

Турбомашины и поршневые двигатели

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ГАЗОПОРШНЕВОЙ УСТАНОВКИ

- **Осинцев К.В.**, доктор техн. наук, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск, Россия

CALCULATION OF HEAT EXCHANGERS FOR A GAS PISTON UNIT'S HEAT RECOVERY SYSTEM

- **Osintsev K.V.**, D.Sc., South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia

Работа посвящена исследованию потенциала использования газопоршневых установок на промышленных объектах. Современные промышленные предприятия сталкиваются с вызовами: растущие цены на топливо делают традиционные методы производства электроэнергии менее выгодными, а крупные централизованные энергосистемы не всегда обеспечивают стабильную выработку. Решением этих проблем является развитие малой энергетики, которая способствует повышению энергетической независимости и безопасности потребителей. Эта тенденция усиливается в контексте меняющейся социально-экономической ситуации в стране.

Ключевые слова: когенерация, теплота, электроэнергия, газопоршневая установка.

This paper examines the potential of using gas piston units at industrial facilities. Modern industrial enterprises face challenges: rising fuel prices make traditional electricity generation methods less profitable, and large centralized power systems do not always provide stable output. The solution to these problems lies in the development of small-scale power generation, which contributes to increased energy independence and consumer security. This trend is accelerating in the context of the changing socioeconomic situation in the country.

Key words: cogeneration, heat, electricity, gas piston unit.

Введение

Основные задачи энергетического комплекса Челябинской области сопряжены с направлениями развития электро- и теплоэнергетики региона. Эти задачи можно разделить на: обеспечение бесперебойного и надежного снабжения электроэнергией всех потребителей – как предприятий, так и жителей области; поддержание и укрепление существующей единой энергетической системы, а также ее дальнейшее совершенствование; повышение производительности и устойчивости электроэнергетики за счет внедрения передовых технологий; модернизация газовых

тепловых электростанций, в частности, замена устаревших паросиловых турбин на более эффективные парогазовые установки; снижение негативного воздействия на окружающую среду [1].

Сегодня одной из существенных проблем в сфере теплоснабжения является трудность подключения к централизованным сетям. Это часто связано с большим расстоянием до источников тепла, что влечет за собой значительные финансовые вложения, окупаемость которых может занять длительный период [2].

В то же время для автономных источников энергии, например, компактных газотурбинных

и газопоршневых установок, существенно сокращаются расходы на подключение к централизованным сетям. Более того, их можно разместить практически в любом помещении уже существующего здания [3].

Газопоршневые электростанции работают от газопоршневого двигателя, в котором осуществляется выработка электроэнергии путем сжигания природного газа.

Актуальность темы исследования

Главной целью энергетической стратегии страны до 2050 года является обеспечение промышленного и аграрного комплекса энергоносителями по ценам, приемлемым с точки зрения конкурентоспособности местной продукции на федеральном рынке, создание условий для динамичного развития региона и снижение нагрузки на природную среду. Для достижения этой цели необходимы активная политика энергосбережения, реконструкция действующих ТЭС, использование новых перспективных энергетических технологий, максимальное вовлечение в топливный цикл местных ресурсов и дешевых ресурсов соседних регионов.

Принцип работы ГПУ

Через систему выпуска газы, образующиеся в процессе сгорания в двигателе, выводятся в атмосферу. Благодаря наддуву газозвдушной смеси достигается более высокая мощность при одновременном снижении выбросов вредных веществ. Турбокомпрессор использует энергию и поставляет необходимую для работы двигателю смесь.

Рассмотрим принципиальную схему ГПУ на рисунке 1. На природный газ был переведен самый надежный, с точки зрения авторемонтников и автомобилистов, ярославский дизель ЯМЗ-238, мощности которого с запасом хватает для работы со 100-киловаттным синхронным генератором. Шкаф управления на базе микропроцессорной техники обеспечил надежную и безопасную синхронизацию с внешней сетью, работу аварийных защит, дистанционный контроль и управление по сотовой связи [2].

Однако, далее рассмотрим еще один вариант часто встречающихся на производстве ГПУ – Caterpillar CG260-16.

