

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ МАКСИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА, УТИЛИЗИРУЮЩЕГО ТЕПЛОТУ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ПОРШНЕВОГО ДВС

Д.Д. Матиевский, В.А. Романов, В.С. Кукис, А.И. Рыбалко

В статье приводятся результаты определения оптимальной максимальной температуры рабочего тела двигателя Стирлинга, предназначенного для утилизации теплоты отработавших газов поршневого двигателя внутреннего сгорания. Показано, что для получения максимальной работы эта температура должна составлять около 700 К

Ключевые слова: поршневой ДВС, двигатель Стирлинга, температура рабочего тела, отработавшие газы, утилизация теплоты.

ВВЕДЕНИЕ

Известно, что эффективность любого теплового двигателя определяется перепадом температур его рабочего тела. Поскольку у двигателей, работающих в условиях атмосферы земли, минимальная температура определяется температурой окружающей среды, то, казалось бы, обеспечение максимального коэффициента полезного действия (КПД) обусловлено возможностью обеспечения наибольшей температуры рабочего тела.

Рассмотрим справедливость этого тезиса на примере двигателя Стирлинга (ДС), предназначенного для утилизации теплоты отработавших газов (ОГ) поршневого ДВС.

Эксергетический анализ процесса передачи теплоты от отработавших газов к рабочему телу двигателя Стирлинга

Эксергия, содержащаяся в потоке теплоты, передаваемой к рабочему телу ДС, предназначена для дальнейшего преобразования в механическую энергию. Как любой тепловой двигатель стирлинг не может трансформировать в работу все эксергию, сообщенную ему с теплотой от ОГ. В соответствии со вторым законом термодинамики, часть полученной теплоты (а значит и эксергии) должна быть отдана некоторому теплоприемнику через систему охлаждения ДС. Для рассматриваемого случая теплоприемником является окружающая среда, однако минимальная температура рабочего тела ДС должна быть несколько выше температуры окружающей среды, иначе теплоотвод происходить не будет. Наличие отмеченной разницы температур вызывает потерю с отводимой теплотой и некоторого количества эксергии ($Ex_{охл}$).

Индикаторная работа, производимая Стирлингом за цикл, представляет разность

$$L_i = Ex_{дс} - Ex_{охл}. \quad (1)$$

Термодинамическая эффективность преобразований, происходящих во внутреннем контуре ДС, оценивается его индикаторным эксергетическим КПД:

$$\eta_{iEx} = \frac{L_i}{Ex_{дс}} = \frac{Ex_{дс} - Ex_{охл}}{Ex_{дс}} = 1 - \frac{Ex_{охл}}{Ex_{дс}}. \quad (2)$$

$$\text{Здесь } Ex_{дс} = Q_{дс} \left(1 - \frac{T_{охл}}{T_{дс}^{max}} \right); \quad (3)$$

$$Ex_{охл} = Q_{охл} \left(1 - \frac{T_{ос}}{T_{дс}^{min}} \right), \quad (4)$$

где $Q_{охл}$ – количество теплоты, уходящее от рабочего тела ДС в систему охлаждения; $T_{дс}^{max}$ и $T_{дс}^{min}$ – температуры подвода и отвода теплоты от рабочего тела ДС (рисунок 1).

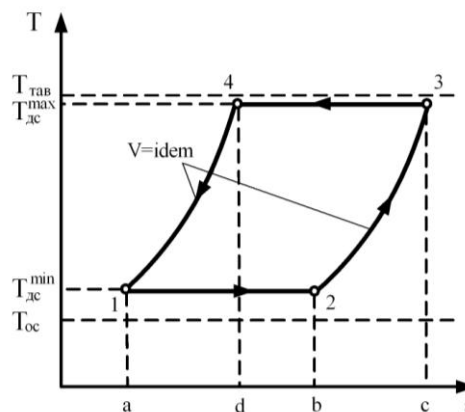


Рисунок 1 - Термодинамический цикл двигателя Стирлинга

Используя графическую интерпретацию теплоты в координатах $T-s$, можно записать

$$Q_{дс} = T_{дс}^{max} \Delta s_{c-d}; \quad (5)$$

$$Q_{охл} = T_{дс}^{min} \Delta s_{a-b}. \quad (6)$$

С учетом зависимостей (3)–(6), уравнение (2) примет вид:

$$\eta_{iEx} = 1 - \frac{T_{дс}^{min} \Delta s_{c-d} (1 - T_{oc} / T_{дс}^{min})}{T_{дс}^{max} \Delta s_{a-b} (1 - T_{oc} / T_{дс}^{max})}$$

