

УДК 621.444.4+621.412

С. А. ГОРОЖАНКИН, А. В. ЧУХАРКИН

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Выполнен анализ возможностей комбинированных силовых установок, включающих газотурбинные двигатели и двигатели Стирлинга. Рассмотрены варианты принципиальных схем построения таких установок. Проведен анализ термодинамических циклов, найдены зависимости для вычисления их основных параметров. На основе результатов исследований дана количественная оценка степени использования теплоты продуктов сгорания газотурбинного двигателя для работы двигателя Стирлинга, определены предельные значения его КПД, мощности и КПД установок в целом. Выдвинуты предложения по применению и расширению возможностей таких установок в составе транспортных средств.

комбинированная силовая установка, газотурбинный двигатель, двигатель Стирлинга, термодинамические циклы, коэффициент полезного действия, мощность

ФОРМУЛИРОВКА ПРОБЛЕМЫ

В настоящее время известно большое количество схем комбинированных энергетических установок, включающих газотурбинные двигатели (ГТД). К ним следует отнести парогазовые, газопаровые, комбинированные двигатели внутреннего сгорания (ДВС), в том числе турбокомпаундные ДВС, свободнопоршневые газогенераторы, работающие совместно с газовыми турбинами и др. [1]. В то же время информация о возможностях использования двигателей Стирлинга (ДС) в составе комбинированных силовых установок крайне ограничена. Рассматривается возможность использования газов, отводимых из газовой турбины, в качестве источника теплоты для ДС, одним из главных достоинств которого является высокий термический КПД. Таким образом, становится возможным создание комбинированной установки, включающей ГТД и ДС. Ее важным преимуществом, помимо увеличения КПД, является также экологическая чистота отводимых газов, возможность использования других источников теплоты, альтернативных и возобновляемых топлив.

ЦЕЛИ

Работа посвящена анализу термодинамических циклов и возможностей комбинированных силовых установок, в состав которых входят два двигателя – газотурбинный и Стирлинга.

Известен ряд работ по использованию теплоты продуктов сгорания автотракторных дизельных ДВС в качестве источников теплоты для вспомогательных двигателей Стирлинга небольшой мощности [2]. КПД и мощность таких ДС невелики, но в целом повышается энергоэффективность силовой установки, поскольку эти газы являются одним из видов вторичных тепловых энергоресурсов, а сама установка становится комбинированной.

Характерной особенностью ГТД является большая мощность в одном агрегате, а также значительный расход рабочего тела на единицу эффективной мощности. Теплота отработавших газов за газовой турбиной используется в комбинированных парогазовых установках для получения пара, работающего в дополнительной (паровой) турбине. Конечная температура газов за последней ступенью газовой турбины является, по существу, исходной для парового котла-утилизатора, устанавливаемого в такой установке.

Для современных транспортных силовых установок, включающих ГТД, одной из особенностей является сравнительно высокая температура газов за турбиной. Это объясняется отсутствием регенераторов теплоты (при высокой степени повышения давления регенерация невозможна), а также стремлением предельно увеличивать максимальную температуру перед турбиной ГТД, что, в свою очередь, повышает температуру газов на выходе из двигателя. Последнее дает возможность использования их теплоты для работы второго двигателя комбинированной силовой установки – двигателя Стирлинга, обладающего высоким КПД [3]. Для этого газы необходимо подавать в нагреватель ДС. При этом повышается не только суммарная мощность комбинированной установки, но и возрастает ее суммарный (приведенный) КПД, поскольку для работы ДС дополнительного топлива не требуется. При этом сохраняются значительные преимущества ГТД с точки зрения низких значений выбросов вредных в экологическом отношении ингредиентов.

Одна из простейших рассматриваемых схем такой комбинированной установки представлена на рисунке 1.

