

УДК 621.311

## **Методические особенности исследования микроТЭС на базе двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением и когенерацией**

**П.А. Щинников, В.Г. Томилов, Д.С. Синельников**

*Новосибирский государственный технический университет*

E-mail: SinelnikovDen@hotmail.com

Рассматриваются положения методики исследования микроТЭС на базе двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением и когенерацией, в основе которых лежат уравнения энергобалансов и законы теплообмена. Для такой установки на базе двигателей Hitachi мощностью 2,4 кВт проведено исследование, где показана эффективность применения когенерации в виде полезного использования теплового потока от охлаждающего головки цилиндра воздуха с последующим нагревом его за счет утилизации теплоты дымовых газов в дополнительном пластинчатом теплообменнике. Показано, что когенерация способна в 3–10 раз экономить затраты на топливо в сравнении с применением тепловых пушек в зависимости от длительности использования установок.

**Ключевые слова:** микроТЭС, когенерация, двигатель внутреннего сгорания, воздушное охлаждение, методика, коэффициент полезного действия.

На рынке широко представлен ряд микроТЭС (или бензогенераторов) на основе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с воздушным охлаждением. Такие установки применяются в быту, используются профессиональными строителями, геологами, военными и спасателями в зоне чрезвычайных ситуаций, на территориях с отсутствием инфраструктуры. Объем рынка для России с учетом данных [1, 2] можно оценить в 18–24 млрд. руб., в дальнейшем прогнозируется его рост. Повышение эффективности таких установок позволит сократить объем поставок топлива в зону их работы. В настоящей работе показано, что применение когенерации, полученной за счет использования теплоты охлаждающего головки цилиндра потока воздуха, для микроТЭС на базе ДВС карбюраторного типа с воздушным охлаждением увеличивает коэффициент использования теплоты топлива  $\eta$  в 1,5–2 раза [3, 4], при этом установка мощностью в 2,4 кВт за 30–35 минут способна повысить температуру воздуха в помещении объемом 150 м<sup>3</sup> (например, в штабной или медицинской палатке) на ~3 °С при  $\eta = 0,3$ .

Анализ рабочего цикла двигателя показывает, что только часть теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, расходуется на полезную работу, остальная часть составляет тепловые потери. В предлагаемой когенерационной установке полезно используется большая часть тепловых потоков, при этом предлагается утилизировать теплоту отработавших в цилиндре двигателя дымовых газов в специальном теплообменнике (рис. 1). Таким образом, направляемый потребителю горячий воздух последовательно нагревается за счет охлаждения головки цилиндра двигателя и за счет утилизации теплоты дымовых газов.

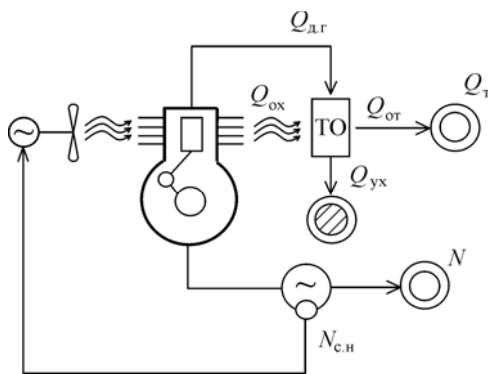


Рис. 1. Принципиальная схема микроТЭС с когенерацией на базе ДВС с воздушным охлаждением.

ТО — теплообменник,  $Q_p, N, N_{с.н}$  — теплофикационная, электрическая и собственных нужд нагрузка соответственно,  $Q_{ox}, Q_{от}, Q_{дг}, Q_{yx}$  — тепловые потоки с воздухом, охлаждающим головку цилиндра двигателя, воздухом, отпускаемым потребителю теплоты, дымовыми газами, отработавшими в камере сгорания двигателя, и уходящими дымовыми газами соответственно.