Поскольку изохоры 2–3 и 4–1 (рисунок 1) эквидистантны, отрезки $c-d$ и $a-b$ равны. Поэтому выражение (7) можно представить в виде:

$$\eta_{iEx} = 1 - \frac{T_{дс}^{max} / T_{oc} - 1}{T_{дс}^{max} / T_{oc} - 1}. \quad (8)$$

На рисунке 2 показано изменение η_{iEx} в функции $\bar{T}_{дс}^{max} = T_{дс}^{max} / T_{oc}$ и доли теплоты ОГ, переданной во внутренний контур ДС - ξ_q (в расчетах принято $T_{дс}^{min} = 330$ К). Как видно, до значений относительной максимальной температуры рабочего тела, равной 1,7 (что соответствует $\xi_q = 0,65$) эксергетический КПД существенно увеличивается, достигая 80 %, затем его рост замедляется и при $\bar{T}_{дс}^{max} = 3,13$ (при $T_{дс}^{max} = T_{ог}$) составляет 94 %.

Иной характер имеет изменение работы цикла (на рисунке 2 она показана в относительной форме: масштабом отнесения служило произведение индивидуальной газовой постоянной на температуру окружающей среды). Объясняется это тем, что с ростом относительной максимальной температуры рабочего тела количество эксергии, подводимой к рабочему телу не увеличивается непрерывно, а изменяется по закону, показанному на рисунке 2. Совместный учет термодинамической эффективности цикла и количества введенной в него эксергии приводит к тому, что с увеличением $\bar{T}_{дс}^{max}$ от 1,0 до 1,9 относительная работа цикла интенсивно растет, достигая значения 1,7, затем практически столь же интенсивно уменьшается и при $\bar{T}_{дс}^{max} = T_{ог}$ становится равной нулю. Связано это с тем, что в этот момент рабочее тело ДС перестает получать эксергию от ОГ и превращать в работу становится нечего.

Если (как было принято ранее) считать $T_{oc} = 293$ К, то получается, что работа цикла

достигает максимума при $T_{дс}^{max} = 557$ К (264 °С). Очевидно, что такой максимальной температуры рабочего тела недостаточно, для работы реального Стирлинга, в котором часть вырабатываемой двигателем мощности расходуется на преодоление механического трения и гидравлических сопротивлений во внутреннем контуре. В исследовании [1], например, ДС начинал работать при температуре стенки нагревателя близкой к 690 К (примерно 420 °С). Поэтому практически работа ДС возможна при $\bar{T}_{дс}^{max} > 2,3$.

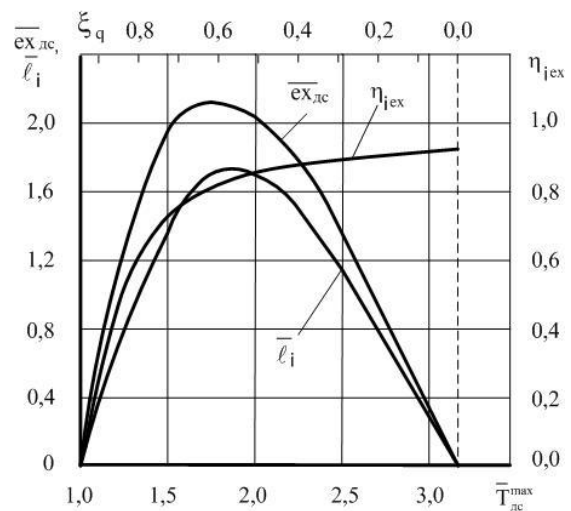


Рисунок 2 – Зависимость работы цикла и индикаторного эксергетического КПД двигателя Стирлинга от максимальной температуры его рабочего тела и доли теплоты отработавших газов, переданной во внутренний контур

