} [\text{ppm}] \cdot 1.2497; \quad (12)$$

– the molar mass of NO₂ = 46.0055 g/mol, then for NO₂

$$\text{NO}_2 [\text{mg/m}^3] = (\text{NO}_2 [\text{ppm}]) \cdot (46.0055/22.414) = \text{NO}_2 [\text{ppm}] \cdot 2.0525; \quad (13)$$

– the molar mass NO = 30.0061 g/mol, then for NO

$$\text{NO} [\text{mg/m}^3] = (\text{NO} [\text{ppm}]) \cdot (30.0061/22.414) = \text{NO} [\text{ppm}] \cdot 1.3387. \quad (14)$$

However, according to the Gay – Lussac law [35], at constant pressure, the volume of the constant mass of gas is proportional to the absolute temperature: $V_1/T_1 = V_2/T_2$. Those conversion factors will change at the operating temperature for determining the concentration of the analyzed gas. Thus, it is necessary to compensate for the temperature factor during measurements. In gas analyzers used in practice, an integral resistance with a negative temperature coefficient serves to compensate for the effect of temperature, which ensures the stability of the sensor regardless of temperature [26]. But how much does the law of change in the integrated integral resistance of the gas analyzer coincide with the real law of the dependence of the density of the analyzed gas on temperature? The question remains open, because with increasing temperature and concentration of the analyzed gas, the deviation from the calculation law for an ideal gas will increase (and not linearly). This is especially significant at temperatures close to the dew point temperature with a high concentration of the analyzed gas. For example, the use of the Van der Waals equation [36] as an estimated equation allows an error of up to ~10 %, the Diterichi equation [37] up to ~7 %, the Berthelot equation [38] up to ~5 %, the Redlich – Kwong equation (modifications of Soave) [39] – up to ~(3–4) %. As a result, the value indicated by the device in $[\text{mg/m}^3]$ will be a little overestimated.

It should also be taken into account that the so-called “field” gas analyzers, as a rule, do not have an installed NO₂ sensor, and the measured amount of NO is determining the total amount of NO_x in flue gases. Moreover, the amount of NO₂, as a rule, is not calculated at all [40]. Recalculation, as a rule, is carried

out only on the total amount of all nitrogen oxides, i. e. on NO_x , according to the following programmed formulas:

$\text{NO}_x [\text{ppm}] = \text{NO} [\text{ppm}] \cdot 1.05$ (without installed NO_2 sensor) [40]

or $\text{NO}_x [\text{ppm}] = \text{NO} [\text{ppm}] \cdot (100/97)$ (without an installed NO_2 sensor) [26];

$\text{NO}_x [\text{ppm}] = \text{NO} [\text{ppm}] + \text{NO}_2 [\text{ppm}]$ (with pre-installed NO_2 sensor).

According to the conditions adopted in [1], NO_x emissions are normalized in terms of NO_2 . As a result, to determine the amount of emissions [in mg/m^3], the obtained value for NO_x [in ppm] is programmatically multiplied by the conversion factor for NO_2 , despite the fact that the main amount of NO_x emissions is NO. It was determined that the entire volume of NO in the exhaust gases is oxidized to NO_2 . And although this reaction is generally reversible, for the reverse action (NO decomposition), sufficiently high temperatures are needed – more than 700 °C [41]. The probability of a reverse process at operating temperatures of flue gases ((120–150) °C) is extremely small and can be reasonably neglected if the process is not carried out in high-temperature thermal furnaces. As it was shown above, under normal physical conditions, this coefficient is 2.0525 accurate to the fourth digit. In gas analyzers with integrated resistance, to compensate for the influence of temperature, this coefficient is programmed with different, but rather high, accuracy from 2.05 [26] to 2.053 [40]. To recalculate the measured values by gas analyzers of “direct” action, i. e. with an indication of emissions in [ppm], with an excess of oxygen $K_{V_{\text{O}_2}} = 3 \%$ and for normal physical conditions, a coefficient of 2.056 is proposed [5]. Moreover, for normal technical conditions (20 °C and 101325 Pa), the volume in liters of 1 mole of the analyzed gas is more than 7 % different from the value for normal physical conditions, i. e. with an increase in temperature from 0 to 20 °C, the volume of 1 mole will increase from 22.4140 to 24.0551 liters. Then, according to (13), the conversion factor for NO_2 will decrease from 2.0525 to 1.9125.

The above mechanisms of the formation of pollutant emissions and methodological aspects of determining their magnitude relate exclusively to burner devices. However, important factors affecting the concentration of pollutants in flue gases, primarily nitrogen oxides, are the gas-dynamic and geometric characteristics of the combustion chamber, as well as the conditions for the exit of gases into the chimneys. To determine these dependencies it is necessary to consider several external aspects: the influence of the types of the combustion chamber and their geometry; thermal volumetric load; aerodynamic resistance. Thus, the calculated values of pollutant emissions in flue gases cannot be uniquely determined by the emission class of burner devices. For this, it is necessary to consider the combined system “fuel + burner + combustion chamber + chimney”.

CONCLUSIONS

1. The mechanisms of formation of pollutants during the combustion of natural gas are considered. It was shown that the formation of NO in boiler furnaces is most significantly affected by the Zeldovich thermal mechanism. The most effective methods and engineering solutions for the design of low emission class burners have been determined.

2. A methodology has been developed for calculating nitrogen oxide emissions depending on the measurement conditions, the emission class of the burners, and the composition of the gas burned. Coefficients are obtained for converting the values of pollutant emissions from specific energy units (generated thermal energy) into specific volume units (flue gas volume).

3. The emission classes of burner devices are determined that correspond to current environmental standards, depending on the capacity of boiler plants.

4. The necessity of taking into account the design of the combustion chamber when calculating the emission of pollutants is shown.