Распределение теплоты, полученной при сгорании вводимого в цилиндр топлива, называют тепловым балансом, который

обычно определяется экспериментальным путем. Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = Q_e + Q_{yx} + Q_{от} + Q_{пот} + Q_{ост}, \text{ кВт},$$

где  $Q$  — теплота топлива, введенная в двигатель,  $Q_e$  — теплота, превращенная в полезную работу,  $Q_{от}$  — теплота с охлаждающим агентом (водой или воздухом), направленная на нужды отопления,  $Q_{yx}$  — теплота, потерянная с отработавшими газами,  $Q_{пот}$  — теплота, потерянная в окружающую среду через стенки системы эвакуации дымовых газов,  $Q_{ост}$  — остаточный член баланса, который равен сумме всех неучтенных потерь. Количество располагаемой (введенной) теплоты (кВт) запишется в виде:  $Q = B_i \cdot Q_p^H / \tau$ , где  $Q_p^H$  — низшая рабочая теплота сгорания,  $B_i$  (кг) определяется по формуле  $B_i = B_{изм} \cdot \rho \cdot 10^{-6}$ , здесь  $i$  — режим в зависимости от нагрузки,  $\rho$  — плотность топлива (кг/м<sup>3</sup>), принимающая значения  $\rho = 725-780$  для его жидкого состояния.

Теплота (кВт), превращенная в полезную работу, равна:  $Q_e = N_e$ . Теплота (кВт), теряемая с отработавшими газами, запишется как  $Q_{yx} = V_g \cdot c_{pg} \cdot t_g / \tau$ , где  $V_g$  — расход газов, м<sup>3</sup>/кг,  $t_g$  — температура отработавших газов, °С,  $\tau$  — время, сек.,  $c_{pg}$  — средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К).

Теплота, отведенная от ДВС обдуваемым воздухом (отопительная нагрузка), и потери теплоты (кВт) запишутся следующим образом:

$$Q_{от} = Q_{от1} + Q_{от2} = \alpha \cdot F_{ц} \cdot \Delta t + V_b \cdot c_{pb} \cdot t_b, \quad Q_{пот} = \alpha \cdot F_{то} \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где  $F_{ц}, F_{то}$  — площади поверхности головки цилиндра ДВС и поверхности теплообменника и газоотводных труб соответственно,  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $\Delta t$  — соответствующий температурный напор,  $V_b, c_{pb}, t_b$  — расход, изобарная теплоемкость и температура нагретого (отопительного) воздуха соответственно. В выражении (1) теплота, направленная с воздухом на отопление, учитывает тепло от охлаждения головки цилиндра двигателя ( $Q_{от1}$ ) и от охлаждения дымовых газов в специальном теплообменнике ( $Q_{от2}$ ). Остаточный член теплового баланса (кВт) будет иметь вид  $Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_g + Q_{от} + Q_{пот})$ .

Показатели эффективности установки с использованием данных [5, 6] оцениваются следующим образом. Электрический КПД учитывает все виды потерь и не учитывает отпуск теплоты:  $\eta_e = N_e / (B_i \cdot Q_p^H)$ . Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии (кг/кВт·ч) составляет  $b_y = 0,123 / \eta_e$ . Коэффициент использования теплоты топлива имеет вид  $\eta = (Q_e + Q_{от}) / (B_i \cdot Q_p^H)$ , здесь в числителе первое слагаемое учитывает отпуск электроэнергии (по нему определяют электрический КПД установки), второе слагаемое обеспечивает учет когенерации и отпуска теплоты.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определяют по известной площади поверхности оребренной головки цилиндра и экспериментально измеренным температурам стенки и охлаждающего воздуха следующим образом:

$$\alpha = Q_{от1} / (F_{ц} \Delta t), \quad (2)$$

здесь  $F_{ц}$ , м<sup>2</sup> — поверхность теплоотдачи,  $\Delta t$ , °С — температурный напор.

