

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛООБМЕННОГО КОНТУРА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

А.И. Петров, к.т.н, доцент кафедры
ФГАОУ ВО «Мурманский государственный технический университет»

История развития двигателей Стирлинга неразрывно связана с развитием энергетики в основной ее составляющей — преобразовании тепловой энергии в механическую работу. Со временные проблемы энергетики и экологии не могут быть решены порознь. В этом отношении привлекательность двигателя Стирлинга бесспорна, включая все возрастающий интерес к так называемой «зеленой» энергетике. Уровень технологического развития современной промышленности несопоставим с ее состоянием во времена изобретения двигателя, а стало быть, имеются и все шансы масштабного воплощения этой инженерной мысли. Решающим фактором при этом остается вопрос проектирования и создания оптимального теплообменного контура, который обеспечивал бы необходимую эффективную мощность двигателя при сохранении экономичности и экологичности.

Современная энергетика призвана решать не только энергетические проблемы, но и множество методов получения энергии, ее преобразования и практического применения. Совершенно очевидно, что потребности человечества в механической энергии (работе), как одной из двух ее основных форм, остается приоритетным. И здесь стоит напомнить, что в настоящее время непосредственного преобразования теплоты в электрическую энергию в промышленных масштабах не существует. А стало быть, не существует и альтернативы тепловому двигателю. Конечно же, получение и преобразование энергии неизбежно связано с загрязнением биосферы, и в настоящее время этому уделяется особое внимание. Но вместе с тем, цивилизация сохраняет тенденцию к увеличению потребления энергии, причем во всех ее формах, а, следовательно, необходимо выбирать наиболее благоприятные способы ее получения и преобразования.

В этом отношении тепловой двигатель Роберта Стирлинга заслуживает особого внимания. Изобретенный и практически воплощенный более 200 лет назад он медленно совершенствовался в силу низкого технологического уровня

промышленности тех времен. И, в конечном итоге, по коммерческим причинам, уступил двигателям внутреннего сгорания и турбинам. Однако его неоспоримые преимущества — быть универсальным по отношению к источникам тепла, высокая экономичность, возможность работать в замкнутых пространствах, оказывать минимальное вредное воздействие на окружающую среду, сохраняют интерес к дальнейшему совершенствованию конструкции и востребованности в стационарной и транспортной энергетике.

Существующие сегодня образцы таких двигателей, их весьма ограниченное практическое применение позволяют утверждать, что для качественного улучшения конструкции необходимо, прежде всего, изменить подходы к проектированию теплообменного контура, включающего нагреватель, холодильник и регенератор. Рассмотрим, к примеру, однорядный четырехцилиндровый транспортный двигатель Стирлинга с ромбическим приводом Рольфа Мейера модели 4-235, созданный фирмой «Филипс».

Двигатель использует в качестве рабочего тела гелий и развивает максимальную полезную мощность 162 кВт при 300 об/мин. Краткая опубликованная характеристика включила:

- вид топлива — дизельное;
- диаметр цилиндра $D = 7,75$ см;
- ход поршня $S = 4,98$ см;
- общий вытесняемый объем цилиндров $V_{\Sigma} = 940$ см³;
- среднее давление рабочего тела $p_{cp} = 21,582$ МПа;
- номинальная температура рабочего тела в нагревателе $T_n = 973$ К;
- номинальная температура рабочего тела в холодильнике $T_x = 333$ К;
- эффективный КПД двигателя при 1000 об/мин $\eta_e = 30$ %.

Используя классическую теорию Шмидта определим примерные тепловые нагрузки на теплообменники одного цилиндра двигателя. Для ромбического привода Мейера характерно равенство вытесняемого объема полости расширения V_E и сжатия V_C , т. е., $V_E = V_C = 0,25 V_{\Sigma} =$

= 235 см³. Допуская, что относительный мертвый объем χ теплообменников выбирался при проектировании близким к оптимальному и равным 1, имеем равенство вытесняемого объема полости расширения V_E и общего внутреннего объема теплообменников V_D , т. е. $V_D = 0,25 V_E$. Следовательно масса рабочего тела в цилиндре составляет:

$$M = \frac{p_{cp} \cdot (V_D + V_E)}{R \cdot 0,5(T_H + T_X)} = \frac{21,6 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 940 \cdot 10^{-6}}{2078,5 \cdot 0,5 \cdot (973 + 333)} = 0,00748 \text{ кг.}$$