REFERENCES

1. Environmental Norms and Rules of EcoNiP 17.01.06-001–2017. *Environmental Protection and Nature Management. Environmental Safety Requirements*. Minsk, Ministry of Natural Resources, 2017. 139 (in Russian).
2. Glamazdin P. M., Glamazdin D. P., Yarmolchik Yu. P. (2016) Environmental Aspects of the Modernization of Large Capacity Boilers. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 59 (3), 249–259 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2016-59-3-249-259>.
3. E DIN EN 676:2017–02 (D/E) *Gebläsebrenner Für Gasförmige Brennstoffe*; Deutsche und Englische Fassung FprEN 676: 2016. <https://doi.org/10.31030/2569183>.
4. Zubarev D. N. (1990) Efficiency. *Physical Encyclopedia. Vol. 2*. Moscow, Sovetskaya Entsiklopediya Publ., 484–485 (in Russian).
5. *Formulas Guide. To Calculate Data in Heat Engineering*. Available at: https://www.weisshaupt.ru/service/complex/pdf/1841_RU_Januar_2015.pdf. (Accessed 30 September 2019).
6. *Pocket Formula Guide*. SAACKE. Available at: https://www2.saacke.com/fileadmin/Media/Documents/pdfs/EN/Addresses_and_useful_things/Faustformeln_Pocket-Formula-Guide_english.pdf. (Accessed 30 September 2019).
7. Nekrasov B. V. (1973) *Fundamentals of General Chemistry*. Vol. I. Moscow, Khimiya Publ., 495–597, 511–513 (in Russian).
8. Korolchenko A. Ya. (2007) *Combustion Processes*. Moscow, Pozhnauka Publ. 266 (in Russian).
9. Esman R. I., Yarmolchik Yu. P. (2009) Analysis of Burning Processes in Turbulent Mixing Axial and Tangential Flows. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Energeticheskikh Obedinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (2), 47–52 (in Russian).
10. Zeldovich Ya. B., Sadovnikov P. Ya., Frank-Kamenetskiy D. A. (1947) *Oxidation of Nitrogen During Combustion*. Moscow, Publishing House of the Academy of Sciences of the USSR. 148 (in Russian).
11. Fenimore C. P., Jones G. W. (1957) Nitric Oxide Decomposition at 2200–2400 K. *The Journal of Physical Chemistry*, 61 (5), 654–657. <https://doi.org/10.1021/j150551a034>.
12. Fenimore C. P. (1971) Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames. *Symposium (International) on Combustion*, 13 (1), 373–380. [https://doi.org/10.1016/s0082-0784\(71\)80040-1](https://doi.org/10.1016/s0082-0784(71)80040-1).
13. Lamoureux N., Desgroux P., El Bakali A., Pauwels J. F. (2010) Experimental and Numerical Study of the Role of NCN in Prompt-NO Formation in Low-Pressure CH₄–O₂–N₂ and C₂H₂–O₂–N₂ Flames. *Combustion and Flame*, 157 (10), 1929–1941. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.03.013>.
14. Lehto Steve (2010) *Chrysler's Turbine Car: the Rise and Fall of Detroit's Coolest Creation*. Chicago, IL: Chicago Review Press, 2010. 228.
15. Glarborg E. A. (2003) Fuel Nitrogen Conversion in Solid Fuel Fired Systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 29 (2), 89–113. [https://doi.org/10.1016/s0360-1285\(02\)00031-x](https://doi.org/10.1016/s0360-1285(02)00031-x).
16. Kotler V. R. *Selective Catalytic Reduction*. Available at: <http://osi.ecopower.ru/ru/Documents/attachments/1131rus.pdf>. (Accessed 30 September 2019) (in Russian).
17. Kotler V. R. *Selective Non-Catalytic Recovery*. Available at: <http://osi.ecopower.ru/ru/Documents/attachments/1132rus.pdf>. (Accessed 30 September 2019) (in Russian).

18. *Regulation (EU) 2016/426 of the European Parliament and of the Council of 9 March 2016 on Appliances Burning Gaseous Fuels and Repealing Directive 2009/142/EC*. Available at: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2016/426/oj>.
19. Gurevich M. I. (1979) *The Theory of Jets of Ideal Fluid*. Moscow, Nauka Publ. 536 (in Russian).
20. Yarmolchick Yu. P. (2017) Technological Modes of the Processes of Burning Multidisperse Solid Fuel in Energy-Generating Devices. *Nauka – Obrazovaniyu, Proizvodstvu, Ekonomike: Materialy 15-i Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii. T. 1* [Science – Education, Production, Economics: Materials of the 15th International Scientific and Technical Conference. Vol. 1]. Minsk, BNTU, 121 (in Russian).
21. Yarmolchick Yu. P. (2016) Scientific Basis for Organizing a Stable Air Flow with Optimally Distributed Particles of Dispersed Solid Fuel for Flaring. *Nauka – Obrazovaniyu, Proizvodstvu, Ekonomike: Materialy 14-i Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii. T. 1* [Science – Education, Production, Economics: Materials of the 14th International Scientific and Technical Conference. Vol. 1]. Minsk, BNTU, 118 (in Russian).
22. Yarmolchick Yu. P. (2016) Thermo- and Gas-Dynamic Fundamentals of the Processes of Burning Multidisperse Solid Fuel. *Nauka – Obrazovaniyu, Proizvodstvu, Ekonomike: Materialy 14-i Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii. T. 1* [Science – Education, Production, Economics: Materials of the 14th International Scientific and Technical Conference. Vol. 1]. Minsk, BNTU, 116 (in Russian).
23. Der Arbeitsausschuss NA 041-01-63 AA “Gasbrenner mit Gebläse (SpA CEN/TC 131)” (in German).
24. Vukalovich M. P., Altunin V. V. (1965) *Thermophysical Properties of Carbon Dioxide*. Moscow, Atomizdat Publ. 456 (in Russian).
25. Alexandrov A. A., Orlov K. A., Points V. F. (2009) *Thermophysical Properties of Working Substances of a Power System*. Moscow, Publishing House MPEI. 224 (in Russian).
26. <https://static-int.testo.com/media/47/7a/aa9e1a678d4a/prakticheskoe-rukovodstvo-izmeritelny-tehnologii-dlya-sistem-otopleniya.pdf>. (Accessed 30 September 2019) (in Russian).
27. *Pol 02 NO_x Emissions (All Buildings) T*. Available at: http://www.breeam.com/BREEAMInt2013SchemeDocument/content/12_pollution/pol_02.htm. (Accessed 30 September 2019).
28. State Standard R 51383–99. *Automatic Gas Burners with Forced Air Supply. Technical Requirements, Safety Requirements and Test Methods*. Moscow, IPK Standards Publishing House, 2004 (in Russian).
29. State Standard 5542–2014. *Combustible Natural Gases for Industrial and Domestic Purposes. Technical Conditions*. Moscow, Standartinform, 2015 (in Russian).
30. *Quality of Supply Gas*. Available at: <http://kkconstanta.com/publikacii/kachestvo-postavljaemo-go-gaza/>. (Accessed 30 September 2019) (in Russian).
31. *Thermal Balance of the Combustion Process*. Available at: <http://helpiks.org/5-91746.html>. (Accessed 30 September 2019) (in Russian).
32. Air Composition. *The Engineering ToolBox*. Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/air-composition-d_212.html. (Accessed 30 September 2019).
33. Glinka N. L., Ermakova A. I. (ed.) (2005) *General Chemistry*. Moscow, INTEGRAL-PRESS Publ. 728 (in Russian).
34. Molar Volume of Ideal Gas. *Fundamental Physical Constants*. Available at: <https://physics.nist.gov/cgi-bin/cuu/Value?mvolstd>. (Accessed 30 September 2019).
35. Gay-Lussac J. L. (1802) Recherches Sur la Dilatation des Gaz et des Vapeurs. *Annales de Chimie*, XLIII, 137.
36. Matveev A. N. (1981) *Molecular Physics*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 400 (in Russian).
37. Sivukhin D. V. (1990) *General Course of Physics. Vol. II. Thermodynamics and Molecular Physics*. Moscow, Nauka Publ. 592 (in Russian).
38. Berthelot D. J. (1899) Sur Une Méthode Purement Physique Pour La Détermination des Poids Moléculaires des Gaz et des Poids Atomiques de Leurs Éléments. *Journal de Physique Théorique et Appliquée*, 8 (1), 263–274. <https://doi.org/10.1051/jphystap:018990080026300>.
39. Soave G. (1972) Equilibrium Constants from a Modified Redlich – Kwong Equation of State. *Chemical Engineering Science*, 27 (6), 1197–1203. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(72\)80096-4](https://doi.org/10.1016/0009-2509(72)80096-4).
40. *Combustion Calculations, Formulas Optima 7*. Neckarsulm-Obereisesheim: MRU GmbH, R&D, TW, 06.07.2011. 6.
41. Wünnig J. A., Wünnig J. G. (1997) Flameless Oxidation to Reduce Thermal NO-Formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 23 (1), 83–94. [https://doi.org/10.1016/s0360-1285\(97\)00006-3](https://doi.org/10.1016/s0360-1285(97)00006-3).