В свою очередь, величина теплового потока (кВт), воспринятая воздухом, рассчитывается по формуле  $Q_{от1} = G c_p (t_{вых} - t_{вх})$ , где  $G$ , кг/с — массовый расход нагреваемой среды (для нашего случая воздуха),  $c_p$ , Дж/(кг·К) — средняя массовая теплоемкость,  $t_{вых}$ , °С — температура среды (воздуха) на выходе,  $t_{вх}$ , °С — температура среды на входе.

В связи с тем, что температура воздушного потока изменяется по мере прохождения через установку, разность температур  $\Delta t$ , входящая в выражение (2), будет переменной. Поэтому в расчет вводят среднюю логарифмическую разность температур  $\Delta t = (t_{вых} - t_{вх}) / \ln \frac{t_{ст} - t_{вх}}{t_{ст} - t_{вых}}$ , здесь  $t_{ст}$ , °С — температура стенки установки (головки цилиндра).

Особенность настоящего подхода заключается в том, что влиянием переменных физических свойств газов можно пренебречь, так как температурный напор не слишком велик:  $0,5 \leq t_{ст} / t_{ср} \leq 2$ , здесь  $t_{ср}$ , °С — средняя температура потока газа (воздуха). Это, в свою очередь, означает, что в силу незначительности не учитываются особенности молекулярного переноса теплоты, характеризующиеся числом Прандтля (Pr), а  $\alpha$  главным образом зависит от скорости охлаждающего потока воздуха или, в критериальной форме, от числа Рейнольдса (Re) (рис. 2).

Повышение эффективности микроТЭС (бензогенератора) предлагается обеспечить за счет использования теплового потока, охлаждающего головку цилиндра ДВС и за счет применения пластинчатого теплообменника, который устанавливается взамен глушителя (с сохранением данной функции) для дополнительного последующего нагрева воздуха (рис. 1). Для такого теплообменника уравнение энергетического баланса примет вид:  $\alpha_1 \cdot F_1 \cdot (t_1 - t_{ст1}) = \alpha_2 \cdot F_2 \cdot (t_{ст2} - t_2) \cdot \eta_{то}$ , где индексы 1 и 2 характеризуют теплообмен со стороны газов и воздуха соответственно,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  — коэффициенты теплоотдачи и поверхности теплопередачи со стороны газов и воздуха,  $\eta_{то}$  — КПД теплообменника,  $t$  — температуры соответствующих теплоносителей.

Площадь поверхности нагрева (м<sup>2</sup>) со стороны горячего теплоносителя (газов) составляет  $F_1 = Q_{д.г} / (k \cdot \Delta t)$ , где коэффициент теплопередачи (Вт/(м<sup>2</sup>·К)) имеет вид  $k = (1/\alpha_1 + \delta_m / \lambda_m + 1/\alpha_2)^{-1}$ , здесь  $\delta_m$ , м — толщина стенки,  $\lambda_m$ , Вт/(м·К) — теплопроводность материала стенки.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху определяют как для пластинчатого теплообменника при продольном омывании:

$$\alpha_2 = 0,177 \cdot c_z (\lambda_m / d_3) (\omega \cdot d_3 / \nu)^{0,64},$$

здесь  $c_z$  — поправка на число поперечных рядов труб,  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с — коэффициент кинематической

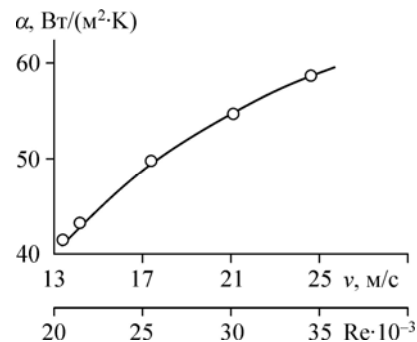


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости потока для омывания оребренной головки цилиндра двигателя внутреннего сгорания воздухом.

