

УДК 620.9

Илья Владимирович Янченко

ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова», кандидат технических наук, доцент кафедры тепловые электрические станции и теплотехника, Россия, Новочеркасск, телефон (8635) 25-52-27, e-mail: vozhdvolgi@rambler.ru

Наталья Юрьевна Курнакова

ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова», кандидат технических наук, доцент кафедры тепловые электрические станции и теплотехника, Россия, Новочеркасск, телефон (8635) 25-52-27, e-mail: kurnatalya82@mail.ru

Андрей Валентинович Нуждин

ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова», кандидат технических наук, доцент кафедры тепловые электрические станции и теплотехника, Россия, Новочеркасск, телефон (8635) 25-52-27, e-mail: nuzhdin_av@npi-tu.ru

Повышение энергетической эффективности газопоршневой ТЭС за счет комплексного использования тепловых вторичных энергоресурсов

Авторское резюме

Состояние вопроса. В последнее время все более очевидны преимущества и перспективы применения поршневых газовых двигателей внутреннего сгорания для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Диапазон единичных мощностей ГПУ составляет от 0,1 до десятков МВт, что делает их более привлекательными при проектировании различных энергообъектов. Большинство марок ГПУ может работать в режиме когенерации, то есть как теплоэлектроцентраль, вырабатывающая одновременно электрическую и тепловую энергию. Целью настоящего исследования является обоснование возможности комплексного использования теплоты систем охлаждения газопоршневого двигателя ТЭЦ.

Материалы и методы. Проведенные исследования выполнены с использованием известных методик термодинамического расчета цикла двигателя внутреннего сгорания, определения составляющих его теплового баланса и теплового расчета оборудования для утилизации вторичных тепловых энергетических ресурсов.

Результаты. Проведен анализ тепловых потерь приводного двигателя ГПУ, в результате которого установлено, что суммарные потери при его работе составляют около 11544,5 кВт, среднепотенциальные тепловые потери с дымовыми газами – 45,87 %, а низкпотенциальные тепловые потери с водой систем охлаждения и маслом системы смазки – 53,14 %. Предложена принципиальная схема для комплексной утилизации тепловых ВЭР на газопоршневой ТЭС.

Выводы. Основным отличием предложенной схемы от существующих технических решений является утилизация теплоты низкотемпературной системы охлаждения наддувочного воздуха после второй секции компрессора и теплоты системы смазки двигателя. Анализ расходной части энергетического баланса приводного двигателя, при комплексном использовании тепловых ВЭР в цикле ГПУ показал, что проведение энергосберегающих мероприятий позволит полезно использовать до 93,05 % подведенной энергии при производстве электрической и тепловой мощностей.

Ключевые слова: газопоршневая установка, тепловой двигатель, двигатель внутреннего сгорания, тепловая электростанция, тепловые потери, вторичные энергетические ресурсы

Ilya Vladimirovich Yanchenko

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of Thermal Power Plants and Heat Engineering Department, Russia, Novocherkassk, telephone (8635) 25-52-27, e-mail: vozhdvolgi@rambler.ru

Natalya Yurievna Kurnakova

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of Thermal Power Plants and Heat Engineering Department, Russia, Novocherkassk, telephone (8635) 25-52-27, e-mail: kurnatalya82@mail.ru

Andrey Valentinovich Nuzhdin

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of Thermal Power Plants and Heat Engineering Department, Russia, Novocherkassk, telephone (8635) 25-52-27, e-mail: nuzhdin_av@npi-tu.ru

Increasing energy efficiency of gas piston TPP through integrated use of thermal secondary energy resources

Abstract

Background. Recently, the advantages and prospects to use piston gas internal combustion engines for the combined generation of electrical and thermal energy have become increasingly obvious. The range of single capacities of gas piston units (GPU) ranges from 0,1 MW to tens of MW, which makes them more attractive when designing various power facilities. Most brands of gas piston units can operate in co-generation mode, that is, as a combined heat and power plant that simultaneously generates electrical and thermal energy. The purpose of this study is to substantiate the possibility of integrated use of heat of the cooling systems of the gas piston engine of a thermal power plant (TPP).