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-583-594>

UDC 621.316

Thermal Measurement and its Application for Diagnostics of Distribution Oil Transformers

D. Korenciak¹⁾, M. Sebok¹⁾, M. Guttен¹⁾

¹⁾University of Zilina (Zilina, Slovak Republic)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Abstract. In the first part of the paper the theory of infrared radiation and the use of non-destructive measurement of electrical devices by means of thermovision are under analysis. In the second part of paper basic principles and application of non-contact temperature measurement are examined. In the third part of paper thermal processes in distribution oil transformer – temperature in dependence on height of oil transformer and temperature distribution in sectional plan of oil transformer – are considered. In the fourth part of paper, by means of the experimental measurements and subsequent analysis, practical thermal imaging and contact thermal measurements by optical detectors for the diagnosis of distribution oil transformers in the field of mechanical strength of windings are shown. In this paper, we wanted to show out the possibility of using thermal measurements in this field of analysis and detection of quality of winding for distribution oil transformer. It is possible to use these methods to localize places of faults, and they are also applicable for the diagnosis and detection of disorders of the quality of materials and other anomalies during operation of the equipment. By means of the experimental measurements followed by diagnostic analysis the practical use of thermovision and optical sensors for diagnostics of power oil transformers in field mechanical strength and quality of winding is demonstrated.

Keywords: thermovision, emissivity, radiation, temperature, diagnostics, transformer

For citation: Korenciak D., Sebok M., Guttен M. (2019) Thermal Measurement and its Application for Diagnostics of Distribution Oil Transformers. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (6), 583–594. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-583-594>

Тепловое измерение и его применение для диагностики масляных трансформаторов распределительных сетей

Д. Коренчиак¹⁾, М. Себок¹⁾, М. Гуттен¹⁾

¹⁾Жилинский университет (Жилина, Словацкая Республика)

Реферат. Статья посвящена анализу теории инфракрасного излучения и применения неразрушающего контроля с помощью электрических приборов и тепловизионного оборудования. Изложены основные принципы использования бесконтактного измерения температуры. Проанализированы тепловые процессы в силовом масляном трансформаторе: температура

Адрес для переписки

Коренчиак Даниель
Жилинский университет
ул. Универзитна, 8215/1,
01026, г. Жилина, Словацкая Республика
Тел.: +421 41 513-2135
daniel.korenciak@uniza.sk

Address for correspondence

Korenciak Daniel
University of Zilina
8215/1 Univerzitna str.,
01026, Zilina, Slovak Republic
Tel.: +421 41 513-2135
daniel.korenciak@uniza.sk

в зависимости от его высоты и распределение температуры в секционном плане масляного трансформатора. Рассмотрены экспериментальные тепловизионное и контактные тепловые измерения оптическими детекторами для диагностики механической прочности обмоток силовых масляных трансформаторов. Также показана возможность использования тепловых измерений для анализа и определения качества обмотки масляного трансформатора. Эти методы позволяют локализовать места неисправностей и могут использоваться для диагностики и выявления нарушений качества материалов и других аномалий в ходе эксплуатации оборудования. Путем экспериментальных измерений с последующим анализом определено практическое применение тепловизионных и оптических датчиков для диагностики силовых масляных трансформаторов в части механической прочности и качества обмоток.

Ключевые слова: термовидение, излучательная способность, излучение, температура, диагностика, трансформатор

Для цитирования: Коренчиак, Д. Тепловое измерение и его применение для диагностики распределительных масляных трансформаторов / Д. Коренчиак, М. Себок, М. Гуттен // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 6. С. 583–594. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-583-594>

Introduction

Basic diagnostics for a non-destructive measurement of electrical devices using thermovision is the opportunity to record infrared radiation in the form of real thermal pictures of measured objects, and, on the basis of overheating of certain surround, for a detection of a fault (defect).

With non-contact measurement it is possible to verify the temperature distribution on the surface of measured objects using sensitivity measuring of a few Kelvin (or °C) decimal [1].

Infrared radiation is generated as a result of various physical processes that take place in the object of radiation; vibration in crystal lattice, moving atoms, molecules and transition of electrons from one energy level to another. The basic source of infrared radiation is elevated temperature of the radiation source.

Radiation of thermal sources acts like (in respect of ambient conditions) visual light. For thermovision, it is important to identify materials used for elements of visualization systems, the size of values that are derived from the wavelength of material radiation, and, also, sensitivity of sensors for recording the signal.

Precision of thermal measurement for thermovision diagnostics is impacted by following factors:

- incorrect determination of emissivity – a radiation coefficient of measured object $\varepsilon(\lambda, T)$;
- low current load of measured electric equipment because current load plays a relevant role for assessment of warming being measured; influence of other hot objects close to objects being measured and inaccurate determination of surrounding temperature can cause changes of an emission coefficient;
- incorrectly interpretation of values of warming being measured;
- various surfaces (the surface may be chromatic ones, oxidized surfaces and peeled paint on materials) may cause wrong evaluation of results.

For diagnostics of infrared radiation by thermovision of internal transmission and distribution of electric power, it is necessary to take into account many relevant factors affecting the measurement accuracy [2].

Fundamental for a non-destructive diagnostics of electrical devices using thermovision systems is the ability to record and to work infrared radiation (thermal radiation) to the form of real thermal images (Fig. 1), of measured objects, and on the basis of overheating of certain parts diagnosed objects, to detect a fault (defect).

The analysis demonstrates that the method based on recognition of thermal images may be profitable for technical engineers [3].

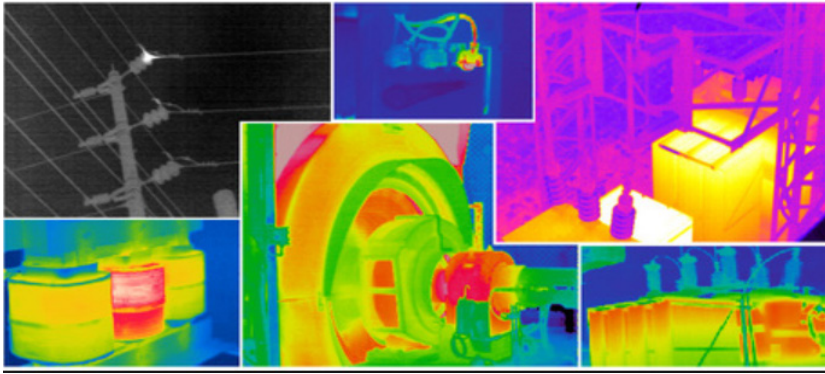


Fig. 1. Thermograms of electrical equipments

The theory of infrared radiation

The surface of the object being measured in a state of thermodynamic equilibrium emits electromagnetic radiation, and the radiated power depends on the thermodynamic temperature and properties of the object surface. Radiation power (intensity) $H(\lambda, T)$ is the only parameter that is measured by infrared receiver and is a function for an emission coefficient $\varepsilon(\lambda, T)$ and temperature T of radiation source [4]

$$H(\lambda, T) = \varepsilon \sigma T^4. \quad (1)$$

This uncertainty (the value of one parameter is the subject of another parameter) is one of the problems of measuring the infrared radiation. An emission coefficient are too much dependent on the direction from which the radiation is recorded, on the temperature and, also, on the surface of material.