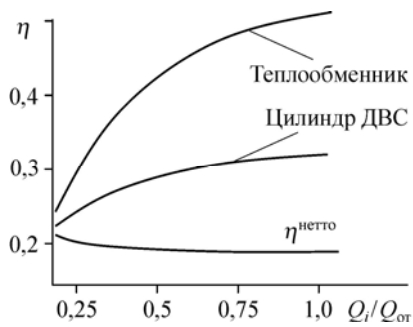


Рис. 3. Изменение эффективности (коэффициента использования теплоты топлива) микроТЭС в зависимости от отопительной нагрузки.

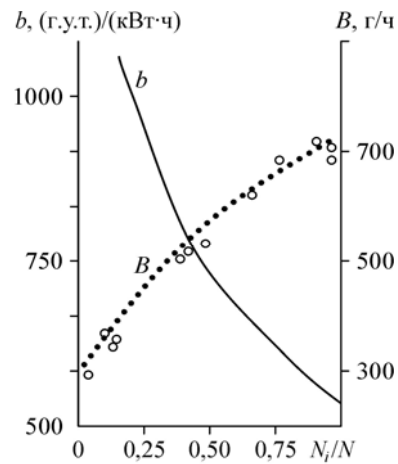


Рис. 4. Удельный ( $b$ ) и массовый ( $B$ ) расход топлива теплоэнергетической установкой.

вязкости труб,  $\lambda_m$ , Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности металла,  $d_э$ , м — эквивалентный диаметр,  $\omega$ , м/с — скорость газов.

С использованием разработанных методических положений проведено исследование микроТЭС мощностью 2,4 кВт на базе ДВС Hitachi. Установлено, что применение когенерации за счет использования охлаждающего головки цилиндра воздуха позволяет увеличить коэффициент использования теплоты топлива до  $\eta \approx 0,3$  (рис. 3). В то же время утилизация теплоты дымовых газов во вновь устанавливаемом теплообменнике позволяет увеличить  $\eta$  до  $\sim 0,5$  (рис. 3).

Некоторое снижение коэффициента использования теплоты топлива с учетом собственных нужд ( $\eta_{\text{нетто}}$ ) с ростом отопительной нагрузки обусловлено работой вентилятора, обеспечивающего перекачку нагреваемого воздуха и доставку его потребителю. Следует отметить, что в реальной микроТЭС рост отопительной нагрузки связан в первую очередь с увеличением электрической нагрузки. Расход топлива во всех случаях неизменен и не превысит 700 г/час на нагрузках, близких к номинальным, что соответствует  $\sim 500$  г.у.т./кВт·ч отпускаемой электроэнергии (рис. 4).

Расчетами определено, что пластинчатый теплообменник, размещенный в кожухе, имеет следующие габаритные размеры: 260×170×40 мм (рис. 5), что сопоставимо с размерами глушителя для ДВС.

В реальной практике бензогенераторы используют для выработки электроэнергии. В том случае, когда необходима теплота, применяют тепловые пушки. В работе [3] показано, что когенерация ДВС с воздушным охлаждением во всех случаях конкурентоспособна с тепловыми пушками. При этом следует подчеркнуть, что для обеспечения работы

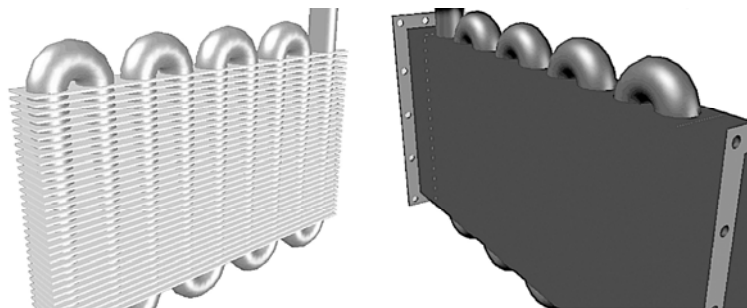


Рис. 5. Общий вид теплообменного аппарата.