Materials and methods. The studies conducted are carried out using well-known methods of thermodynamic calculation of the internal combustion engine cycle, of determination of the components of its thermal balance and thermal calculation of the equipment for utilization of secondary thermal energy resources.

Results. The results of the analysis of the heat losses of the GPU drive engine have showed that the total losses during its operation are about 11544,5 kW. Average potential heat losses with flue gases are 45,87 %, and low-potential heat losses with water in cooling systems and oil in lubrication systems are 53,14 %. A schematic diagram is proposed for the integrated utilization of thermal renewable energy resources (RES) at a gas piston thermal power plant.

Conclusions. The main difference between the proposed scheme and the existing technical solutions is the utilization of the heat of the low-temperature charge air cooling system after the second section of the compressor and the heat of the engine lubrication system. An analysis of the expenditure part of the energy balance of the drive engine in case of the integrated use of thermal RES in the GPU cycle, has showed that the implementation of energy-saving measures will make it possible to usefully use up to 93,05 % of the supplied energy in the generation of electrical and thermal power.

Key words: gas piston unit, heat engine, combustion engine, thermal power plant, heat losses, secondary energy resources

DOI: 10.17588/2072-2672.2024.1.028-034

Введение. В последнее время все более очевидны преимущества и перспективы применения поршневых газовых двигателей внутреннего сгорания для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии [1].

В основе работы газопоршневых установок (ГПУ) лежит принцип действия двигателя внутреннего сгорания. На данный момент в промышленности выпускаются два типа поршневых двигателей, работающих на газе: газовые двигатели – с электрическим (искровым) зажиганием, и газовые дизели – с воспламенением газозвушной смеси впрыском запального (жидкого) топлива. Газовые двигатели получили широкое применение в энергетике за счет повсеместной тенденции использования газа в качестве более дешевого топлива (как природного, так и альтернативного) и относительно экологически более безопасного с точки зрения выбросов с выхлопными газами.

Диапазон единичных мощностей ГПУ составляет от 0,1 до десятков МВт. Общий моторесурс находится в пределах 250000 часов, ресурс до капитального ремонта составляет 60000–80000 часов. Кроме большого моторесурса к достоинствам ГПУ стоит отнести: малую зависимость КПД установки от окружающего воздуха; необходимое низкое давление топливного газа; малое уменьшение КПД при 50 %-ном снижении нагрузки; неограниченное количество запусков.

Кроме того, к достоинствам ГПУ также относится возможность ремонта агрегата на месте, низкие эксплуатационные затраты и ма-

лые размеры, т. е. низкие инвестиционные затраты и возможность кластеризации (параллельная работа нескольких установок).

Большинство марок ГПУ может работать в режиме когенерации, т. е. как теплоэлектроцентраль, вырабатывающая одновременно электрическую и тепловую энергию [2–4].

Для оценки эффективности работы ГПУ и поиска технических решений, направленных на повышение их тепловой экономичности в условиях реальной эксплуатации, рассмотрен технологический цикл типовой ТЭЦ с газопоршневыми двигателями.

Основное технологическое оборудование станции включает два газопоршневых агрегата Wartsila 20V34SG, в состав которых входит газопоршневой двигатель Wartsila 34SG (топливо – природный газ) и генератор ABB AMG1120MM08 DSE напряжением 6,3 кВ. Система управления ТЭС включает систему автоматического управления WECS 8000 и APM (WOIS & WISE). Электрическая мощность ТЭС 16,83 МВт с выходным напряжением 6300 В.

Двигатель Wartsila 34SG представляет собой среднескоростной четырехтактный двигатель. Он имеет турбонаддув, специально разработанную систему промежуточного охлаждения, а также микропроцессорную систему управления, обеспечивающую высокую производительность и низкую эмиссию, что достигается путем индивидуальной регулировки процесса горения для каждого цилиндра.