Heating is defined by the relationship α/ε , where α is an absorption coefficient of energy and ε is an emission coefficient (emissivity) of the body being measured [5].

Fig. 2 presents the dependence of spectral density – intensity of radiation to wavelength.

Ratio of intensity radiation of the actual body and the ideal black body at the same temperature is defined by a spectral emissivity coefficient [6].

$$\varepsilon_\lambda(\lambda, T) = \frac{H_\lambda(\lambda, T)}{H_{0\lambda}(\lambda, T)}. \quad (2)$$

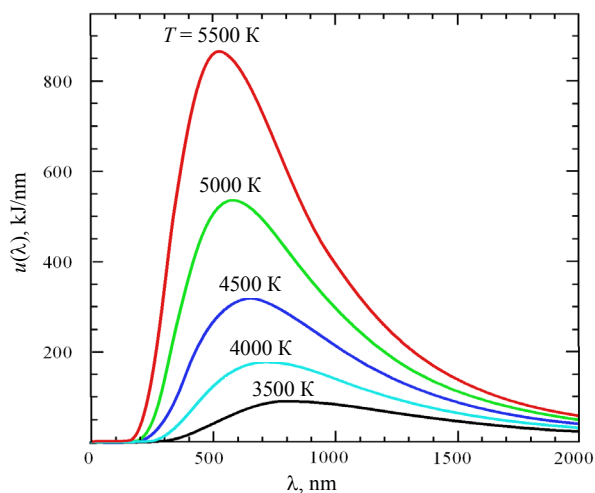


Fig. 2. Dependence of spectral density – intensity of radiation to wavelength

A coefficient of spectral emissivity is equal to a spectral absorption coefficient. The research on issues of radiation of solid bodies is based on the knowledge of absolute black body; an object which is able to fully absorb the full spectrum of radiated energy. According to Kirchhoff's law the black body is an ideal emitter. Planck defines the spectrum of black body radiation

$$\frac{dH(\lambda, T)}{d\lambda} = \frac{2\pi hc^2 \lambda^{-5}}{e^{\frac{hc}{\lambda kT}} - 1}, \quad (3)$$

where $dH(\lambda, T)$ is spectral radiant flux density surface, i. e. radiated power, which is emitted by a unit surface of the black body in an interval of wavelength; $h = 6.625 \cdot 10^{-34}$ J·s is the Planck constant; $k = 1.38054 \cdot 10^{-23}$ J·K⁻¹ – Boltzmann constant; c – speed of light; T is absolute temperature of black body, K [7].

Planck's law is a function of spectral distribution of values

$$\frac{dH(\lambda, T)}{d\lambda} = f_T(\lambda). \quad (4)$$

Real objects generally do not behave as black bodies. No-black bodies absorb only a part of $\alpha(\lambda)\Phi$ (incident radiation), a part of the reflected radiation $\varepsilon(\lambda)\Phi$ and a part $\tau(\lambda)\Phi$ (transient radiation). Coefficients $\alpha(\lambda)$, $\varepsilon(\lambda)$, $\tau(\lambda)$ are selective and depend on the wavelength.

If the system is in thermodynamic equilibrium (Fig. 3), according to the law of conservation of energy, the reflected and transient energy is equal to the absorbed energy.

Emissivity $\varepsilon(\lambda)$ (coefficient of radiation) compensates absorption coefficient $\alpha(\lambda)$ when $\varepsilon(\lambda) = \alpha(\lambda)$.

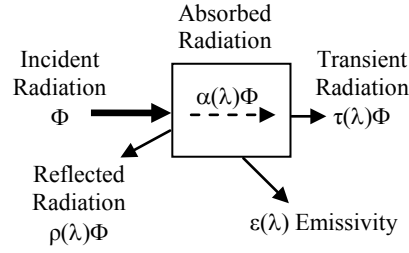


Fig. 3. Distribution of the incident radiation

It follows that

$$\varepsilon(\lambda) + \rho(\lambda) + \tau(\lambda) = 1, \quad (5)$$

where $\tau(\lambda) = 0$, $\varepsilon(\lambda) + \rho(\lambda) = 1$ – non-transparent materials; $\rho(\lambda) \rightarrow \text{high}$ and $\varepsilon(\lambda) \rightarrow 0$ – reflective materials; $\varepsilon(\lambda) = 1$, $\tau(\lambda) = 0$, $\rho(\lambda) = 0$ – black body; $\varepsilon(\lambda) = \text{const}$, $\rho(\lambda) = \text{const}$ – black body.

Spectral radiant flux density of any object is bound to spectral radiant flux density of black body; therefore [7]

$$\frac{dH(\lambda, T)}{d\lambda} = \int_{\Delta\lambda} \varepsilon(\lambda) \frac{dH_{b.b.}(\lambda, T)}{d\lambda}. \quad (6)$$

Radiated power in the range $\Delta\lambda$ of the body surface with area S at a temperature T is defined as

$$H = \int_{\Delta\lambda} \varepsilon(\lambda) \frac{dH_{b.b.}(\lambda, T)}{d\lambda} S d\lambda. \quad (7)$$

An object's own radiation is defined by its temperature. Deriving the Planck equation

$$\frac{\partial(dH(\lambda, T)/d\lambda)}{\partial T} = \frac{hce^{(hc/\lambda kT)}}{\lambda kT^2 \left(e^{\frac{hc}{\lambda kT}} - 1 \right)} \frac{\partial H(\lambda, T)}{d\lambda}. \quad (8)$$

The result of an object's temperature measurement T_0 , which is registered in the spectral range of wavelengths $\Delta\lambda$ (surface density of radiant flux), is the registered radiant flux density H_{reg} [8]

$$H_{reg} = \int_{\Delta\lambda} \rho_a(\lambda) [dH(\lambda, T_a)/d\lambda] d\lambda + \int_{\Delta\lambda} \tau_f(\lambda) [dH(\lambda, T_f)/d\lambda] d\lambda + \int_{\Delta\lambda} \varepsilon_0(\lambda) [dH(\lambda, T_0)/d\lambda] d\lambda. \quad (9)$$

We need to gather the values of the first two parts of the equation and emissivity $\varepsilon_0(\lambda)$. When an object is transparent, $\tau(\lambda) = 0$ and if T_0 is much larger than T_a , the first part of the equation is very small. In this case the task is easier, and it is essential to know the value of $\varepsilon_0(\lambda)$.

Difficulties arise when the body is surrounded by other objects, which have high temperature, and these temperatures are higher than that of the examined object [9].

In this case, its own radiation depends on the T_0 and ε_0 is affected by reflected radiation error caused by parasitic (surrounding) objects with a temperature T_e and emissivity ε_e (Fig. 4). If the reflection coefficient is measured as ρ_e – radiation error, then the part characterizing the error is proportional to T_e , ε_e and ρ_e , T_e .