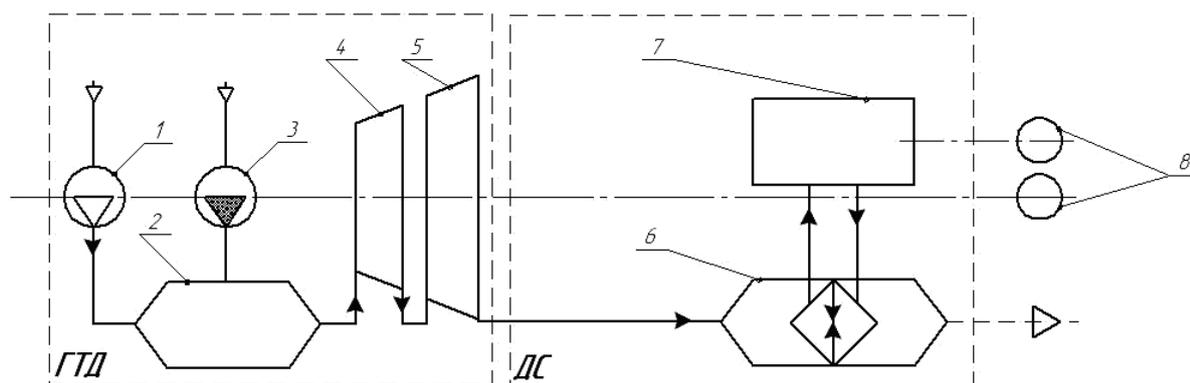


Рисунок 1 – Схема комбинированного двигателя без дожигания топлива за турбиной: 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – топливный насос; 4 – турбина компрессора; 5 – силовая турбина; 6 – нагреватель; 7 – двигатель Стирлинга; 8 – нагрузки.

В соответствии с приведенной схемой газы, покидающие газовую турбину, перед удалением их в атмосферу поступают в нагреватель ДС, представляющий собой рекуперативный теплообменник с развитыми оребренными поверхностями теплообмена со стороны газов. Теплоту к рабочему телу внутреннего контура ДС (гелий или водород) целесообразно передавать с помощью промежуточного жидкометаллического теплоносителя либо тепловых труб. В этом случае осуществляется передача теплоты непосредственно во внутренний контур, а также обеспечиваются оптимальные параметры цилиндров, нагревателя, регенератора и охладителя ДС [4].

На рисунке 2 представлены идеальные циклы ГТД и ДС в Ts -координатах. В цикле ГТД (рис. 2а) часть теплоты, отводимой в процессе 41 (процесс 47), передается двигателю Стирлинга. Соответственно, в цикле двигателя Стирлинга подвод теплоты, которая отводится в цикле ГТД, представлен изобарным процессом 74 (рис. 2б). Отвод теплоты в цикле ДС осуществляется в изотермическом процессе 56 при температуре охладителя T_5 . Процессы 45 и 67 представлены адиабатными с учетом регенерации теплоты во внутреннем контуре ДС [5, 6].

Для оценки эффективности предлагаемого комбинированного двигателя необходимо рассмотреть параметры циклов ГТД и ДС с учетом того, что подвод теплоты к нагревателю ДС осуществляется не в изотермическом, а в изобарном процессе, что приводит к некоторому снижению КПД его цикла.

Термический КПД идеального цикла ГТД с подводом теплоты при постоянном давлении определяется, в соответствии с теоретическими положениями, только степенью повышения давления π согласно зависимости

$$\eta_{гтд} = 1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}},$$

где k – показатель адиабаты рабочего тела.