Дутьевой воздух в двигатель подается из машинного отделения. Для обеспечения про-

цесса горения используются турбокомпрессоры, обеспечивающие подачу в цилиндры воздуха. Воздух в цилиндры подается через охладители наддувочного воздуха.

Для двигателя Wartsila 34SG применяются два контура водяного охлаждения. Высокотемпературный контур обеспечивает охлаждение головок цилиндров, гильз цилиндров, а также первой ступени охладителя наддувочного воздуха. Температура воды на входе в систему составляет $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на выходе – $105\text{ }^{\circ}\text{C}$. Низкотемпературный контур обеспечивает охлаждение второй ступени охладителя наддувочного воздуха. Температура воды на входе в систему составляет $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на выходе – $65\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура смазочного масла на выходе двигателя составляет $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при прохождении его через устанавливаемый на двигатель теплообменник понижается до $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Топливом для газопоршневой установки является природный газ с рабочей низшей теплотой сгорания $Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 36566\text{ кДж/м}^3$. Действительный объем воздуха с учетом коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,05$ составляет $10,217\text{ м}^3/\text{м}^3$. Действительный объем продуктов сгорания – $11,284\text{ м}^3/\text{м}^3$. Объемная доля углекислого газа в продуктах сгорания составляет $r_{\text{CO}_2} = 0,094$, водяных паров – $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,174$, азота – $r_{\text{N}_2} = 0,723$ и кислорода – $r_{\text{O}_2} = 0,009$.

Целью исследования является обоснование возможности комплексного использования теплоты систем охлаждения газопоршневого двигателя ТЭЦ на основании проведенных расчетов.

Методы исследования. Исследование системы утилизации теплоты газопоршневой установки выполнено с использованием известных методик термодинамического расчета цикла двигателя внутреннего сгорания, определения составляющих его теплового баланса [5] и теплового расчета оборудования для утили-

зации вторичных тепловых энергетических ресурсов [6, 7].

Двигатель Wartsila 34SG работает по циклу со смешанным подводом теплоты. Температура уходящих продуктов сгорания составляет $490\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Уравнение теплового баланса газопоршневого двигателя имеет вид

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{е}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{пс}} + Q_{\text{хн}} + Q_{\text{ос}},$$

где $Q_{\text{пр}}$ – приходная часть энергетического баланса, кВт; $Q_{\text{е}}$ – теплота, полезно использованная в двигателе и эквивалентная его эффективной работе, кВт; $Q_{\text{охл}}$ – теплота, отведенная системой охлаждения двигателя, кВт; $Q_{\text{пс}}$ – теплота, отведенная с продуктами сгорания, кВт; $Q_{\text{хн}}$ – потери теплоты за счет химической теплоты сгорания топлива, кВт; $Q_{\text{ос}}$ – потери теплоты в окружающую среду за счет теплопередачи, кВт.

Приходная часть энергетического баланса определяется уравнением

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{в}},$$

где $Q_{\text{тр}}$ – располагаемая теплота топлива, кВт; $Q_{\text{т}}$ – теплота, внесенная с топливом, кВт; $Q_{\text{в}}$ – теплота, внесенная с воздухом.

При жидкостном охлаждении количество тепла, кВт, унесенного с охлаждающим агентом, определяется выражением

$$Q_{\text{охл}} = Q_{\text{вн}} + Q_{\text{вв}} + Q_{\text{м}},$$

где $Q_{\text{вн}}$ – теплота, отведенная низкотемпературной системой охлаждения, кВт; $Q_{\text{вв}}$ – теплота, отведенная высокотемпературной системой охлаждения, кВт; $Q_{\text{м}}$ – теплота, отведенная с маслом системы смазки, кВт.

Значения теплосодержания топлива и продуктов сгорания при расчете теплоты, внесенной с топливом и отведенной с продуктами сгорания, определялись по правилу аддитивности в соответствии с их составом.