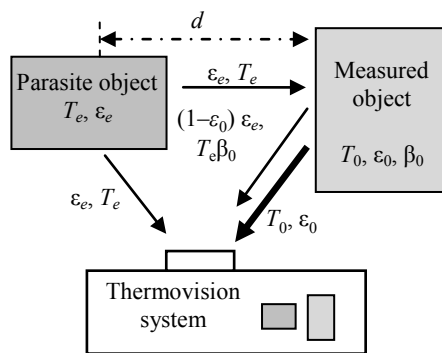


Fig. 4. Influence of other radiating objects

Thermovision addition in diagnostics of power transformers

The temperature measurement by means of a contact (invasive) method is in many cases very difficult to fulfill, and – because of working and safety reasons – is nearly impossible. For this reason, it is necessary to aim at such measuring equipment and methods of temperature measurements which do not require the direct contact with the equipment to be measured. Diagnostics of the equipments satisfying these conditions are based on the radiated infrared energy scanning. Thus, infrared techniques find their application wherever a physical quantity such as temperature gives us information about the technical condition of the equipment in question or about some part of it. An infrared thermograph is a contactless (non-invasive) tool of temperature distribution measurement on the surface of the object being scanned in the infrared area (1–13 μm) of the electromagnetic spectrum.

Infrared measurements can be realized quickly and economically, sparing the minimum time and work as they do not require any adaptations or turning-out of measured equipment. Thermovision techniques are used at the transformers control in order to find out whether the temperature of its some parts does not raise (Fig. 5). Also, the transformer's bushings, thermal field distribution on oil transformer tanks are tested, etc.

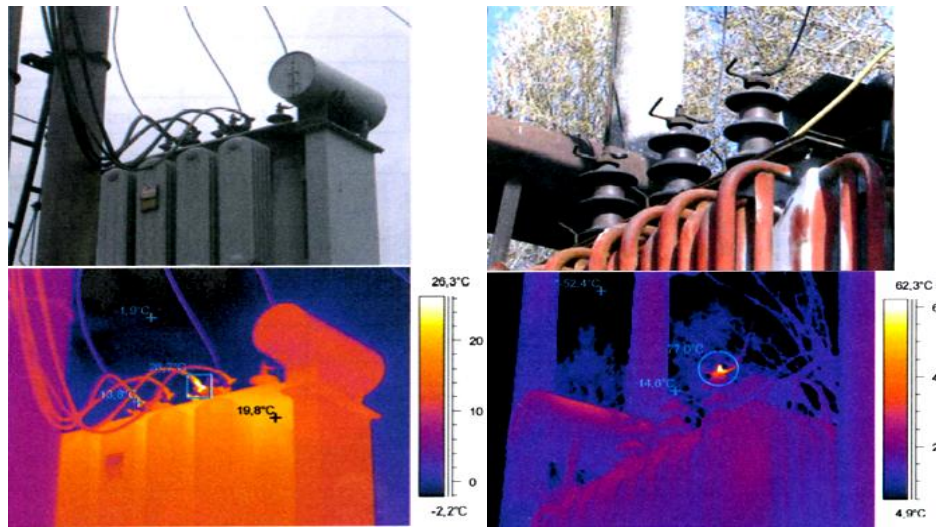


Fig. 5. Real transformer temperature pictures

Thermal processes in distribution oil transformer

Electric energy lost in transformer in conversion of alternating current is converted into heat in winding, magnetic circuit and in other parts of the transformer. At the same time transformer heats up and the temperature of its individual parts can greatly exceed the ambient temperature. With increasing load and with emerging losses, the temperature of the transformer rises, and all these processes depends on cooling winding, magnetic circuit and other heated parts.

As for the temperature, transformer is inhomogeneous element. Sheets of magnetic circuit are characterized by high thermal conductivity and relatively low thermal capacity. They are taking turns with layers of insulation (lacquer etc.), whose thermal conductivity is not large. Similarly, the winding of the transformer is a complex configuration of copper or aluminum, which has high thermal conductivity with insulating material. It consists of electrical insulation as well as thermal insulation.

In oil transformers, magnetic circuit and windings are sprayed by transformer oil, where the level is considerably higher than in the highest part of the magnetic circuit. Oil particles (Fig. 6) tangential to the warm surface of the winding and the magnetic circuit are heated, soar up and transfer their heat through the walls and the lid of the container into the surrounding area. Cooled oil particles fall down and leave the space clear for other warmer particles. In this case the share of heat is due to convection. Between winding and magnetic circuit on one side and oil on the other side, a temperature difference is stabilized. However, the oil temperature and the temperature of the other parts of the transformer tank at different heights are different. Fig. 6 shows a typical waveform of temperature changes due to height of the transformer.

Heat passes through the transformer tank wall. Transfer of heat from the surface of the tank is caused by convection, i. e. by the movement of the hot mo-

ving particles as well as by radiation of heat. The temperature difference between the tank and the ambient air can reach several dozen of degrees. Typical distribution of temperatures in horizontal cut of oil transformer is shown in Fig. 7 [10].

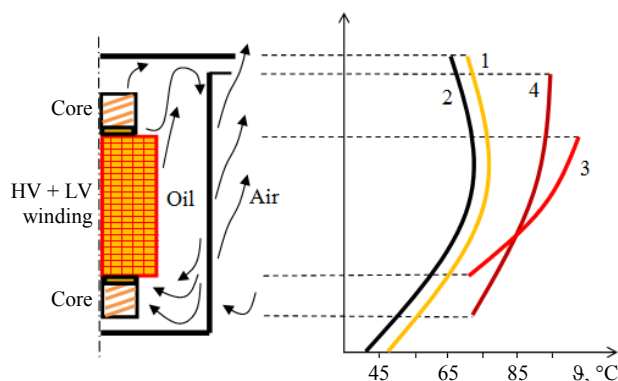


Fig. 6. Typical temperature course depending on height of oil transformer:
1 – oil temperature; 2 – wall of tank temperature; 3 – winding temperature; 4 – core temperature

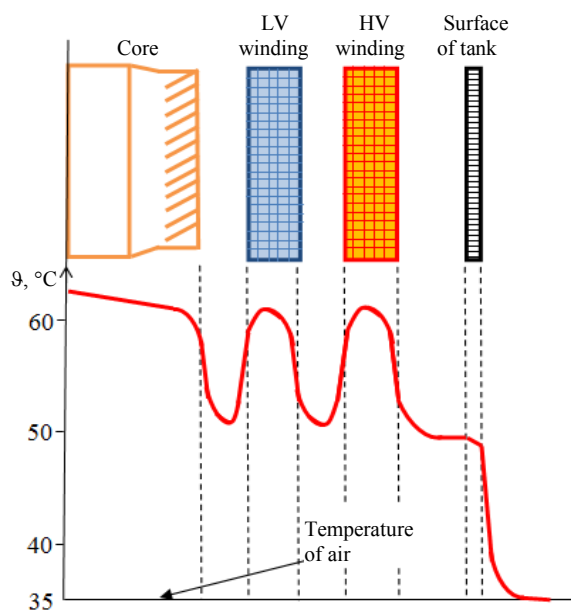


Fig. 7. Typical temperature distribution in sectional plan of oil transformer

Description of experimental measurement

As an example of analysis of thermal processes in transformer by using thermovision and the method of monitoring of cooling curves by optical detectors experimental measurement with distribution oil transformer 30 kV·A, 22/0.4 kV equipped with cooling natural system (Fig. 8) was used. The transformer is located in the Laboratory of electrical machine diagnostics of the University of Zilina.