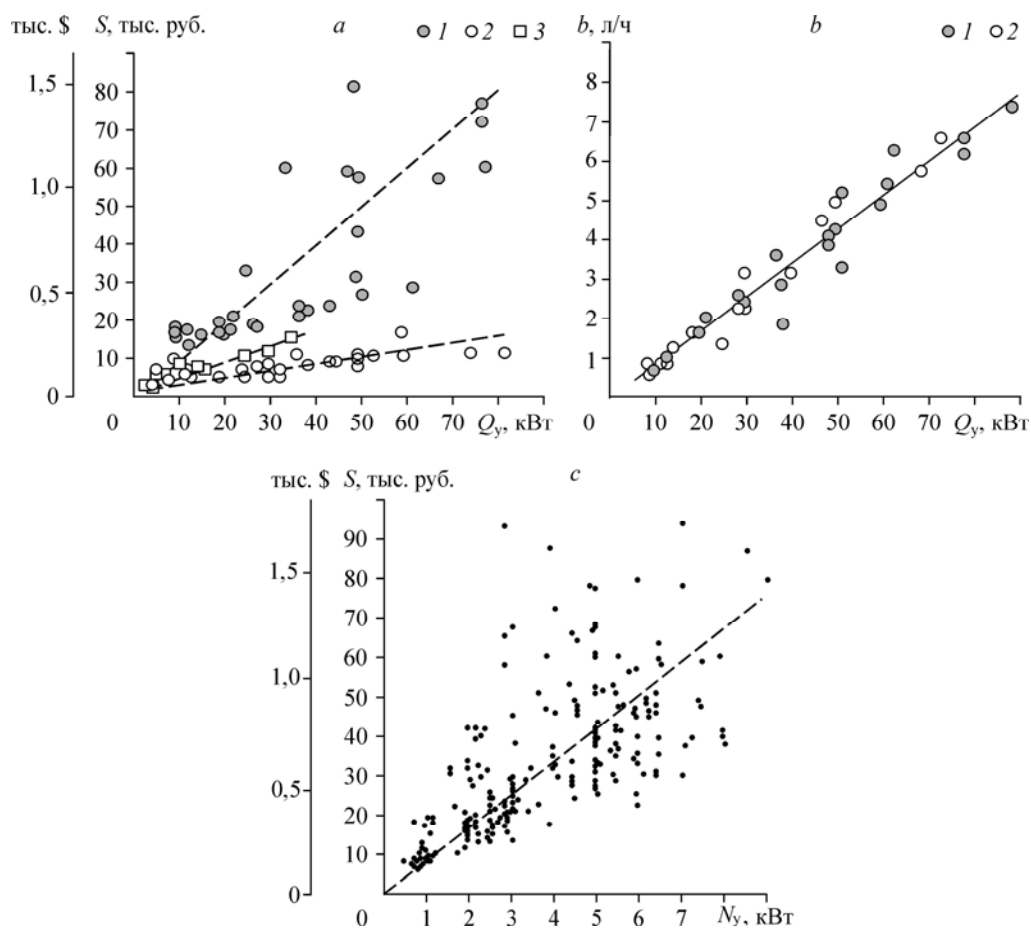


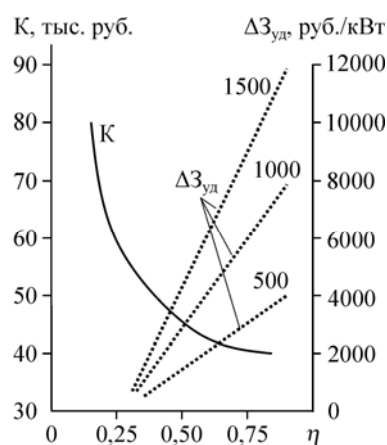
Рис. 6. Стоимостные и расходные характеристики оборудования.