Структура расходной части баланса двигателя ГПУ представлена на рис. 1.

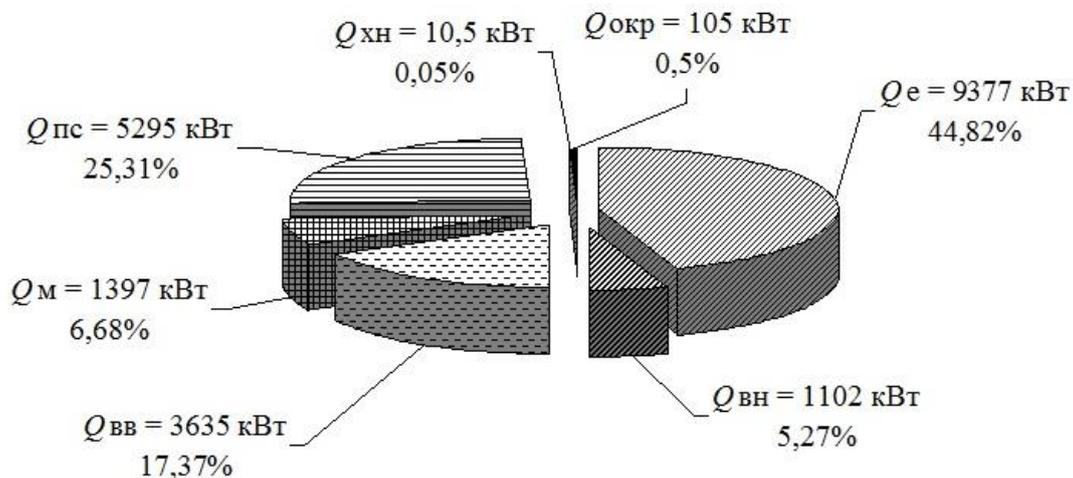


Рис. 1. Структура расходной части баланса двигателя ГПУ

Анализ расходной части энергетического баланса двигателя показал, что полезно использованная в двигателе энергия составляет 9377 кВт, или 44,82 % от расходной части баланса, потери тепловой энергии с водой низкотемпературного охлаждения составляют 1102 кВт (5,27 %), потери с водой высокотемпературного охлаждения – 3635 кВт (17,37 %), потери с маслом системы смазки двигателя – 1397 кВт (6,68 %), потери с уходящими продуктами сгорания – 5295 кВт (25,31 %), потери от химической неполноты сгорания топлива – 10,5 кВт (0,05 %), потери в окружающую среду за счет теплопередачи – 105 кВт (0,5 %).

Структура тепловых потерь двигателя ГПУ представлена на рис. 2.

Анализ тепловых потерь приводного двигателя показал, что потери тепловой энергии с водой низкотемпературного охлаждения составляют 1102 кВт, или 9,55 % от суммарных тепловых потерь, потери с водой высокотемпературного охлаждения составляют 3635 кВт (31,49 %), потери с маслом системы смазки двигателя – 1397 кВт (12,1 %), потери с уходящими продуктами сгорания – 5295 кВт (45,87 %), потери от химической неполноты сгорания топлива – 10,5 кВт (0,09 %), потери в окружающую среду за счет теплопередачи – 105 кВт (0,9 %).

Суммарные потери при работе приводного двигателя составляют 11544,5 кВт. При этом 45,87 % из них составляют тепловые потери с дымовыми газами, температура которых 490 °С. В соответствии с классификацией тепловых вторичных энергетических ресурсов, дымовые газы относятся к среднетемпературным. При их утилизации может быть получен водяной пар [8, 9].

Потери с водой высокотемпературного охлаждения при работе приводного двигателя

составляют 31,49 %. Температура воды системы высокотемпературного охлаждения составляет 105 °С. Этот вторичный тепловой энергоресурс относится к низкопотенциальным [8, 9]. При его утилизации может быть получена горячая вода системы отопления.