Результаты экспериментального исследования

Для экспериментальной проверки полученных результатов были проведены эксперименты, в которых источником энергии для привода ДС размерностью 5,5/2,1 являлись ОГ дизеля КамАЗ–740, а подвод теплоты к нагревателю стирлинга осуществлялся через промежуточный теплоноситель, которым служил гидроксид лития с температурой фазового перехода 744 К. Двигатель Стирлинга был совмещен с электрическим генератором, в результате чего теплота ОГ утилизовалась в стирлинг-электрической установке (СЭУ).

Испытания проводили на эксплуатационных режимах дизелей грузовых автомобилей при движении по городскому и междуго-

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ МАКСИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА, УТИЛИЗИРУЮЩЕГО ТЕПЛОТУ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ПОРШНЕВОГО ДВС

родному циклам [2]. Было проведено три серии экспериментов. В первой за счет большой массы гидроксида лития промежуточный теплоноситель не разогревался до температуры фазового перехода и всегда находился в твердом состоянии. Во второй серии масса гидроксида лития подбиралась таким образом, чтобы он всегда находился в состоянии фазового перехода либо их твердого в жидкое, либо наоборот. В результате температура промежуточного теплоносителя оставалась неизменной и равной температуре плавления гидроксида лития. В третьей серии экспериментов масса промежуточного теплоносителя была такой, что он все время находился в жидком (расплавленном) состоянии.

На рисунке 3 приведены средние значения поверхностной плотности теплового и эксергетического потоков, поступающих во внутренний контур ДС в каждой из указанных выше серий.

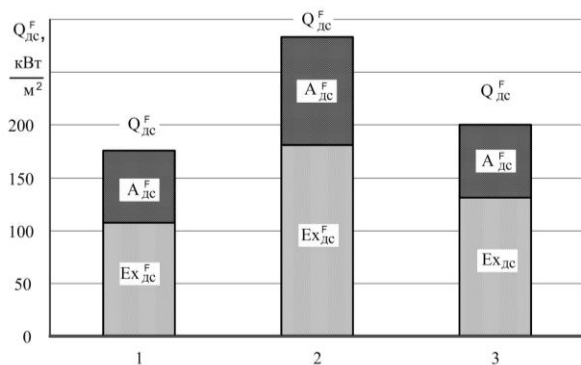


Рисунок 3 – Средние значения плотности поверхностных потоков

(теплового $Q_{дс}^F$ и эксергетического $Ex_{дс}^F$), поступающих во внутренний контур двигателя Стирлинга ($A_{дс}^F$ – энергия теплового потока):
 1 – промежуточный теплоноситель находится только в твердом состоянии; 2 – промежуточный теплоноситель находится практически при температуре фазового перехода; 3 – промежуточный теплоноситель находится при температуре, превышающей температуру фазового перехода

На рисунке 4 приведены средние значения тепловой и эксергетической напряженности рабочего тела во внутреннем контуре ДС, полученные при различных состояниях промежуточного теплоносителя.

Как видно, самое большое количество энергии передается рабочему телу ДС в случае, когда температура стенки нагревателя была наиболее близка к оптимальной, которая составляет примерно 430 °С.

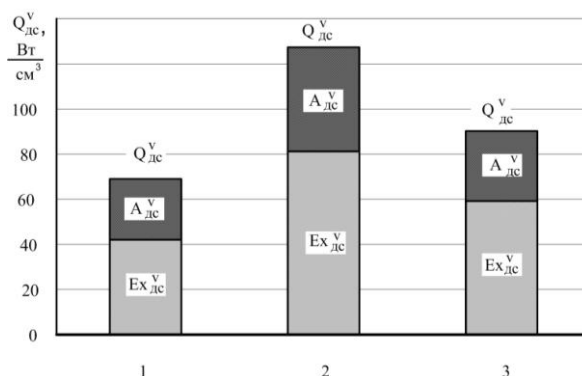


Рисунок 4 – Средние значения тепловой и эксергетической напряженности рабочего тела во внутреннем контуре двигателя Стирлинга

Рисунок 5 иллюстрирует доли эксергии в тепловой энергии, передаваемой во внутренний контур ДС.