Fig. 8. View of the measured transformer and the NEOPTIX T system

For contact thermal measurement of the transformer winding two optical detectors made of fibers were used. They were led out by a special duct to the top part of the transformer tank and mounted on the middle winding at its top and middle part, and from there they were led to the NEOPTIX T measuring system (in which the measured temperature of the transformer winding was analyzed [11]) via two optical fibers (Fig. 8).

Transformer contacts, bushings and tank were monitored by the FLUKE thermovision camera. In Fig. 9 in its right part vertical decrease of temperature for monitoring transformer winding in top (W1) and middle (W2) part of the coil is shown.

According to [12, 13], thermal deformation is the greatest in the top area of the transformer. Thermal influence of core on surrounding areas of transformer (winding, oil, the tank) is plotted in Fig. 10.

According to Fig. 6, we can assume that temperature difference between the tank and the winding top of the oil transformer reaches about 50 %.

After several months of continuous operation of the transformer at a load of approximately 30 %, the measured temperature values were analyzed as a function of the time when it was suddenly disconnected at the phase of the measured winding.

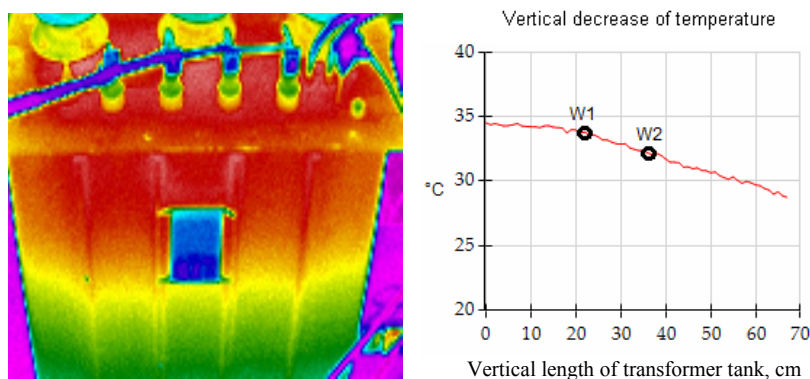


Fig. 9. Decomposition temperature of monitored transformer 22/0.4 kV – 30 % load

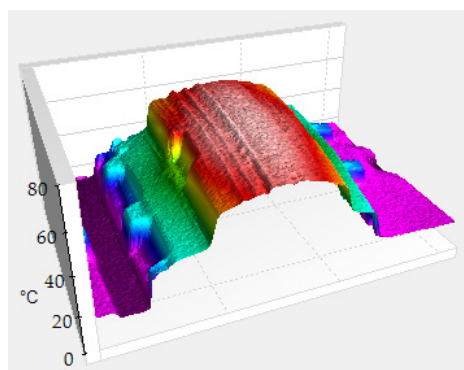


Fig. 10. Thermal influence of core on surrounding areas of distribution transformer

It is necessary to mention that in the oil tank the top and the middle part of the winding reacts differently on sudden changes. Thereby we observed possible behavior differences at two winding parts during cooling process after cutting the device off. Levels of cooling decrease may include the level of winding mechanical strength, insulation quality and viscosity of oil in the transformer tank.

Fig. 11 shows the comparison of measured windings temperature values in dependency on the time after cutting the device off. The temperature decrease to 48 °C in the top part of the windings (W1) took 75 s, and in the middle part (W2) – only 50 s. That corresponds to the expected oil temperature distribution after cutting the transformer off.

The temperature of oil in the transformer tank increases from certain minimum value at the bottom of the tank to the maximum value – approximately to the height of the windings top edge. This maximum temperature is more or less maintained in the whole mass of oil under the top cover of the transformer.

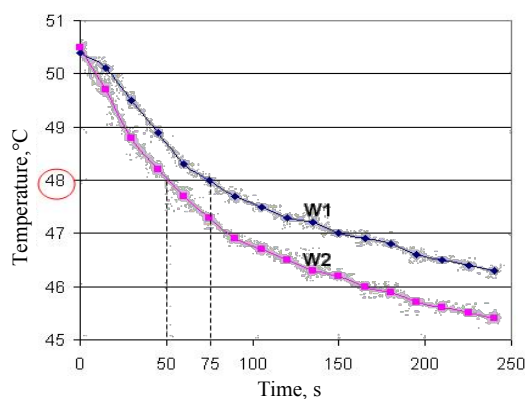


Fig. 11. Dependence of measured values of winding temperature on time

Discussion of the measured data

Some conclusions were made on the base of comparing the measured cooling curves on the top part (W1) and on the middle part (W2) of the same winding phase by optical detectors and thermovision of the transformer tank.

The measured parts of windings showed different dependency of cooling curves. It is mainly caused by the level of distribution of the oil temperature rise and by the winding surface with respect to the ambient along the height of the measured transformer. According Fig. 9, it is temperature difference about 2 °C between optical sensors W1 and W2, that was measured on the surface of the tank by a thermovision camera.

When decreasing the selected measured temperature $\vartheta = 48$ °C, which represents approximately 60 % of the amount of exponential refrigerating curve, it was determined (from the graph plotted in Fig. 11.) that the cooling time for the W1 $t_1 = 75$ s and for the W2 $t_2 = 50$ s.

By comparing these determined values using the equations (10) and others by [11] it was discovered that on the top part of the windings (W1) possible stress of the mechanical strength caused by temperature shocks (short-circuit currents) is up to 1.5 times higher than on the middle part of the windings (W2). That is also proved by the following equation [14]

$$a = \frac{A_1}{A_2} \div \frac{t_2}{t_1} = \frac{75}{50} = 1.5, \quad (10)$$

where a – multiple of short-circuit strength; A_1, A_2 – damping coefficients at cooling process; t_1, t_2 – cooling time.

It is obvious that the top part of the windings would be the most heavily stressed by the effects of temperature degradation caused by operation or by short-circuit currents.

CONCLUSIONS

1. A very important problem relating both to electrical engineering and other industries is the identification of a fault, when it is still unnecessary to dismantle the equipment (diagnostics without dismantling). In this paper, we wanted to show out the possibility of using thermal measurements in this field of analysis and detection of quality of winding of the distribution oil transformer. These methods make it possible to localize places of faults and can also serve for the diagnosis and detection of disorders in material quality and other anomalies during operation of the equipment.

2. By the experimental measurements followed by diagnostic analysis the practical use of thermovision and optical sensors for diagnostics of power oil transformers in the field of mechanical strength and quality of winding was demonstrated. It is obvious that the total mechanical degradation of coil material is determined by several factors, viz. the grade of the winding mechanical strength, the insulation quality of coil, and, also, the oil conductivity and viscosity in the transformer tank.

3. In conclusion important facts are demonstrated, that is, transformers with a large number of short circuits must be analyzed throughout the time interval

of the short-circuit currents, to prevent unpredictable fault during operation. It is necessary to choose the suitable diagnostics, which could foresee such a condition.

Acknowledgments

This work was supported by the Grant Agency VEGA of the Ministry of Education of Slovak Republic under contract 1/0602/17.