С учетом температур в характерных точках цикла этот КПД можно представить как

$$\eta_{гтд} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (1)$$

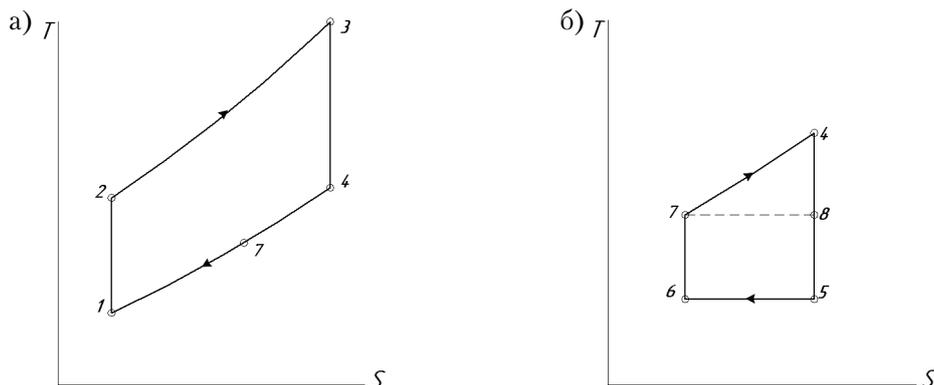


Рисунок 2 – Диаграммы циклов газотурбинного двигателя (а) и двигателя Стирлинга (б).

Удельная теплота и работа цикла ГТД определяются в соответствии с выражением

$$l_{\text{чГТД}} = q_{\text{чГТД}} = c_p (T_3 + T_4 - T_1 - T_2). \quad (2)$$

Часть теплоты q_{41} , отводимой в цикле ГТД, передается нагревателю двигателя Стирлинга в процессе 47. Эта теплота может быть подведена к указанному нагревателю, причем ее целесообразно выразить через степень использования располагаемой теплоты μ

$$q_{\text{ДС}} = \mu(i_4 - i_5) = \mu c_p (T_4 - T_5), \quad (3)$$

где T_5 – температура охладителя двигателя Стирлинга.

Очевидно, что для работы ДС теплота $q_{\text{ДС}}$ в случае установки только одного нагревателя полностью использована быть не может, т.к. она передается в изобарном процессе 74. Если принять, что отвод теплоты осуществляется в изотермическом процессе 56 при температуре охладителя T_5 , то термический КПД ДС при полной внутренней регенерации определится как КПД регенеративного цикла Карно 7 856, т. е.

$$\eta_{\text{тДС}} = 1 - \frac{q_{56}}{q_{78}} = 1 - \frac{T_5}{T_7}.$$

Температуру T_7 можно выразить как

$$T_7 = T_4 - \mu(T_4 - T_5).$$

Удельная теплота и работа цикла двигателя Стирлинга с учетом этого определяются как

$$l_{\text{чДС}} = q_{\text{чДС}} = (T_7 - T_5) \Delta s_{65} = c_p (T_7 - T_5) \ln(T_4/T_7) = c_p (1 - \mu)(T_4 - T_5) \ln(T_4 / ((1 - \mu)T_4 + \mu T_5)), \quad (4)$$

где Δs_{65} – изменение энтропии в процессах подвода и отвода теплоты;
 c_p – изобарная удельная теплоемкость рабочего тела.

Полученные зависимости дают возможность определить суммарную работу циклов такой комбинированной установки, а также вычислить значение ее термического КПД. Полагая, что массовые расходы рабочего тела через тракты ГТД и ДС одинаковы, для удельной работы получим

$$l_{\text{ч}} = q_{\text{ч}} = c_p [(T_3 - T_2 - T_4 + T_1) + (1 - \mu)(T_4 - T_5) \ln(T_4 / ((1 - \mu)T_4 + \mu T_5))]. \quad (5)$$

Тогда термический КПД (приведенный КПД) составит

$$\eta_{\text{т}} = \frac{l_{\text{ч}}}{q_{23}} = \frac{(T_3 - T_2 - T_4 + T_1) + (1 - \mu)(T_4 - T_5) \ln(T_4 / ((1 - \mu)T_4 + \mu T_5))}{T_3 - T_2}. \quad (6)$$

В приведенных зависимостях температуры T_2 и T_4 легко определяются через температуры T_1 и T_3 цикла ГТД и степень повышения давления π . Из выражений (5) и (6) следует, что работа цикла (и, соответственно, мощность), а также КПД комбинированной установки определяются только температурами в характерных точках циклов рассматриваемых двигателей и соотношениями этих температур, а также степенью использования располагаемой теплоты μ .