Поскольку цилиндрическая мощность $N_{ц} = 0,25 \cdot 162 = 40,5$ кВт при 300 об/мин, то полезная работа одного цикла $l_{ц}$ составит:

$$l_{ц} = \frac{60 \cdot N_{ц}}{n} = \frac{40\,500}{5} = 8100 \text{ Дж.}$$

Соответственно удельная полезная работа l цикла будет равна:

$$l = \frac{l_{ц}}{M} = \frac{8100}{0,00748} = 1\,082\,888 \text{ Дж/кг.}$$

С другой стороны, работа цикла равна разности подведенной q_1 и отведенной q_2 в цикле теплоты (рис. 1).

Учитывая термодинамическую связь между параметрами цикла Стирлинга имеем:

$$l_{ц} = q_1 - q_2 = R(T_H - T_X) \cdot \ln(v_{\max}/v_{\min}),$$

где отношение удельных объемов (степень сжатия) $v_{\max}/v_{\min} = \epsilon$.

Тогда параметр ϵ определится выражением:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \exp[l_{ц}/R(T_H - T_X)] = \\ &= \exp[1\,082\,888/2078,5(973 - 333)] = 2,257, \end{aligned}$$

где $R = 2078,5$ Дж/(кг·К) газовая постоянная гелия.

С учетом параметра ϵ определим количество удельной подведенной теплоты q_1 :

$$\begin{aligned} q_1 &= R \cdot T_H \cdot \ln \epsilon = \\ &= 2078,5 \cdot 973 \cdot \ln 2,257 = 1\,646\,218 \text{ Дж/кг,} \end{aligned}$$

или за цикл $q_1 = q_1 \cdot M = 1\,646\,218 \cdot 0,00748 = 12\,314$ Дж.

Соответственно в регенераторе удельное количество подведенной теплоты будет равно:

$$\begin{aligned} q_p &= c_v(T_H - T_X) = 3,102 \cdot 10^3(973 - 333) = \\ &= 1\,985\,280 \text{ Дж/кг,} \end{aligned}$$

где c_v – удельная теплоемкость гелия при постоянном объеме.

Количество переданной регенератором теплоты в цикле равно:

$$q_{рц} = 1\,985\,280 \cdot 0,00748 = 14\,850 \text{ Дж.}$$

Суммарное количество удельной теплоты q_{Σ} , полученной рабочим телом, составит:

$$\begin{aligned} q_{\Sigma} &= q_1 + q_2 = \\ &= 1\,646\,218 + 1\,985\,280 = 3\,631\,498 \text{ Дж/кг,} \end{aligned}$$

или за цикл

$$q_{\Sigmaц} = 3\,631\,498 \cdot 0,00748 = 27\,164 \text{ Дж.}$$

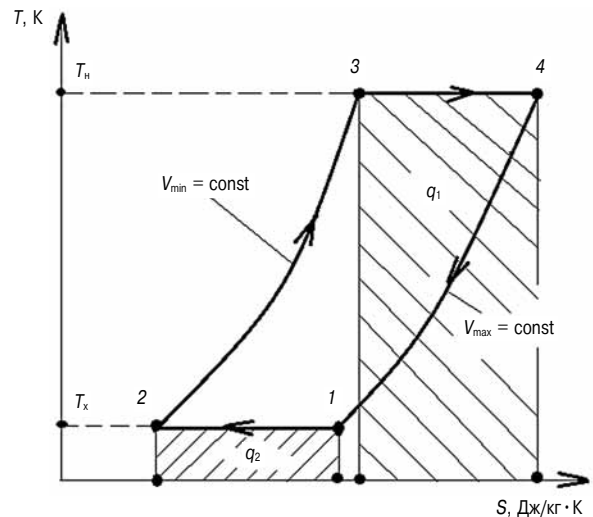
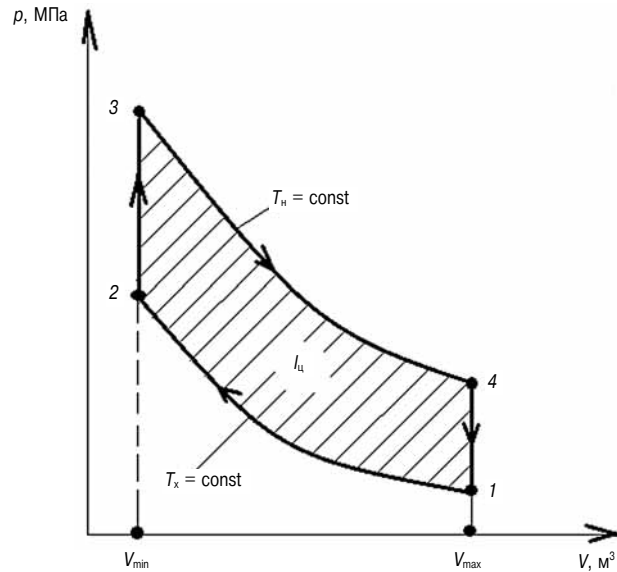