Потери теплоты с маслом системы смазки двигателя составляют 12,1 %. Температура масла системы смазки составляет 80 °С. Полученная при утилизации этой теплоты энергия может быть использована для нагрева воды системы горячего водоснабжения [8, 9].

Потери тепловой энергии с водой низкотемпературного охлаждения составляют 9,55 %. Температура воды системы низкотемпературного охлаждения составляет 65 °С. Полученная при утилизации этой теплоты энергия может быть использована для нагрева воды в системе водоподготовки.

Следовательно, приводной двигатель газопоршневой ТЭС обладает значительным потенциалом по утилизации вторичных тепловых энергетических ресурсов.

Результаты исследования. Наиболее распространенной в настоящее время является схема с утилизацией теплоты дымовых газов и теплоты воды высокотемпературной системы охлаждения двигателя с получением насыщенного водяного пара (рис. 3).

В ее состав входит потребитель насыщенного пара 1, сетевой насос 2, газопоршневой двигатель (ГПД) 3, охладители высокотемпературной системы охлаждения (ВТСО) двигателя 4, паровой котел-утилизатор (ПКУ) 5, охладители низкотемпературной системы охлаждения (НТСО) технологического оборудования 6 и охладители масла системы смазки двигателя 7.

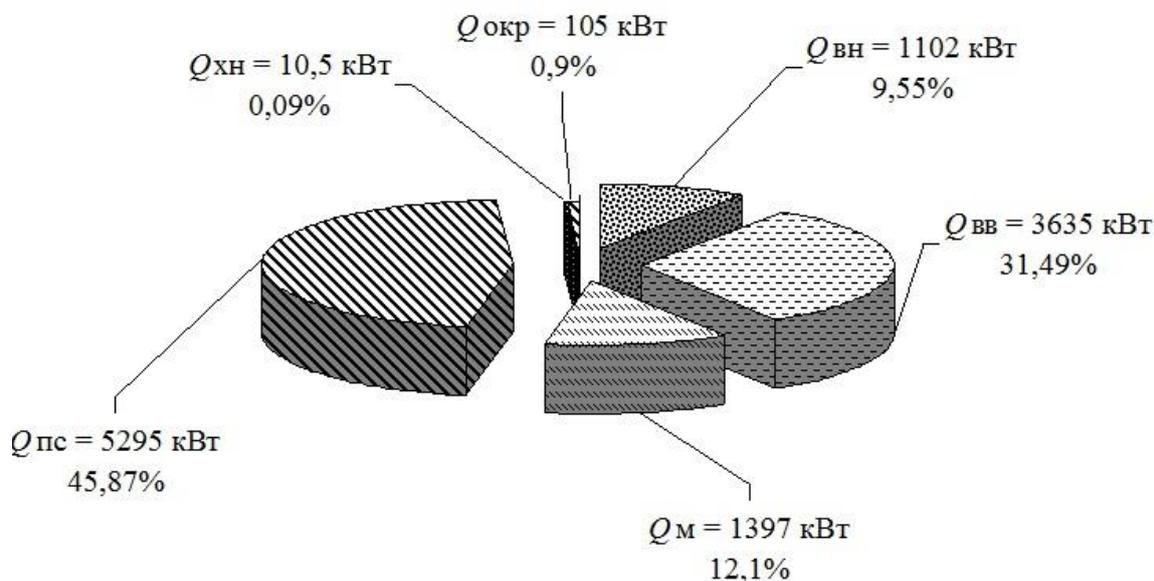


Рис. 2. Структура тепловых потерь двигателя ГПУ

Утилизация теплоты воды низкотемпературной системы охлаждения 6 происходит в теплообменном аппарате 11. Горячая вода используется для подогрева исходной воды в системе водоподготовки парового котла-утилизатора.

Утилизация теплоты масла системы смазки двигателя происходит в теплообменном аппарате 12. Горячая вода поступает в систему горячего водоснабжения потребителя 14.