Расчетные зависимости для работы циклов и КПД составляющих двигателей – газотурбинного и Стирлинга, а также комбинированной установки представлены графически на рисунке 3 для интервала изменений μ от 0,1 до 1,0. Температуры, принятые в расчетах, принимались в соответствии с их значениями, характерными для работы транспортных двигателей наземной техники, а именно: $T_1 = 298 \text{ К}$, $T_5 = 358 \text{ К}$, $T_3 = 1500 \text{ К}$, $\pi = 20$. Удельная работа циклов представлена в безразмерном виде, т.е. отнесена к удельной работе ГТД.

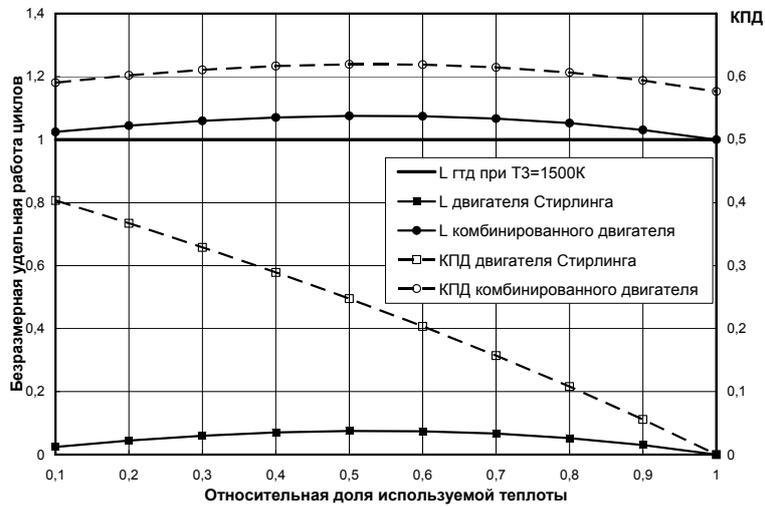


Рисунок 3 – Зависимости работы цикла и КПД двигателей – газотурбинного, Стирлинга и комбинированного от степени использования располагаемой теплоты.

Результаты показывают, что КПД ДС с увеличением μ неуклонно снижается и при $\mu = 1$ становится равным нулю. Работа цикла при этом возрастает, достигает максимума при $\mu = 0,5$ и затем убывает с приближением степени использования теплоты к единице. Приращение суммарной работы комбинированного двигателя при $\mu = 0,5$ составляет 7,5 %. Значение его КПД при этом составляет 0,618, что существенно выше, чем у ГТД, составляющего 0,575.

Для достижения максимального термического КПД ДС желательно использовать всю теплоту $q_{ДС}$, определяемую выражением (3). Однако для этого необходимо обеспечить многоступенчатый отвод теплоты к его нагревателям с последовательным снижением температуры, как это показано на диаграмме, представленной на рисунке 4. Такое становится возможным при передаче теплоты отводимых газов ГТД к нескольким нагревателям многоцилиндрового ДС. Его следует рассматривать как группу одноцилиндровых, работающих на общий вал привода и нагрузку. В пределе, при увеличении числа этих нагревателей и цилиндров, теплота $q_{ДС}$ может быть практически полностью использована для работы двигателя. Тогда его термический КПД $\eta_{i,ДС}^*$ определится как

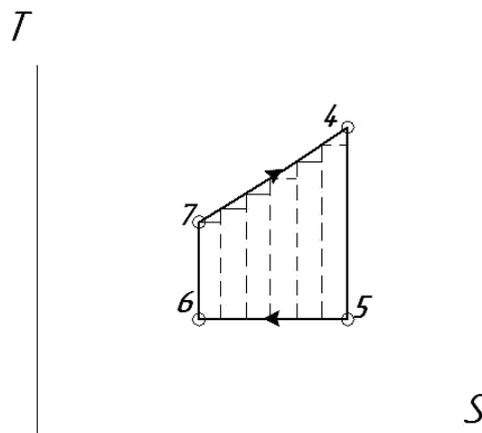


Рисунок 4 – Диаграмма цикла многоцилиндрового двигателя Стирлинга со ступенчатым подводом теплоты.