REFERENCES

1. Sebok M., Guttен M., Kucera M. (2011) Diagnostics of Electric Equipments by Means of Thermovision. *Przegląd Elektrotechniczny*, 87 (10), 313–317.
2. Glowacz A., Glowacz W., Glowacz Z., Kozik J., Guttен M., Korenciak D., Kha Z. F., Irfan M., Carletti E. (2017) Fault Diagnosis of Three Phase Induction Motor using Current Signal, MSAF-Ratio15 and Selected Classifiers. *Archives of Metallurgy and Materials*, 62 (4), 2413–2419. <https://doi.org/10.1515/amm-2017-0355>.
3. Glowacz A., Glowacz A., Glowacz Z. (2015) Recognition of Thermal Images of Direct Current Motor with Application of Area Perimeter Vector and Bayes Classifier. *Measurement Science Review*, 15 (3), 119–126. <https://doi.org/10.1515/msr-2015-0018>.
4. Benko I. (1990) Determination on the Infrared Spectral Surface Emissivity (in Hungarian). *Mérés és Automatika*, 38 (6), 346–352.
5. A. Smith, F. E. Jones, and R. P. Chasmar, *The Detection and Measurement of Infrared Radiation* (Clarendon, 1968).
6. Eason G., Noble B., Sneddon I. N. (1955) On Certain Integrals of Lipschitz-Hankel Type Involving Products of Bessel Functions. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 247 (935), pp. 529–551. <https://doi.org/10.1098/rsta.1955.0005>
7. A. Rogalski, M. Kopytko, and P. Martyniuk, *Antimonide-Based Infrared Detectors: a New Perspective* (SPIE, 2018).
8. Simko M., Chupac M. (2012) The Theoretical Synthesis and Design of Symmetrical Delay Line with Surface Acoustic Wave for Oscillators with Single-Mode Regime of Oscillation. *Przegląd Elektrotechniczny*, 88 (12A), 347–350.
9. A. Rogalski, *Infrared Detectors*, 2nd ed. (CRC Press, 2010).
10. Petrov G. N. (1963) *Electric Machines. Part 1: Transformers*. Moscow, Energiya Publ. 224 (in Russian).
11. Guttен M., Trunkvalter M. (2010) Thermal Effects of Short-Circuit Current on Winding in Transformer Oil. *Przegląd Elektrotechniczny*, 86, (3), 242–246.
12. Brandt M. (2016) Identification Failure of 3 MVA Furnace Transformer. *2016 Diagnostic of Electrical Machines and Insulating Systems in Electrical Engineering (DEMISEE)*, 6–10. <https://doi.org/10.1109/demisee.2016.7530472>.
13. Brandt M. (2017) Experimental Measurement and Analysis of Frequency Responses SFRA for Rotating Electrical Machines. *Elektroenergetika 2017*. Stará Lesná, Slovak Republic, 284–288.
14. Jurcik J., Guttен M., Korenciak D. (2011) Analysis of Transient Actions Influence in Power Transformer. *Advances in Electrical and Electronic Engineering*, 9 (2), 65–69. <https://doi.org/10.15598/aece.v9i2.501>.

ПЕРЕЧЕНЬ СТАТЕЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ В ЖУРНАЛЕ «ЭНЕРГЕТИКА» в 2019 г.

I. ТЕМАТИЧЕСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Зализный Д. И. Модель фотоэлемента для библиотеки SimPowerSystems пакета MatLab/Simulink	2
Марончук И. И., Санников Д. Д., МIRONчук В. И. Солнечные элементы: современное состояние и перспективы развития	2
Петруша Ю. С., Попкова Н. А. Перспективы развития ветроэнергетики в Республике Беларусь	2

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Бялобржеский А. В., Родькин Д. Й. Искажающая электрическая мощность переменного тока в простейшей цепи с диодом	5
Ласый П. Г., Мелешко И. Н. Применение полилогарифмов к приближенному решению неоднородного телеграфного уравнения для линии без искажений	5
Фираго Б. И., Александровский С. В. Свойства, характеристики и параметры синхронного двигателя с постоянными магнитами при векторном и скалярном частотном управлении	3

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И ИХ АВТОМАТИЗАЦИЯ

а) Автоматизация и релейная защита

Романюк Ф. А., Ломан М. С., Каченя В. С. Способы формирования ортогональных составляющих входных сигналов для релейной защиты	1
Романюк Ф. А., Румянцев В. Ю., Новаш И. В., Румянцев Ю. В. Методика повышения быстродействия измерительных органов микропроцессорных защит электроустановок	5

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ И СЕТИ

а) Электрическая часть электростанций и подстанций

Кенсницкий О. Г., Хвалин Д. И., Кобзарь К. А. Математическая модель совместного расчета электромагнитного поля и нагревов торцевой зоны мощного турбогенератора	1
Korenciak D., Sebok M., Guttен M. Thermal Measurement and its Application for Diagnostics of Distribution Oil Transformers (Коренчиак Д., Себок М., Гуттен М. Тепловое измерение и его применение для диагностики масляных трансформаторов распределительных сетей)	6
Менжинский А. Б., Малашин А. Н., Суходолов Ю. В. Экспериментальная проверка адекватности математической модели возвратно-поступательного электрического генератора с электромагнитным возбуждением	2

б) Электрические сети и линии электропередачи

Бладыко Ю. В. Механический расчет гибких проводов воздушных линий с заградительными шарами в различных климатических режимах	1
Бладыко Ю. В. Учет распорок в механическом расчете гибких проводов воздушных линий и распределительных устройств	3
Жураховский А. В., Бахор З. М., Яцейко А. Я., Гапанович В. Г. Формирование стратегии повышения эффективности работы распределительных электрических сетей на предпроектной стадии	2
Короткевич М. А., Азаров С. Н. Оценка воздействия кабельных линий электропередачи на окружающую среду	5
Сергей И. И., Пономаренко Е. Г., Потачиц Я. В., Юдина Н. А. Анализ крутильной стабильности расщепленных фаз	6
Фурсанов М. И., Золотой А. А. Совершенствование методики расчета установившихся режимов городских электрических сетей с учетом потребительских энергоисточников	6
Фурсанов М. И., Сазонов П. А. Анализ эффективности применения комбинированных опор в электрических сетях Республики Беларусь	1

в) Электроснабжение городов, промышленных предприятий и сельского хозяйства

Belsky A. A., Morenov V. A., Kupavykh K. S., Sandyga M. S. Wind Turbine Electrical Energy Supply System for Oil Well Heating (Бельский А. А., Моренов В. А., Купавых К. С., Сандыга М. С. Электроснабжение станции нагрева нефти в скважине от ветроэлектрической установки)	2
Козловская В. Б., Калечиц В. Н. Несимметричные режимы работы линий наружного освещения	3
Рахмонов И. У., Реймов К. М. Математические модели и алгоритмы оптимального управления нагрузкой электропотребителей	6

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА**а) Теоретические основы теплотехники**

Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Маршалова Г. С., Дударев В. В., Фарафонов В. Н. Теплоаэродинамические исследования шахматных пучков для выбора эффективного шага круглоребристых труб	3
Осипов С. Н., Захаренко А. В., Широкова Е. М. Об энергоэффективности кондиционирования воздуха в помещении	4