Для утилизации теплоты выхлопных газов за приводным двигателем ГПУ установлен котел-утилизатор Aalborg AV-6N, предназначенный для получения горячей воды или насыщенного пара температурой 170 °С.

Для утилизации теплоты высокотемпературной и низкотемпературной систем охлаждения, а также системы смазки двигателя применяются пластинчатые теплообменники Alfa Laval M10-BFG с разным количеством пластин. Температура воды на выходе теплообменников ВТСО составила 95 °С, НТСО – 50 °С и системы смазки двигателя – 65 °С. Охлаждение горячего теплоносителя в пластинчатых теплообменниках происходит до заданной температуры на входе в двигатель.

Структура расходной части баланса приводного двигателя газопоршневого агрегата Wartsila 20V34SG после модернизации системы утилизации тепловых вторичных энергоресурсов представлена на рис 5.

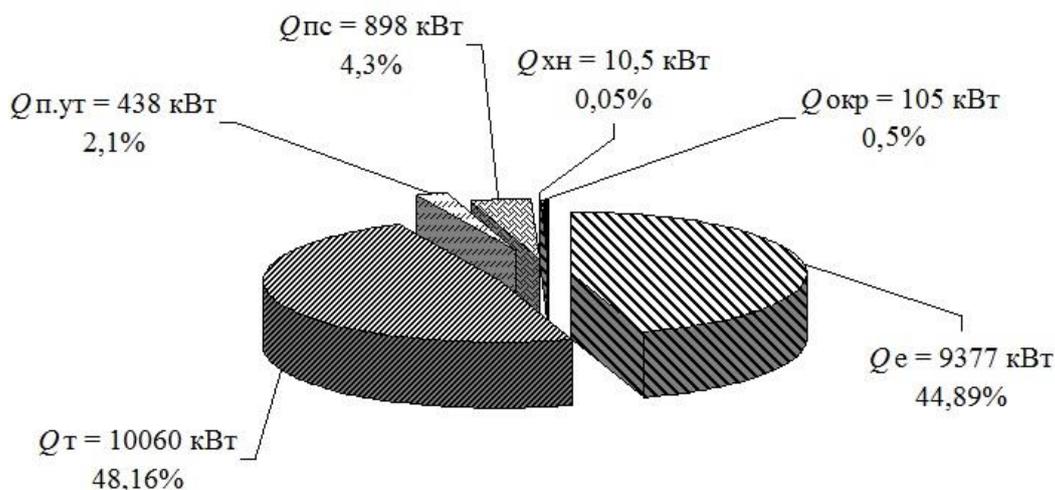


Рис. 5. Структура расходной части баланса приводного двигателя после модернизации системы утилизации тепловых вторичных энергоресурсов

Выводы. Анализ расходной части энергетического баланса приводного двигателя показал, что полезно использованная в двигателе энергия составляет 9377 кВт, или 44,89 % от расходной части баланса.

Теплота, полученная при использовании утилизационного оборудования составляет $Q_t = 10060$ кВт, или 48,16 % от расходной части баланса.

Потери теплоты в утилизаторах составляют $Q_{п.ут} = 438$ кВт, или 2,1 % от расходной части баланса.

Потери теплоты с дымовыми газами температурой 117 °С составляют 898 кВт, или 4,3 % от расходной части баланса.

Потери от химической неполноты сгорания топлива составляют 10,5 кВт, или 0,05 % от расходной части баланса.

Потери тепла в окружающую среду за счет теплопередачи составляют 105 кВт, или 0,1 % от расходной части баланса.

Потери при работе газопоршневой ТЭС составляют 1451,5 кВт, или 6,95 %.

Таким образом, проведенные энергосберегающие мероприятия позволили полезно ис-

пользовать на получение электрической и тепловой энергии 19437 кВт, или 93,05 % подведенной энергии.