$$\eta_{i_{дс}}^* = 1 - \frac{q_{65}}{q_{74}} = 1 - \frac{T_5}{(T_4 - T_7) / \ln(T_4/T_7)} \quad (7)$$

Удельная теплота и работа цикла в этом случае составят

$$l_{и_{дс}}^* = q_{и_{дс}}^* = q_{74} - q_{65} = c_p((T_4 - T_7) - T_5 \ln(T_4/T_7)). \quad (8)$$

Расчеты в соответствии с уравнениями (7) и (8) показывают, что в данном варианте КПД ДС с увеличением μ также снижается, но при $\mu = 1$ его значение составляет 0,26, что вполне приемлемо с учетом того, что относительная работа цикла непрерывно возрастает и при $\mu = 1$ становится равной 1,158. Таким образом, эквивалентное увеличение мощности комбинированного двигателя достигает 15,8 %. КПД комбинированного двигателя при этом составляет 0,666, как это показано на рисунке 5. Даже при степени использования теплоты $\mu = 0,5$ удельная работа возрастает на 11 %, а КПД составляет 0,639.

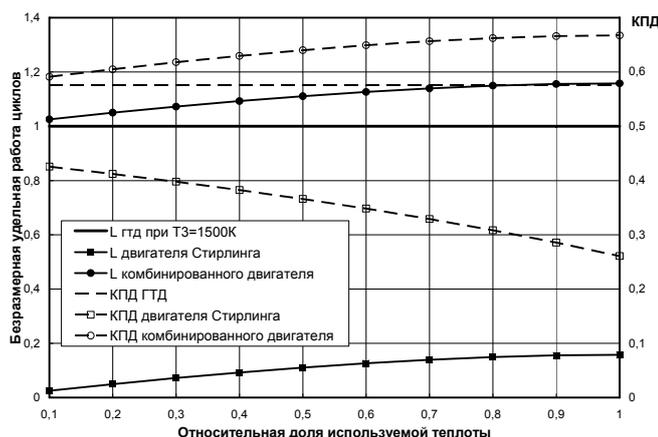


Рисунок 5 – Зависимости работы цикла и КПД ГТД, ДС и комбинированного двигателя при многоступенчатом отводе теплоты для многоцилиндровых двигателей Стирлинга.

Двигатели Стирлинга хорошо зарекомендовали себя в составе судовых силовых установок. Во многом это объясняется тем, что использование в этом случае в качестве низкотемпературного источника (теплоприемника) морской или речной воды позволяет существенно снизить температуру (до 30÷40 °С) в охладителях ДС и повысить таким образом их эффективный КПД. Для ДС, использующих теплоту отводимых газов ГТД, это проявляется наиболее ярко, поскольку существенно возрастает отношение температур T_4/T_5 в нагревателе и охладителе. Предварительные расчеты показывают, что прирост суммарной мощности при этом может достигать 15 % при $\mu = 0,5$.

Приводимые в данной работе результаты не учитывают, естественно, тепловых, механических и др. потерь в двигателях предлагаемой схемы. В настоящее время авторы проводят исследования параметров действительных циклов таких установок, ряда установок других схем.

ВЫВОДЫ

1. Исследование циклов комбинированных двигателей на базе двигателей с внешним подводом теплоты (ГТД и ДС) дает возможность создавать энергоэффективные и достаточно чистые в экологическом отношении силовые установки.

2. Характеристики таких комбинированных двигателей в значительной мере зависят от параметров окружающей среды, которые обязательно необходимо учитывать в ходе исследований и конструирования как двигателей Стирлинга, так и установок в целом.

3. Многоступенчатый подвод теплоты уходящих газов ГТД к нагревателям двигателей Стирлинга обеспечивает наиболее эффективное ее использование при существенном повышении КПД комбинированных двигателей и силовых установок на их базе.