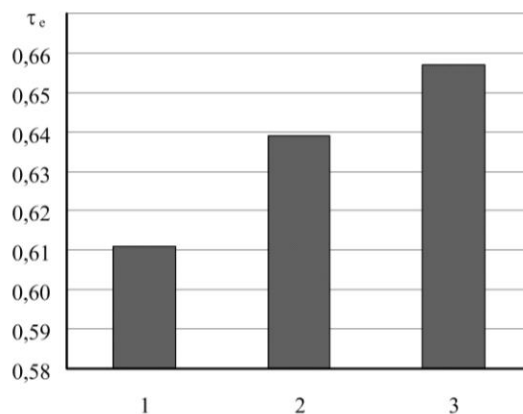


Рисунок 5 – Доли эксергии в теплоте, передаваемой во внутренний контур ДС

В процессе испытаний были определены индикаторные и эффективные мощностные и экономические показатели СЭУ при ее работе с использованием теплоты ОГ дизеля КамАЗ–740 на трех режимах подачи ОГ в систему подвода теплоты ДС. На каждом из них средняя частота вращения вала двигателя СЭУ поддерживалась на уровне 1700 мин⁻¹ за счет изменения электрической нагрузки.

На рисунках 6–8 показаны свернутые индикаторные диаграммы с усредненными зна-

чениями относительного давления во внутреннем контуре двигателя утилизационной СЭУ ($\bar{p} = p_{\max}/p_{\min}$). Здесь же указаны границы «разброса» давления, зафиксированные при индицировании.

Как видно, в рассматриваемом случае максимальное давление рабочего цикла стало выше (на 6,2 %) и площадь индикаторной диаграммы (т. е. работа цикла) значительно больше (на 68,4 %), чем в предыдущем эксперименте.

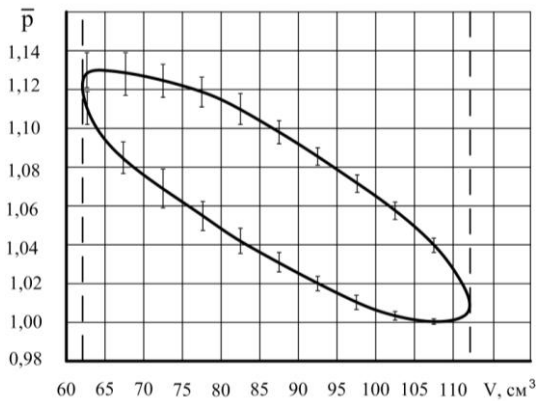


Рисунок 6 – Индикаторная диаграмма двигателя утилизационной стирлинг-электрической установки в случае, когда промежуточный теплоноситель находился только в твердом состоянии

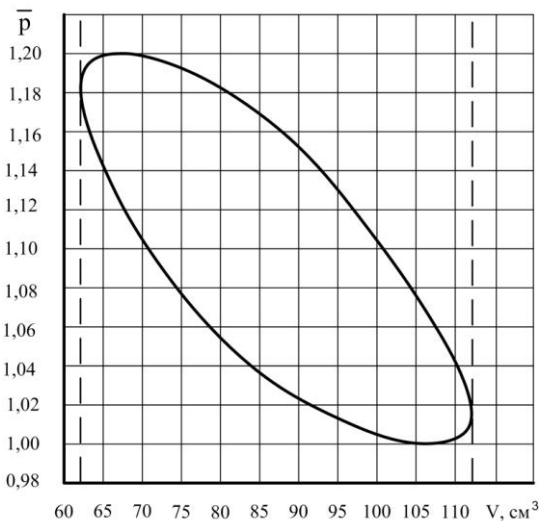


Рисунок 7 – Индикаторная диаграмма двигателя утилизационной стирлинг-электрической установки в случае, когда промежуточный теплоноситель находился практически при температуре фазового перехода