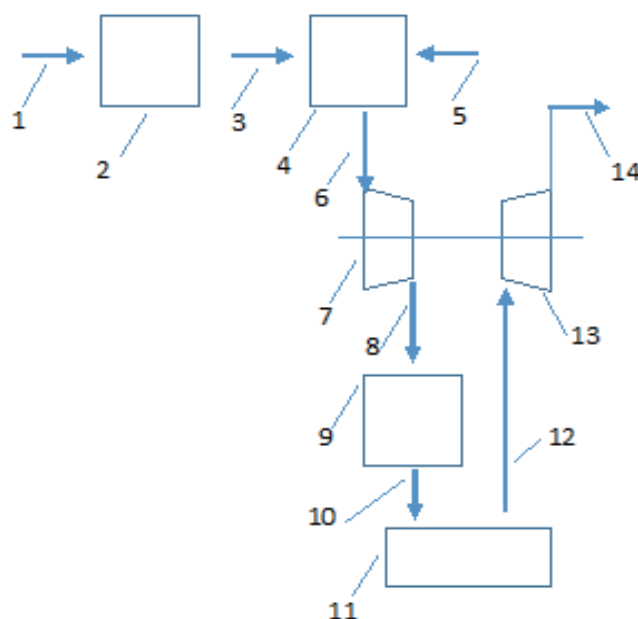


Рис. 1. Принципиальная схема ГПУ:

1 – нагнетаемый воздух; 2 – воздушный фильтр; 3 – фильтрованный воздух; 4 – газозвдушный смеситель; 5 – природный газ; 6 – смесь на компрессор; 7 – колесо компрессора; 8 – от компрессора к охладителю смеси; 9 – охладитель смеси; 10 – охлажденная смесь; 11 – от впускного клапана в цилиндр; 12 – от выпускного клапана; 13 – на турбину; 14 – на глушитель.

Система утилизации теплоты ГПУ Caterpillar CG260-16

Особенностью предлагаемой технологии являются Газопоршневые агрегаты работают с системой утилизации тепла выхлопных газов. Конфигурация системы охлаждения агрегата непосредственным образом связана с системой утилизации тепла выхлопных газов. Для передачи тепла отходящих газов теплофикационной воде предусматривается установка следующего оборудования: теплообменники охлаждающей воды и теплообменник выхлопных газов;

На основе предварительного расчета ГПУ марки Caterpillar CG260-16 с четырехтактным газовым двигателем стационарного типа мощностью об/мин; число цилиндров с наддувом и топливом – природным газом.

Исходные данные для расчета

Теплофикационная обратная вода от части потребителей с температурой 70 °С подается в теплообменники охлаждающей воды и нагревается

до 81,4 °С, затем уже нагретая вода поступает в теплообменники выхлопных газов газопоршневых агрегатов и нагревается до 95 °С.

Расчет теплообменника охлаждающей воды

Проведем тепловой конструктивный расчет теплообменника охлаждающей воды. Расчет состоит в совместном решении уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи.

Уравнение теплового баланса:

$$G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) \cdot \eta = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2) = Q \quad (1)$$

где G_1, G_2 – расходы нагреваемого и греющего теплоносителей; c_{p1}, c_{p2} – удельные изобарные теплоемкости теплофикационной воды и охлаждающей жидкости; t'_1, t''_1 – температура охлаждающей жидкости на входе и выходе из теплообменника; t'_2, t''_2 – температура теплофикационной воды на входе и выходе из теплообменника; η – КПД теплообменного аппарата; Q – тепловая нагрузка

Запишем уравнение теплового баланса в виде:

$$G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2) = Q_2 \quad (2)$$

Расход греющего теплоносителя G_2 равен 157 м³/ч = 43,6 кг/с. Удельная изобарная теплоемкость $c_{p2} = 4,1932$ кДж/(кг·°С) при средней температуре воды $t_{cp} = 75,7$ °С.

Подставляя значения в формулу (2), получим $Q_2 = 2084$ кВт.

Уравнение теплопередачи имеет вид:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (3)$$

где k – коэффициент теплопередачи (примем равным 7902,9 Вт/(м²·°С)); F – площадь поверхности теплообмена; Δt – среднелогарифмический температурный напор.