б) Тепловые электростанции. Теплоснабжение

Артёменко К. И. Структурно-параметрическая оптимизация системы автоматического управления мощностью энергоблоков 300 МВт в широком диапазоне изменения нагрузок	5
Кудинов В. А., Котова Е. В., Курганова О. Ю., Ткачев В. К. Экспериментально-теоретическое исследование температуры цилиндра высокого давления турбины Т-100-130	5
Kulakov G. T., Artsiomenka K. I. Compare of Transient Quality in Automatic Control Systems with Classic PID Algorithm and Optimal Regulator (Кулаков Г. Т., Артёменко К. И. Сравнение качества переходных процессов систем автоматического управления с классическим ПИД-алгоритмом и оптимальным регулятором)	2

в) Промышленная теплоэнергетика

Абильдинова С. К., Мусабеков Р. А., Расмухаметова А. С., Чичерин С. В. Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со ступенчатым сжатием . . .	3
Доброго К. В., Козначеев И. А. Численное моделирование слоевого горения двухфазной системы «горючая жидкость – твердое топливо»	3
Кашин Е. М., Диденко В. Н. Новый метод расчета состава древесного генераторного газа обращенного процесса газификации	4
Нияковский А. М., Романюк В. Н., Яцкевич Ю. В., Чичко А. Н. Повышение энергетической эффективности теплотехнологического оборудования на основе численного моделирования нестационарных процессов	2
Нияковский А. М., Романюк В. Н., Чичко А. Н., Яцкевич Ю. В. Метод расчета эволюции теплоэнергетических характеристик процесса ускоренной гидратации бетонных изделий	4
Осипов С. Н., Захаренко А. В. Повышение эффективности получения тепловой энергии из бытовых стоков	5
Овсянник А. В. Турбодетандерная установка на диоксиде углерода с производством жидкой и газообразной углекислоты	1
Сорока Б. С., Воробьев Н. В. Эффективность использования газового топлива и окислительной смеси при их увлажнении	6

г) Тепло- и массообмен

Козначеев И. А., Доброго К. В. Взаимная динамика фронтов тепловыделения и вытеснения при внутрипластовом горении нефти. Одномерное моделирование . . .	5
Нияковский А. М., Романюк В. Н., Яцкевич Ю. В., Чичко А. Н. Дискретная оптимизация программно управляемых режимов тепловой обработки бетонных изделий в теплотехнологических установках	3
Седнин В. А., Бубырь Т. В. Численное исследование сложного теплообмена в непроходных каналах теплотрасс	1
Khroustalev B. M., Tingguo Liu, Akeliev V. D., Zhongyu Li, Aliakseyeu Yu. N., Zankavich V. V. Heat Resistance and Heat-and-Mass Transfer in Road Pavements (Хрусталеv Б. М., Тингуо Лю, Акельев В. Д., Чжунью Ли, Алексеев Ю. Г., Занкович В. В. Теплоустойчивость и тепломассообмен дорожных покрытий)	6

д) Энергетика, экология, энергосбережение

Козначеев И. А., Доброго К. В. Одномерное моделирование фронта внутрипластового горения нефти с учетом подвижной и неподвижной горючих компонент	1
Yarmolchick Yu. P. Formation Mechanisms and Methods for Calculating Pollutant Emissions from Natural Gas Combustion Depending on the Burner Emission Class (Ярмольчик Ю. П. Механизмы образования и методика расчета выбросов загрязняющих веществ при сжигании природного газа в зависимости от эмиссионного класса горелок)	6

ЭКОНОМИКА

Бугаева Т. М., Новикова О. В. Современные методы планирования энергосистемы города	4
Корсак Е. П. Формирование системы угроз энергетической безопасности Республики Беларусь	4
Манцорова Т. Ф., Лапченко Д. А. Основные подходы к экономической диагностике предприятий энергетики	4
Чазов Е. Л., Грахов В. П., Криворотов В. В., Симченко О. Л. Повышение эффективности планирования как основа управления инвестиционной деятельностью промышленного предприятия	1

II. ИМЕННОЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абильдинова С. К., 3
 Азаров С. Н., 5
 Акельев В. Д., 6
 Александровский С. В., 3
 Алексеев Ю. Г., 6
 Артёменко К. И., 2, 5

Бахор З. М., 2
 Бельский А. А., 2
 Бладыко Ю. В., 1, 3
 Бубырь Т. В., 1
 Бугаева Т. М., 4
 Бялобржеский А. В., 5

Воробьев Н. В., 6

Гапанович В. Г., 2
 Грахов В. П., 1
 Гуттен М., 6

Диденко В. Н., 4
 Доброго К. В., 1, 3, 5
 Дударев В. В., 3

Жураховский А. В., 2

Зализный Д. И., 2
 Занкович В. В., 6
 Захаренко А. В., 4, 5
 Золотой А. А., 6

Калечиц В. Н., 3
 Каченя В. С., 1
 Кашин Е. М., 4
 Кенсицкий О. Г., 1
 Кобзарь К. А., 1
 Козловская В. Б., 3
 Козначеев И. А., 1, 3, 5
 Коренчиак Д., 6
 Короткевич М. А., 5
 Корсак Е. П., 4
 Котова Е. В., 5
 Криворотов В. В., 1
 Кудинов В. А., 5
 Кулаков Г. Т., 2
 Кунтыш В. Б., 3
 Купавых К. С., 2
 Курганова О. Ю., 5

Лапченко Д. А., 4
 Ласый П. Г., 5
 Ломан М. С., 1

Малашин А. Н., 2
 Манцорова Т. Ф., 4
 Марончук И. И., 2
 Маршалова Г. С., 3
 Мелешко И. Н., 5

Менжинский А. Б., 2
 Мирончук В. И., 2
 Моренов В. А., 2
 Мусабеков Р. А., 3

Нияковский А. М., 2, 3, 4
 Новаш И. В., 5
 Новикова О. В., 4

Овсянник А. В., 1
 Осипов С. Н., 4, 5

Петруша Ю. С., 2
 Пономаренко Е. Г., 6
 Попкова Н. А., 2
 Потачиц Я. В., 6

Расмухаметова А. С., 3
 Рахмонов И. У., 6
 Реймов К. М., 6
 Родькин Д. Й., 5
 Романюк В. Н., 2, 3, 4
 Романюк Ф. А., 1, 5
 Румянцев В. Ю., 5
 Румянцев Ю. В., 5

Сазонов П. А., 1
 Сандыга М. С., 2
 Санникович Д. Д., 2
 Себок М., 6
 Седнин В. А., 1
 Сергей И. И., 6
 Симченко О. Л., 1
 Сорока Б. С., 6
 Суходолов Ю. В., 2
 Сухоцкий А. Б., 3

Тингуо Лю, 6
 Ткачев В. К., 5

Фарафонов В. Н., 3
 Фираго Б. И., 3
 Фурсанов М. И., 1, 6

Хвалин Д. И., 1
 Хрусталева Б. М., 6

Чазов Е. Л., 1
 Чжунной Ли, 6
 Чичерин С. В., 3
 Чичко А. Н., 2, 3, 4

Широкова Е. М., 4

Юдина Н. А., 6

Ярмольчик Ю. П., 6
 Яцейко А. Я., 2
 Яцкевич Ю. В., 2, 3, 4