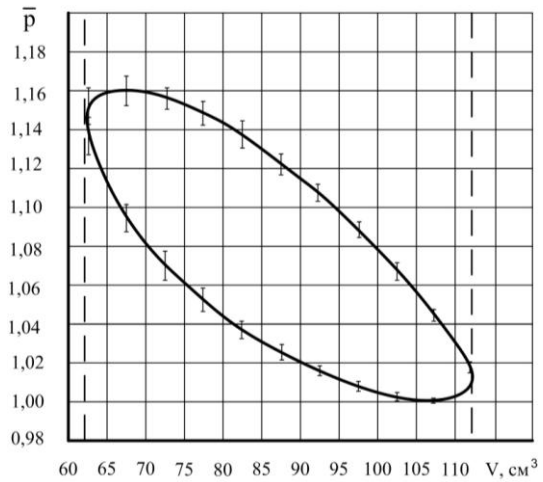


Рисунок 8 – Индикаторная диаграмма двигателя утилизационной стирлинг-электрической установки в случае, когда промежуточный теплоноситель находился только в жидком состоянии

Далее видно, что максимальное давление рабочего тела несколько снизилось в сравнении с предыдущим экспериментом (на 3,33 %), а работа цикла стала меньше (на 24,1 %). В эксперименте (рисунок 8) промежуточный теплоноситель находился только в жидком состоянии.

Гистограммы (рисунки 9–13) иллюстрируют изменение эффективной мощности, параметра мощности, среднего эффективного давления, эффективного и эксергетического КПД двигателя утилизационной стирлинг-электрической установки в рассмотренных выше случаях.

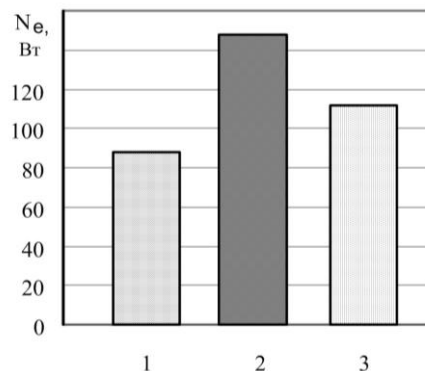


Рисунок 9 – Эффективная мощность двигателя утилизационной стирлинг-электрической установки

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ МАКСИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА, УТИЛИЗИРУЮЩЕГО ТЕПЛОТУ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ПОРШНЕВОГО ДВС

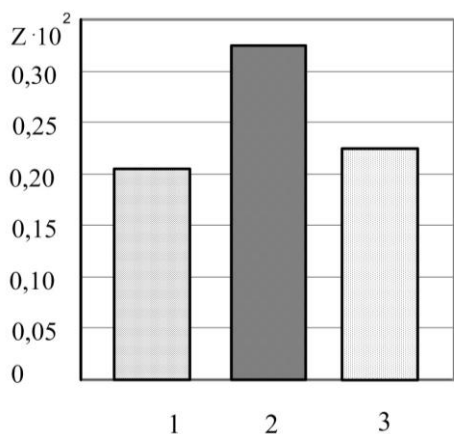


Рисунок 10 – Параметр мощности двигателя утилизационной стирлинг-электрической установки

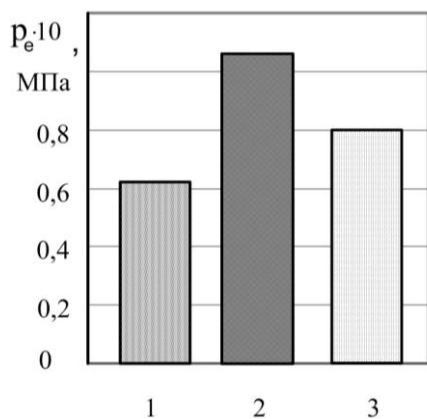


Рисунок 11 – Среднее эффективное давление в двигателе утилизационной стирлинг-электрической установки