Среднелогарифмический температурный напор в случае теплообмена без изменений фазового состояния теплоносителя при противотоке рассчитывается по формуле:

$$\Delta t = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m) \quad (4)$$

где $\Delta t_6, \Delta t_m$ – температурный перепад между теплоносителями на том конце поверхности тепло-

обмена, где он больше или меньше соответственно. Температурные перепады рассчитываются по формулам:

$$\Delta t_6 = t'_1 - t''_2 \quad (5)$$

$$\Delta t_m = t''_1 - t'_2 \quad (6)$$

Подставляя значения в формулы (5, 6) получим, что $\Delta t_6 = 8,6$ °С, $\Delta t_m = 3,8$ °С.

По формуле (4) рассчитаем средний температурный напор $\Delta t = 5,87$ °С, а по формуле (3) площадь поверхности теплообмена $F = 44,9$ м².

Расчет теплообменника теплофикационной воды

Уравнение баланса будет аналогично формуле (1). Теплоемкость изменится и будет равна $c_{p2} = 4,2$ кДж/(кг·°С) при средней температуре воды $t_{cp} = 88,2$ °С.

Таким образом, получим по формуле (2) $Q_1 = 2490$ кВт.

Уравнение теплопередачи имеет вид (3). Для решения этого уравнения необходим среднелогарифмический температурный напор по формуле (4).

По формулам (5, 6) рассчитаем $\Delta t_6 = 364$ °С, $\Delta t_m = 38,6$ °С. Подставляя значения в формулу (4) получим, что $\Delta t = 145$ °С.

Используя формулу (3) определим поверхности теплообмена $F = 2,46$ м².

Выводы

В тепловом расчете теплообменников охлаждающей и теплофикационной воды были определены размеры теплообменных аппаратов. По итогам исследования сформированы практические рекомендации по методике расчета теплообменников, которые послужат руководством при проектировании газопоршневых установок.

Список литературы

1. Попов, Е. В. Возможности использования отводимой теплоты от ДВС. Часть 2. Порядок расчета тепловой нагрузки кожухотрубного теплообменника / Е. В. Попов // Тепловые электрические станции. – 2025. – № 3(3). – С. 11-14.

2. Теплоутилизационный блок мини-ТЭЦ на базе ДВС / А. В. Джулий, Л. Б. Директор, В. М. Зайченко, А. В. Марков // Теплоэнергетика. – 2010. – № 1. – С. 61-65.

3. Гордеев, А. В. Реконструкция водогрейной котельной в мини-ТЭЦ на базе ГПУ / А. В. Гордеев, Д. В. Козлова, Е. А. Курашова // Великие реки' 2018: Труды научного конгресса 20-го Международного научно-промышленного форума. В 3-х томах, Нижний Новгород, 15–18 мая 2018 года / Ответственный редактор А.А. Лапшин. Том 3. – Нижний Новгород: Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет, 2018. – С. 444-447.

References

1. Popov, E. V. Possibilities of Using Heat Rejected from Internal Combustion Engines. Part 2. Procedure for Calculating the Thermal Load of a She-

ll-and-Tube Heat Exchanger / E. V. Popov // Thermal Power Plants. – 2025. – No. 3(3). – Pp. 11-14.

2. Heat Recovery Unit of a Mini-CHP Plant Based on an Internal Combustion Engine / A. V. Dzhu-liy, L. B. Direktor, V. M. Zaychenko, A. V. Markov // Thermal Power Engineering. – 2010. – No. 1. – Pp. 61-65.

3. Gordeev, A. V. Reconstruction of a hot water boiler house in a mini-CHP based on a gas turbine unit / A. V. Gordeev, D. V. Kozlova, E. A. Kurashova // Great Rivers 2018: Proceedings of the scientific congress of the 20th International Scientific and Industrial Forum. In 3 volumes, Nizhny Novgorod, May 15–18, 2018 / Editor-in-chief A. A. Lapshin. Volume 3. – Nizhny Novgorod: Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering, 2018. – Pp. 444-447.

Сведения об авторе

Осинцев Константин Владимирович – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика», ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», г. Челябинск, Россия, osintcevk@susu.ru.

About the author

Osintsev Konstantin Vladimirovich – D. Sc., Associate Professor, Head of the Department of Industrial Heat Power Engineering, South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia, osintcevk@susu.ru.

Дата поступления рукописи: 27.01.2026

Дата принятия рукописи: 17.03.2026