$a$  — стоимость тепловых пушек,  $b$  — расход натурального топлива тепловыми пушками,  $c$  — стоимость бензогенераторов в зависимости от установленной мощности  $N_y$ ; тепловые пушки: 1 — жидкотопливные ( $a$ ,  $b$ ), 2 — газовые ( $a$ ,  $b$ ), 3 — электрические ( $a$ ).

тепловой пушки, в конструкции которой присутствует электрический вентилятор, обязательно наличие бензогенератора.

Вместе с тем, интересно отметить следующие экономические эффекты для сложившихся на рынке в настоящее время стоимостей на оборудование (рис. 6) при цене бензина  $\sim 30$  руб./л, а газа  $\sim 18$  руб./л. Во-первых, когенерация бензогенераторов с воздушным охлаждением по сравнению с системой, включающей как бензогенератор, так и тепловую пушку, позволяет снизить капиталовложения приблизительно в два раза при увеличении коэффициента использования теплоты топлива до 0,8 и при сопоставимых условиях отпуска электроэнергии и теплоты (рис. 7). Во-вторых,

Рис. 7. Техничко-экономические показатели ДВС с воздушным охлаждением в условиях когенерации в зависимости от коэффициента использования теплоты топлива  $\eta$ .  $K$  — капиталовложения в установки,  $\Delta Z_{уд}$  — экономия годовых затрат на топливо в зависимости от числа часов использования установленной мощности (500–1500 часов).



за счет когенерации можно в 3–10 раз экономить затраты на топливо ( $\Delta Z_{уд}$ ), что составит от 2 до 10 тыс. руб. на киловатт установленной мощности в зависимости от числа часов использования установки (рис. 7). Видно, что для установки мощностью 2,4 кВт экономия на топливе составит около 10 тыс. руб./год при  $\eta = 0,5$  и 1000 часов работы в году. Несложные расчеты показывают, что при стоимости установки в 20 тыс. руб. ее можно менять на новую через два года эксплуатации.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработана методика исследования микроТЭС на базе ДВС с воздушным охлаждением и когенерацией, в основе которой лежат уравнения энергобалансов и законы теплопередачи.

2. Экспериментально установлено, что коэффициент использования теплоты топлива может быть поднят до  $\eta \approx 0,5$  при использовании теплового потока, охлаждающего головку цилиндра двигателя с последующим его нагревом за счет утилизации теплоты отработавших в цилиндре дымовых газов в пластинчатом теплообменнике.

3. Показано, что когенерация способна в 3–10 раз экономить затраты на топливо в зависимости от длительности использования установок в сравнении со случаем применения тепловых пушек.

### Список литературы

1. Анализ рынка генераторов электроэнергии (электрогенераторов) бензиновых в России. Опубликовано 07.10.2014. Режим доступа: <http://www.giac.ru/PressRelease/PressReleaseShow.asp?id=523511>. Чтение с экрана.
2. Филиппов С.П. Малая энергетика в России // Теплоэнергетика. 2009. № 8. С. 38–44.
3. Щинников П.А., Томилов В.Г., Синельников Д.С. Методика оценки технико-экономической эффективности когенерационных установок на базе ДВС с воздушным охлаждением // Научный вестник НГТУ. 2015. № 2. С. 134–143.
4. Щинников П.А., Синельников Д.С. Энергоснабжение при малоэтажном строительстве при отсутствии инфраструктуры // Изв. вузов. Строительство. 2015. № 7. С. 58–64.
5. Ноздренко Г.В., Шаров Ю.И., Бородихин И.В. Тепловая электростанция на базе ДВС. Методические указания // Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2008. 39 с.
6. Григорьева О.К., Борух О.В. Расчет тепловых схем теплофикационных паротурбинных установок. Методические указания // Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2014. 63 с.

*Статья поступила в редакцию 16 февраля 2016 г.*