Список литературы

1. Петрущенков В.А., Коршакова И.А. Качественный и количественный анализ тепловой энергетики малых мощностей в России // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2020. – Т. 22, № 5. – С. 52–70.
2. Золотов В.П., Будкин А.В., Плисс А.А. Комбинированное производство тепловой и электрической энергии: состояние, перспективы // Вестник Самарского государственного технического университета. Технические науки. – 2008. – № 2(22). – С. 201–210.
3. Буянов А.Б., Комаров Д.Ю. Перспективы применения когенерационных газопоршневых электростанций // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2007. – № 1(10). – С. 116–135.
4. Выбор схемы утилизации тепла отработавших газов поршневых ДВС и оценка полезного теплоиспользования в составе когенерационной установки / В.Р. Ведрученко, В.В. Крайнов, Н.В. Жданов и др. // Омский научный вестник. – 2015. – № 1(137). – С. 114–119.

5. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов: учебник для вузов. В 3 кн. / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2005.

6. **Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенцкий А.Р.** Пластинчатые и спиральные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.

7. **Баранников Н.М.** Расчет установок и теплообменников для утилизации вторичных энергетических ресурсов. – Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та, 1992. – 361 с.

8. **Куперман Л.И., Романовский С.А., Сидельковский Л.Н.** Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности. – Киев: Вища шк., 1986. – 303 с.

9. **Колобков П.С.** Использование тепловых вторичных энергоресурсов в теплоснабжении. – Харьков: Основа, 1991. – 222 с.

10. **Справочник** по теплопроводности жидкостей и газов / Н.Б. Варгафтик, Л.П. Филиппов, А.Л. Тарзиманов, Е.Е. Тоцкий. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.

References

1. Petrushchenkov, V.A., Korshakova, I.A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*, 2020, vol. 22, no. 5, pp. 52–70.

2. Zolotov, V.P., Budkin, A.V., Pliss, A.A. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2008, no. 2(22), pp. 201–210.

3. Buyanov, A.B., Komarov, D.Yu. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta puty soobshcheniya*, 2007, no. 1(10), pp. 116–135.

4. Vedruchenko, V.R., Kraynov, V.V., Zhdanov, N.V., Koksharov, M.V., Kuznetsova, D.K. *Omskiy nauchnyy vestnik*, 2015, no. 1(137), pp. 114–119.

5. Lukanin, V.N., Morozov, K.A., Khachiyan, A.S. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya rabochikh protsessov. V 3 kn.* [Internal combustion engines: Theory of work processes: a textbook for universities. In 3 books]. Moscow: Vysshaya shkola, 2005.

6. Baranovskiy, N.V., Kovalenko, L.M., Yastrebenetskiy, A.R. *Plastinchatye i spiral'nye teplotobmenniki* [Plate and spiral heat exchangers]. Moscow: Mashinostroenie, 1973. 288 p.

7. Barannikov, N.M. *Raschet ustanovok i teplotobmennikov dlya utilizatsii vtorichnykh energeticheskikh resursov* [Calculation of installations and heat exchangers for utilization of secondary energy resources]. Krasnoyarsk: Izdatel'stvo Krasnoyarskogo universiteta, 1992. 361 p.

8. Kuperman, L.I., Romanovskiy, S.A., Sidel'kovskiy, L.N. *Vtorichnye energoresursy i energotekhnologicheskoe kombinirovanie v promyshlennosti* [Secondary energy resources and energy technology combination in industry]. Kiev: Vishcha shkola, 1986. 303 p.

9. Kolobkov, P.S. *Ispol'zovanie teplovykh vtorichnykh energoresursov v teplosnabzhenii* [Use of thermal secondary energy resources in heat supply]. Khar'kov: Osнова, 1991. 222 p.

10. Vargafitik, N.B., Filippov, L.P., Tarzimanov, A.L., Tot'skiy, E.E. *Spravochnik po teploprovodnosti zhidkostey i gazov* [Handbook of Thermal Conductivity of Liquids and Gases]. Moscow: Energoatomizdat, 1990. 352 p.