4. Предлагаемые схемы комбинированных двигателей могут быть рекомендованы для применения в силовых установках транспортных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андрищенко, А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок [Текст] / А. И. Андрищенко. – М. : Высш. школа, 1985. – 319 с.
2. Дуюн, В. И. Применение двигателя Стирлинга для обеспечения автономности тепловых генераторов мобильной техники [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / В. И. Дуюн. – Челябинск, 1997. – 149 с.
3. Уокер, Г. Двигатели Стирлинга [Текст] : Пер с англ. / Г. Уокер. – М. : Машиностроение, 1985. – 408 с.
4. Горожанкин, С. А. Машины Стирлинга [Текст] : параметры рабочих процессов / С. А. Горожанкин. – Макеево : ДонГАСА, 2003. – 208 с. – ISBN 966-7477-31-2.
5. Urieli, I. Stirling Cycle Engine Analysis [Текст] / I. Urieli, D. M. Berchowitz. – Bristol : Adam Hilger, 1984. – 256 p.
6. Organ, Allan J. Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine [Текст] / Allan J. Organ. – Oxford : Cambridge University Press, 1992. – 451 p.

Получено 03.10.2014

С. А. ГОРОЖАНКІН, А. В. ЧУХАРКІН
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ЦИКЛИ КОМБІНОВАНИХ ДВИГУНІВ ІЗ
ЗОВНІШНІМ ПІДВЕДЕННЯМ ТЕПЛОТИ
Донбаська національна академія будівництва і архітектури

Виконано аналіз можливостей комбінованих силових установок, що включають газотурбінні двигуни і двигуни Стірлінга. Розглянуто варіанти принципів схем побудови таких установок. Проведено аналіз термодинамічних циклів, знайдено залежності для розрахунку їхніх основних параметрів. На основі результатів досліджень дано кількісну оцінку ступеня використання теплоти продуктів згорання газотурбінного двигуна для роботи двигуна Стірлінга, визначено граничні значення його ККД, потужності і ККД установок у цілому. Висунуто пропозиції щодо використання й розширення можливостей таких установок у складі транспортних засобів.

комбінована силова установка, газотурбінний двигун, двигун Стірлінга, термодинамічні цикли, коефіцієнт корисної дії, потужність

SERGEY GOROZHANKIN, ARTEM CHUKHARKIN
THERMODYNAMIC CYCLES OF A COMBINED ENGINES WITH EXTERNAL
HEAT SUPPLY
Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture

The analysis of combined power plants including gas turbine engines and Stirling engines has been made. The variants of construction concepts of such power plants has been considered. The analysis of thermodynamic cycles has been performed, the dependences to calculate their basic parameters has been founded. Based on the research results quantify the heat utilization degree of the combustion products of a gas turbine engine for the Stirling engine has been given, its efficiency limits, power and power plant's efficiency in general has been identified. Proposals for the application and the empowerment of such plants as part of the vehicles has been offered.

combined power plant, gas turbine engine, Stirling engine, thermodynamic cycles, efficiency, power

Горожанкін Сергій Андрійович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів та автомобільного господарства Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: теплові двигуни, енергоощадження в системах теплопостачання та гарячого водопостачання з використанням теплових насосів.

Чухаркін Артем Віталійович – асистент кафедри автомобілів та автомобільного господарства Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: робочі процеси транспортних двигунів.

Горожанкин Сергей Андреевич – доктор технических наук, профессор кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: тепловые двигатели, энергосбережение в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения с использованием тепловых насосов.

Чухаркин Артем Витальевич – ассистент кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: рабочие процессы транспортных двигателей.

Gorozhankin Sergey – DSc (Eng.), Professor, Head of Automobiles and Automobiles Engineering Department, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: thermal engines, saving in heat and hot water supply systems with use of heatpumps.

Chukharkin Artem – Assistant, Automobiles and Automobiles Engineering Department, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: internal processes of vehicle's engines.