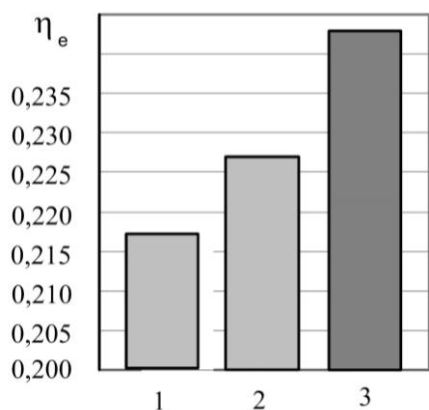


Рисунок 12 – Эффективный КПД утилизационной стирлинг-электрической установки

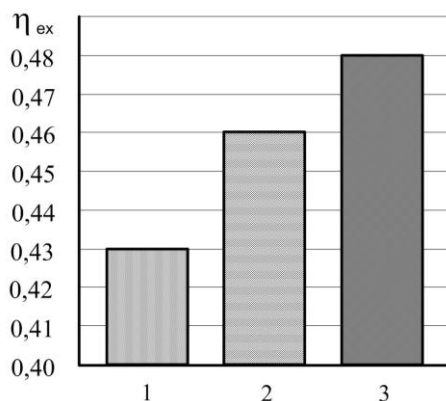


Рисунок 13 – Эксергетический КПД утилизационной стирлинг-электрической установки

На рисунке 14 показана зависимость работы цикла и эксергетического КПД утилизационной стирлинг-электрической установки от доли теплоты ОГ, переданной во внутренний контур ДС.

Рисунок со всей очевидностью свидетельствует о том, что выбранный промежуточный теплоноситель (гидроксид лития) с температурой фазового перехода 744 К позволил получить максимум возможной мощности.

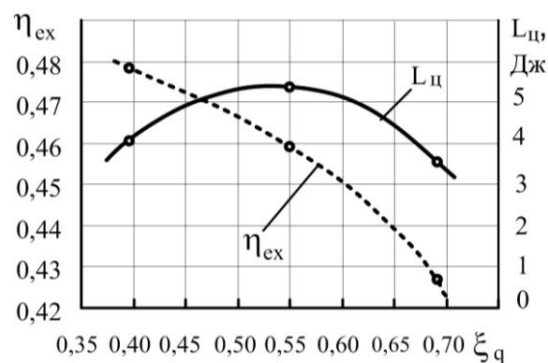


Рисунок 14 – Зависимость работы цикла и эксергетического КПД от доли теплоты отработавших газов, передаваемой для дальнейшей утилизации во внутренний контур двигателя стирлинг-электрической установки

ВЫВОДЫ

Приведенные выше результаты экспериментов убедительно подтверждают справедливость теоретических положений, касающихся влияния максимальной температуры рабочего тела на мощностные показатели СЭУ.

Следует, однако, подчеркнуть, что обеспечить постоянство температуры нагревателя (т. е. обеспечить нахождение промежуточ-

ного теплоносителя всегда при температуре фазового перехода) в реальных условиях возможно лишь обеспечивая соответствующий расход ОГ через нагреватель двигателя стирлинг-электрической установки при том или ином режиме работы поршневого ДВС. Принципиально возможно (и необходимо) создание достаточно простых систем автоматического регулирования этого количества ОГ. Последнее, однако, не входило в рамки настоящей работы и будет реализовано авторами позднее.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кукис, В.С. Системно-термодинамические основы применения двигателей Стирлинга для повышения эффективности силовых и теплоиспользующих установок мобильной техники: Дис. ...

д-ра техн. наук / В.С. Кукис. – Челябинск, 1989. – 461 с.

2. Парсаданов, И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов. – Харьков, 2003. – 244 с.

Матиевский Д.Д., д.т.н., проф.,
АлтГТУ им. И.И. Ползунова, Барнаул,
тел. (385)2260516,

Романов В.А., к.т.н.,

Рыбалко А.И.,

ОАО «15 центральный авторемонтный завод», Новосибирск,

e-mail: info@carz15.ru, тел. (383)2451928,

Кукис В.С., д.т.н., проф.,

e-mail: idem37@mail.ru

Работа выполнена в порядке реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы