

EVALUATION OF THE OPERATING CONDITIONS OF THE STIRLING ENGINE HEAT EXCHANGERS

A. I. Petrov

Murmansk State Technical University, Murmansk, Russian Federation

The development of modern energy is inextricably linked with the further improvement of heat engines, which are still the only primary sources of mechanical energy on an industrial scale. Given the existing environmental problems, Stirling engines can be a good alternative to internal combustion engines and turbines. Of the many problems of creating such a sufficiently powerful and economical engine, it is customary to consider three main ones: 1) efficient transfer of large heat fluxes in the heater, regenerator and refrigerator; 2) creation of reliable and durable seals to hold the working fluid in the cylinder; 3) ensuring minimal friction in bearings and seals. And yet, of the three listed problems, the first should be given more attention, first of all, due to the unique conditions associated with the continuously changing thermo and mechanical loads. The instability of the loads is further complicated by the sharply different heat transfer coefficient on the external and internal heat transfer surfaces. That is, there are factors that contradict the requirements for the size of the heat transfer surface, the friction resistance of the working medium and the dead volume of the engine as a whole. In this regard, it is of interest to search for possible ways to reduce the effect of negative factors of non-stationary heat transfer in the calculation of heat exchangers. The current lack of suitable theoretical methods of calculation forces the use of semi-empirical methods. The aim of the paper is to assess the significance of the unique, characteristic of Stirling engines, the negative phenomenon of the delay in the flow of the working fluid in heat exchangers. For this purpose, a real kinematic diagram of the movement of the engine pistons with a rhombic drive by R. Meyer, created using the design program, is used. The analogue is the 4–235 type real engine of the Philips Company. In the calculations, a step-by-step procedure for calculating the time-varying parameters of the working fluid is used. The need for such a solution is due to the fact that in the rhombic drive of R. Meyer, the pistons movement and the change in the displaced volumes complexly depend on the angle of rotation of the engine shaft. In addition, the exact value of the real change in volume is possible only when the terms of the analytic equation of volume change under consideration are decomposed into a Fourier series.

Keywords: flow rate of heat exchangers, regenerator, relative length of the regenerator, porosity of the nozzle material, fluid flow delay, Meyer's rhombic drive, relative eccentricity of the drive, relative dead volume, phase angle, advance of the piston-displacer.

For citation:

Petrov, Aleksandr I. "Evaluation of the operating conditions of the Stirling engine heat exchangers." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 15.4 (2023): 658–665. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-4-658-665.

УДК 621.4

ОЦЕНКА УСЛОВИЙ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

А. И. Петров

ФГАОУ ВО «Мурманский государственный технический университет»,
Мурманск, Российская Федерация

Темой исследования является развитие современной энергетики, неразрывно связанное с дальнейшим совершенствованием тепловых двигателей, которые по-прежнему остаются единственными первичными источниками механической энергии в промышленных масштабах. Отмечается, что с учетом существующих экологических проблем альтернативой двигателям внутреннего сгорания и турбинам могут стать двигатели Стирлинга. Из множества проблем создания такого достаточно мощного и экономичного двигателя принято рассматривать основные, а именно: эффективную передачу больших тепловых потоков в нагревателе, регенераторе и холодильнике; создание надежных и долговечных

уплотнений для удержания рабочего тела в цилиндре; обеспечение минимального трения в подшипниках и уплотнениях. Обращается внимание на то, что первой проблеме следует уделить большее внимание, прежде всего ввиду уникальных условий непрерывно меняющихся термомеханических нагрузок. Непостоянство нагрузок дополнительно усложняется резко отличающимися на наружных и внутренних поверхностях теплообмена коэффициента теплоотдачи. То есть возникают факторы, противоречащие требованиям к величине поверхности теплообмена, сопротивлению трения рабочего тела и мертвому объему двигателя в целом. В связи с этим представляет интерес поиск возможных путей снижения действия негативных факторов нестационарного теплообмена при расчете теплообменников. Отсутствие в настоящее время подходящих теоретических методов расчета вынуждает использовать полуэмпирические, основанные на достаточно ограниченном объеме экспериментальных исследований и требующие дальнейшей корреляции с помощью аналитических методик. Целью статьи является попытка оценить значимость уникального, свойственного двигателям Стирлинга, негативного явления задержки потока рабочего тела в теплообменниках. Для этого использовалась реальная кинематическая схема движения поршней двигателя с ромбическим приводом Р. Мейера, построенная с помощью конструкторской программы. Аналогом являлся реальный двигатель фирмы «Филипс» типа 4–235. Использовалась пошаговая процедура расчета изменяющихся по времени параметров рабочего тела. Необходимость такого решения обусловлена тем, что в ромбическом приводе Р. Мейера движение поршней и, соответственно, изменение вытесняемых объемов полостей сжатия и расширения сложно зависит от угла поворота вала двигателя, а практически точное значение реального изменения объема возможно лишь при разложении в ряд Фурье членов рассматриваемого аналитического уравнения.

Ключевые слова: проточность теплообменников, регенератор, приведенная длина регенератора, пористость насадки, задержка рабочего тела, ромбический привод Р. Мейера, относительный эксцентриситет привода, относительный мертвый объем, фазовый угол, опережение поршня-вытеснителя.

Для цитирования:

Петров А. И. Оценка условий работы теплообменников двигателя Стирлинга / А. И. Петров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 4. — С. 658–665. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-4-658-665.

Введение (Introduction)

Известно, что с точки зрения термодинамики и теплопередачи для успешной работы двигателя Стирлинга любой модификации эффективность теплообменников имеет решающее значение. Условия работы таких теплообменных устройств связаны с непрерывно меняющимися термомеханическими нагрузками и направлениями массовых потоков рабочего тела. В связи с этим представляет интерес поиск возможных путей снижения действия негативных факторов нестационарного теплообмена при расчете теплообменников.

Имеющийся ряд экспериментальных данных и теоретических исследований крайне ограничен и эта область знаний до сих пор изучена слабо. Объем теплообменников и связанная с ними поверхность теплообмена оказывают существенное влияние на рабочие характеристики двигателя. Увеличение объема как со стороны холодильника, так и со стороны нагревателя приводит к уменьшению мощности двигателя [1]. Однако кроме термодинамических параметров, оказывающих влияние на рабочие характеристики, имеются и конструктивные, из которых наибольшее влияние оказывает фазовый угол между изменением объема горячей и холодной полости и частота вращения вала двигателя [1], [2]. В случае их увеличения наиболее негативными последствиями оказываются рост потерь от аэродинамического сопротивления движению потока рабочего тела и наличие ситуации, когда рабочее тело не успевает полностью перемещаться из горячей полости в холодную и обратно из-за так называемого эффекта «задерживания».

Возможно также сочетание эффекта «задерживания» с появлением встречных потоков рабочего тела, когда в одно и то же время оно вытекает из обоих концов регенератора [1], [2]. Быстротечность протекающих в теплообменном контуре процессов делает их все более необратимыми, ухудшая эффективность теплообменников. На практике это особенно проявляется в двигателях, работающих с частотой вращения вала в несколько тысяч оборотов в минуту [1], [2]. Очевидно, что невозможность достижения бесконечно больших значений суммарного коэффициента теплоотдачи оставляет реальным лишь два способа увеличения теплопередачи:

- увеличить площадь теплообменной поверхности, которую желательно приблизить к максимально возможной;
 - увеличить время контакта рабочего тела с поверхностью теплообмена.
- Для регенератора добавляется еще необходимость предельно минимизировать соотношение между теплоемкостью рабочего тела и теплоемкостью материала насадки.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Сложность рассматриваемых процессов теплообмена объясняет причину отсутствия до настоящего времени их аналитического решения. В то же время имевшиеся попытки расчетов теплообменников по хорошо известной методике Х. Хаузена или В. Типплера [3] оказались не- достаточ- но корректными. Тем не менее продолжают попытки получить новые экспериментальные данные, чтобы используя их, скоррелировать существующие критериальные уравнения по теплообмену. Например, в работе [4] предлагается использовать для расчета коэффициента трения f_R в регене- раторе эмпирическую зависимость

$$f_R = \frac{175}{Re} + 1,6,$$

где Re — число Рейнольдса.

Объемный материал по систематизации и анализу конструктивных параметров существую- щих регенераторов выполнен в работах [5]–[9], в которых предложены также и расчетные формулы для определения характерных конструктивных параметров насадки регенератора, например, ее длины или определяющего линейного размера при вычислении критерия Нуссельта. Следует также отметить исследования Харнесса и Ньюмана [10], Хаузена [3], которые показали, что на эф- фективность регенератора оказывает значительное влияние задержка рабочего тела в его объеме. Для получения приемлемой эффективности, например, на уровне 70–80 %, необходимо, чтобы приведенная длина регенератора была не менее пяти. Вряд ли это условие может быть выполнено с учетом реальных максимально возможных значений коэффициента теплоотдачи при вынужден- ной конвекции газов, а также удельных площадях поверхности теплообмена и массовых расходах рабочего тела. Не менее важным является также факт, согласно которому пульсации давления в ре- генераторе ухудшают его работу [11]. Интересный подход к учету пульсаций предложен в работе [12], где гидродинамическое сопротивление в насадке рассматривалось как квазистационарное и кри- терием которого предложено кинетическое число Re_w — некий аналог числа Рейнольдса:

$$Re_w = \frac{w(d/2^2)}{\nu}, \quad (1)$$

где w — частота циклов;

ν — кинематическая вязкость рабочего тела;

d — диаметр проволоки материала насадки.

Заслуживает внимание работа [13], в которой предлагается физическая модель теплообмена во внутреннем контуре двигателя с кинематической схемой движения α . Понятна попытка автора использовать для этого систему дифференциальных уравнений сплошности, движения и энергии рабочего тела, описывающих конвективный теплообмен, и решать их численным методом. Однако остается нерешенным основной вопрос конвективного теплообмена: количественное определение коэффициента теплоотдачи. Используемая в модели хорошо известная критериальная зависимость для определения числа Нуссельта при поперечном обтекании (в смешанном режиме течения) шах- матного пучка труб: $Nu = 0,41Re^{0,6} \cdot Pr_j^{0,33} \left(\frac{Pr_j}{Pr_c} \right)^{0,25}$, вряд ли с достаточной точностью отражает теплообмен в насадке регенератора.

Корректировка критериальных уравнений, характерных для течения рабочего тела в насадках регенератора для расчета числа Нуссельта (Nu) выполнялось также в работах [14], [15]. Имеющийся

разброс полученных значений чисел Nu (при одном и том же числе Рейнольдса Re) достигает трехкратной величины. Такое расхождение вполне уязвывается с фактом существенного влияния конструкции экспериментального двигателя (установки), в частности, кинематической схемы движения рабочего поршня и вытеснителя, а также мертвых объемов. Объяснение расхождению может быть связано и с влиянием скорости потока рабочего тела на мощность двигателя. Этот эффект воздействия скорости на мощность двигателя [1] имеет нелинейный характер (в отличие от теоретической зависимости), а именно при достижении определенной величины мощность двигателя резко падает. Что касается задержки рабочего тела, то очевидно, что она однозначно связана с проточностью не только регенератора, но и всего пакета теплообменников, а поскольку в теории регенераторов теплоемкость их насадки, интенсивность теплообмена и эффективность взаимосвязаны, следует рассмотреть случай, когда одна из причин отклонения условий идеальной регенерации уменьшена. Т. е. уменьшена разность температур между насадкой и газом, при которой в идеале газ не достигает ни требуемой степени предварительного нагревания, ни предварительного охлаждения. Фактически речь может идти об уменьшении частоты вращения двигателя до значений, близких к частотам среднеоборотных или малооборотных дизелей, а следовательно, к увеличению продолжительности контакта рабочего тела с теплообменными поверхностями.

Решение поставленной задачи проведено с использованием реальной кинематической модели, построенной с помощью конструкторской программы. Прототипом является двигатель простого действия с ромбическим приводом Р. Мейера (вариант, аналогичный модели 4–235 фирмы «Филипс»). Его безусловные преимущества в полной динамической уравновешенности, бесшумности, а также исключении трения и износа уплотнительных колец от боковых усилий со стороны шатунов, делают его весьма привлекательным для применения в судовых энергетических установках. В частности, проанализирован вариант двигателя, кинематическая часть которого имеет характерные геометрические размеры деталей движения, представленные на рис. 1.

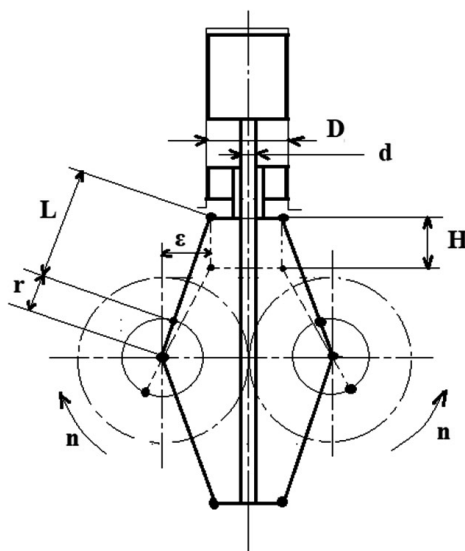


Рис. 1. Кинематическая схема ромбического привода двигателя Стирлинга

В рассматриваемом двигателе диаметр цилиндра D и ход поршня H одинаковы и равны соответственно 60 см. Диаметр штока поршня-вытеснителя $d = 7$ см. Для реализации такого хода поршней необходимы кривошипы радиусом 0,271 м и шатуны длиной 0,1438 м, эксцентриситет ε составит 0,60 м. В качестве рабочего тела выберем гелий со средним давлением в цикле $P_{cp} = 22$ МПа. Это давление соответствует опубликованному в технических характеристиках реально испытанного двигателя модели 4–235 [2]. Номинальные температуры в нагревателе и холодильнике зададим, соответственно, равными 973 К и 333 К, частоту вращения валов $n = 40$ с⁻¹. Относительный

мертвый объем χ , учитывая его влияние на мощность, по теории Шмидта, примем равным 0,5. Тогда мертвый объем цилиндра V_D составит половину от среднего значения вытесняемого объема $\bar{V}_E$:
 $V_D = 0,5 \cdot 0,785 \cdot H (2D^2 - d^2) = 168406 \text{ см}^3$.

Результаты (Results)

Для выбранной кинематической схемы и основных параметров двигателя, после выполнения пошаговой процедуры расчета изменяющихся по времени параметров потока рабочего тела, диаграмма массового расхода рабочего тела в течение цикла будет выглядеть следующим образом (рис. 2).

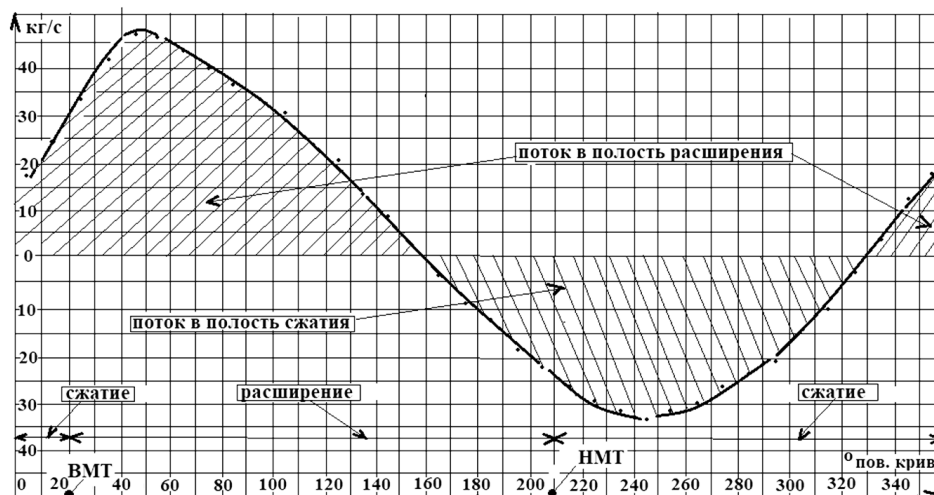


Рис. 2. Диаграмма массового расхода рабочего тела при среднем давлении цикла 22 МПа

На участке 0° – 160° поворота кривошипов поток направлен из холодной полости цилиндра в горячую через холодильник, регенератор и нагреватель. При этом работа расширения происходит от 20° , соответствующих положению рабочего поршня в верхней мертвой точке, до 210° , соответствующих нижней мертвой точке. На участке от 160° до 330° поток направлен из горячей полости в холодную через нагреватель, регенератор и холодильник, а затрачиваемая на сжатие работа будет в период от 210° до 20° .

Обсуждение (Discussion)

Следует отметить, что опережение поршня-вытеснителя над рабочим поршнем составляет в выбранном приводе угол $\alpha = 50^\circ$, что далеко от оптимального значения. На диаграмме массового расхода (см. рис. 2) отсутствуют участки, на которых поток входит и выходит и теплообменников в холодную и горячую полости. Возможность для таких потоков имеется на участках приведенной схемы в периоды 20° – 160° и 160° – 330° поворота кривошипов, т. е. в периоды, когда движение *рабочего* и *вытеснительного* поршней совпадают по направлению «вниз» или «вверх». Такое допущение можно объяснить основным отличием рабочего поршня и вытеснителя, связанным с наличием газонепроницаемого уплотнения на рабочем поршне (в частности, поршневых колец) для предотвращения утечек. Если не принимать во внимание пренебрежимо малое падение давления в кольцевом зазоре вокруг вытеснителя, то давление во всех зонах цилиндра будет одинаковым.

Факт отсутствия встречных или выходящих из мертвого объема потоков будет еще более выразительным, поскольку частота вращения двигателя в рассматриваемом варианте на порядок или более ниже той, в двигателях которых это движение вычислялось или экспериментально наблюдалось. Возвращаясь к указанным ранее исследованиям Харнесса и Ньюмана [10], а также Хаузена [3] о требованиях к приведенной длине Λ регенератора, отметим следующее:

$$\Lambda = \frac{\overline{\alpha_{\Sigma}} \cdot A}{\dot{M} c_p}, \quad (2)$$

где $\overline{\alpha_{\Sigma}}$ — среднее суммарное значение коэффициента теплоотдачи;

A — поверхность теплообмена;

$\dot{M}$ — средний массовый расход рабочего тела;

c_p — среднее значение теплоемкости рабочего тела при постоянном давлении.

Тогда учитывая известные характеристики рекуперативных и регенеративных теплообменников, получим:

$\overline{\alpha_{\Sigma}} = 500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ — максимально возможное значение при вынужденной конвекции газов;

$A \approx 100 \text{ м}^2$, при условии, что площадь теплообмена на единицу рассматриваемого объема регенератора составляет $1800 \text{ м}^2/\text{м}^3$;

$\dot{M} = 26 \text{ кг/с}$, при выбранных параметрах рабочего объема цилиндра равна 170000 см^3 , среднем давлении цикла 22 МПа , частоте вращения 240 об/мин и рабочем теле — гелии;

$c_p = 5,2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Таким образом, получим следующее приведенное значение длины: $\Lambda = \frac{0,5 \cdot 100}{26 \cdot 5,2} = 0,37$, что не со-

ответствует требованиям, предъявляемым к конструкции достаточно эффективного регенератора с коэффициентом полезного действия, равным $70 \dots 80 \%$. Диаграмма массового расхода привлекает внимание также тем, что средние массовые расходы в периоды движения из холодной полости в горячую и из горячей в холодную неодинаковы и примерно на 40% больше при движении из холодной полости в горячую. Это обстоятельство должно быть учтено при расчете коэффициента теплопередачи в регенераторе, когда наблюдается явное неравенство произведений теплоемкостей массовых расходов рабочего тела на продолжительность периодов его нагрева или охлаждения. Особое значение при этом имеет проточность регенератора и неравномерность распределения пористости поверхности теплообмена по длине.

Приблизительную оценку энергетических возможностей рассмотренного варианта можно дать, используя известную формулу Била [2], согласно которой выходная мощность двигателя определяется по эмпирической формуле

$$N_{\text{эф}} = a n P_{\text{ср}} \frac{T_{\text{хол}}}{T_{\text{наг}}}, \quad (3)$$

где $a = 0,005$ — эмпирическая постоянная;

$\bar{V}$ — среднее значение вытесняемого объема составляет 168406 см^3 ;

n — частота вращения двигателя, об/с;

$P_{\text{ср}}$ — среднее давление в цикле;

$\frac{T_{\text{хол}}}{T_{\text{наг}}}$ — отношение температур в холодильнике и нагревателе.

Таким образом, $N_{\text{эф}} = 0,005 \cdot 168406 \cdot 4 \cdot 220 \cdot \frac{333}{973} = 253596 \text{ Вт}$.

Поскольку в компоновку включены четыре цилиндра, получим агрегатную мощность, равную 1014 кВт , что вполне приемлемо для использования в судовых энергетических установках.

Выводы (Summary)

С учетом результатов выполненного в настоящей работе моделирования можно сделать следующие выводы:

1. Негативный фактор встречного или расходящегося движения потоков газа в теплообменниках может быть минимизирован или сведен к нулю при снижении частоты вращения двигателя и увеличении проточности теплообменного контура в целом.

2. При расчете теплообменников необходимо учитывать неравенство массовых расходов потока рабочего тела из холодной полости в горячую и обратно.

3. Повышение эффективности регенератора, определение соотношения длины и диаметра его насадки будут неразрывно связаны с выбором проточности и характером неравномерного распределения пористости поверхности теплообмена.

4. Создание надежной аналитической базы для расчетов теплообменников в настоящее время возможно лишь на полуэмпирическом уровне и требует новых экспериментальных данных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ридер Г. Двигатели Стирлинга / Г. Ридер, Ч. Хупер. — М.: Мир, 1986. — 464 с.
2. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Г. Уокер. — М.: Машиностроение, 1985. — 408 с.
3. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Х. Хаузен. — М.: Энергоиздат, 1981. — 383 с.
4. Tanaka M. Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in an oscillating flow / M. Tanaka, I. Yamashita, F. Chisaka // JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties. — 1990. — Vol. 33. — Is. 2. — Pp. 283–289. DOI: 10.1299/jsmeb1988.33.2_283.
5. Столяров С. П. К вопросу о расчетных соотношениях для регенераторов машин Стирлинга / С. П. Столяров, А. С. Столяров // Естественные и технические науки. — 2013. — № 5 (67). — С. 212–217.
6. Столяров С. П. Анализ конструктивных параметров насадок регенераторов машин Стирлинга / С. П. Столяров, А. С. Столяров // Естественные и технические науки. — 2013. — № 5 (67). — С. 206–211.
7. Савченко В. А. Повышение эффективности двигателя Стирлинга путем совершенствования элементов конструкции внутреннего контура: автореферат дис. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук / В. А. Савченко. — СПб.: СПбГМТУ, 2016. — 22 с.
8. Bitsikas P. CFD study of heat transfer in Stirling engine regenerator / P. Bitsikas, E. Rogdakis, G. Dogkas // Thermal Science and Engineering Progress. — 2020. — Vol. 17. — Pp. 100492. DOI: 10.1016/j.tsep.2020.100492.
9. Xiao G. Design optimization with computational fluid dynamic analysis of β -type Stirling engine / G. Xiao, U. Sultan, M. Ni, H. Peng, X. Zhou, S. Wang, Z. Luo // Applied Thermal Engineering. — 2017. — Vol. 113. — Pp. 87–102. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.063.
10. Harness J. B. Digital Computer Simulation of Voidage in a Regenerator / J. B. Harness, P. E. L. Neumann // Advances in Cryogenic Engineering. — New York: Springer Science+Business Media, 1980. — Vol. 35 A. — Pp. 438–445. DOI: 10.1007/978-1-4613-9856-1_53.
11. Berchowitz D. M. A new mathematical model for Stirling cycle machines / D. M. Berchowitz, C. J. Rallis, I. Urieli // 12th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. — La Grange Park, Ill., American Nuclear Society, Inc., 1977. — Vol. 2. — Pp. 1522–1527.
12. Chen N. C. J. Effects of Pressure-drop Correlations on Stirling Engine Predicted Performance / N. C. J. Chen, F. P. Griffin // 18th intersociety energy conversion engineering conference. — TN, USA: Oak Ridge National Lab., 1983. — Pp. 708–713.
13. Абакшин А. Ю. Физическая модель тепло- и массообмена во внутреннем контуре двигателя Стирлинга схемы «альфа»: автореферат дис. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук / А. Ю. Абакшин. — СПб.: Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2014. — 17 с.
14. Liu M. Experimental study on regenerative effectiveness and flow characteristics of parallel-plate regenerator in Stirling engine / M. Liu, B. Zhang, D. Han, X. Du, H. Wang // Applied Thermal Engineering. — 2022. — Vol. 217. — Pp. 119139. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119139.
15. Yu M. Study of oscillating flows through a novel constructal bifurcation Stirling regenerator / M. Yu, F. Xin, X. Lai, H. Xiao, Z. Liu, W. Liu // Applied Thermal Engineering. — 2021. — Vol. 184. — Pp. 116413. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116413.

REFERENCES

1. Reader, G. T., and C. Hooper. *Stirling Engines*. London: Cambridge University Press, 1983.
2. Walker, G. *Stirling Engines*. Oxford University Press, 1980.

3. Hausen, Helmut. *Heat Transfer in Counterflow, Parallel-Flow, and Cross-Flow*. McGraw-Hill Companies, 1983.
4. Tanaka, Makoto, Iwao Yamashita, and Fumitake Chisaka. "Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in an oscillating flow." *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties* 33.2 (1990): 283–289. DOI: 10.1299/jsmeb1988.33.2_283.
5. Stolyarov, S. P., and A. S. Stolyarov. "K voprosu o raschetnykh sootnosheniyakh dlya regeneratorov mashin Stirlinga." *Natural and technical sciences* 5(67) (2013): 212–217.
6. Stolyarov, S. P., and A. S. Stolyarov "Analiz konstruktivnykh parametrov nasadok regeneratorov regeneratorov mashin Stirlinga." *Natural and technical sciences* 5(67) (2013): 206–211.
7. Savchenko, V. A. Povyschenie effektivnosti dvigatelya Stirlinga putem sovershenstvovaniya elementov konstruktivnykh kontura. Abstract of PhD diss. SPb.: SPbGMTU, 2016.
8. Bitsikas, Panagiotis, Emmanouil Rogdakis, and George Dogkas. "CFD study of heat transfer in Stirling engine regenerator." *Thermal Science and Engineering Progress* 17 (2020): 100492. DOI: 10.1016/j.tsep.2020.100492.
9. Xiao, Gang, Umair Sultan, Mingjiang Ni, Hao Peng, Xin Zhou, Shulin Wang, and Zhongyang Luo. "Design optimization with computational fluid dynamic analysis of β -type Stirling engine." *Applied Thermal Engineering* 113 (2017): 87–102. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.063.
10. Harness, J. B., and P.E.L. Neumann. "Digital Computer Simulation of Voidage in a Regenerator." *Advances in Cryogenic Engineering*. Vol. 35 A. New York: Springer Science+Business Media, 1980. 438–445. DOI: 10.1007/978-1-4613-9856-1_53.
11. Berchowitz, D. M., C. J. Rallis, and I. Urieli. "A new mathematical model for Stirling cycle machines." *12th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. Vol. 2. La Grange Park, Ill., American Nuclear Society, Inc., 1977. 1522–1527.
12. Chen, N. C. J., and F. P. Griffin. "Effects of Pressure-drop Correlations on Stirling Engine Predicted Performance." *18th intersociety energy conversion engineering conference*. TN, USA: Oak Ridge National Lab., 1983. 708–713.
13. Abakshin, A. Yu. Fizicheskaya model' teplo- i massoobmena vo vnutrennem konture dvigatelya Stirlinga skhemy "al'fa". Abstract of PhD diss. SPb.: Sankt-Peterburgskii gosudarstvennyi politekhnicheskii universitet, 2014.
14. Liu, Meng, Bilin Zhang, Dongtai Han, Xueping Du, and Huanguang Wang. "Experimental study on regenerative effectiveness and flow characteristics of parallel-plate regenerator in Stirling engine." *Applied Thermal Engineering* 217 (2022): 119139. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119139.
15. Yu, Minjie, Feng Xin, Xiaotian Lai, Hui Xiao, Zhichun Liu, and Wei Liu. "Study of oscillating flows through a novel constructal bifurcation Stirling regenerator." *Applied Thermal Engineering* 184 (2021): 116413. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116413.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Петров Александр Иванович —
кандидат технических наук
ФГАОУ ВО «Мурманский государственный
технический университет»
183010, Российская Федерация, Мурманск,
ул. Спортивная, 13
e-mail: petrovai@mstu.edu.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Petrov, Aleksandr I. —
PhD
Murmansk State
Technical University
13 Sportivnaya Str., Murmansk, 183010,
Russian Federation
e-mail: petrovai@mstu.edu.ru

Статья поступила в редакцию 23 марта 2023 г.
Received: March 23, 2023.