Рис. 1. Цикл Стирлинга

Отведенная в окружающую среду удельная теплота q_2 будет равна:

$$\begin{aligned} q_2 &= R \cdot T_X \cdot \ln \epsilon = \\ &= 2078,5 \cdot 333 \cdot \ln 2,257 = 563\,402 \text{ Дж/кг} \end{aligned}$$

или за цикл

$$q_{2ц} = 563\,402 \cdot 0,00748 = 4214 \text{ Дж.}$$

Таким образом, удельная полезно использованная теплота $q_{пол}$ в рассматриваемом двигателе составляет:

$$\begin{aligned} q_{пол} &= q_1 - q_2 = \\ &= 1\,646\,218 - 563\,402 = 1\,082\,816 \text{ Дж/кг} \end{aligned}$$

или в цикле

$$q_{пол,ц} = 1\,082\,816 \cdot 0,00748 = 8099,5 \text{ Дж.}$$

Расчет показывает, что подводимая за цикл в регенераторе теплота больше, чем в нагревателе, что и характерно для большинства конструкций, хотя с позиций теплопередачи предпочтительнее все же обратное соотношение. Можно косвенно оценить эффективность теплообменника, исполь-

зую, так называемый, P -параметр, согласно которому:

$$P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'}$$

где T_1' — температура источника тепла (допускаем, что в камере сгорания при сжигании дизельного топлива $T_1' = 2000$ К); T_2'' — температура рабочего тела в цикле, равная $T_H = 973$ К; T_2' — температура рабочего тела в цикле, равная температуре в полости сжатия $T_x = 333$ К.

Тогда

$$P = \frac{973 - 333}{2000 - 333} = 0,38.$$

Такое значение для рекуперативного теплообменника далеко от оптимального. И это можно объяснить тем, что в соответствии с изотермической теорией Шмидта время прохождения общего потока рабочего тела через холодильник, регенератор и нагреватель составляет не более половины всего времени цикла. Кроме того известно, что при высоких частотах вращения ни одна частица рабочего тела не проходит более двух зон: например холодильника и регенератора или регенератора и нагревателя. То есть фактически необходимо говорить о проточности теплообменного контура, о смещении характеристики χ в зону значений меньших единицы, а также о скорости протекания процессов теплообмена, то есть о частоте вращения двигателя близкой, например, частоте среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания. При этом помнить, что при проектировании (например, нагревателя) безразмерный комплекс NTU (число единиц переноса тепла) может иметь двойной смысл: с одной стороны

$$NTU = \frac{T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}}{\Delta T_{\text{ln}}} = \frac{T_2'' - T_2'}{\Delta T_{\text{ln}2}}$$

это отношение изменения температуры к средней логарифмической разности температур; но с другой стороны

$$NTU = \frac{\alpha \cdot F}{\rho \cdot c \cdot V},$$

представляет отношение теплопереносной способности к теплоаккумулирующей, где ρ и c — соответственно плотность и массовая теплоемкость рабочего тела; V — объемный расход рабочего тела; F — поверхность теплообмена; α — коэффициент теплоотдачи.

Это означает, что даже при небольшой температурной разности, число NTU может достигать больших значений, а теплообменник состоять из очень тонких и длинных трубок (каналов). Выбор их числа и диаметра в любом случае будет оставаться произвольным, но необходимо помнить, что при высоких значениях NTU все же решающее значение будут оказывать площадь поверхности теплообмена и характер течения рабочего тела.

Таким образом, вопрос о более эффективном использовании внутреннего мертвого объема двигателя, включающего и теплообменники, и соединительные каналы остается открытым.

Литература

1. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986. 464 с.
2. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. М.: Машиностроение, 1985. 408 с.
3. Дворцов В.С., Ткаченко М.М., Куколев М.И. Двигатели Стирлинга: Развитие конструкций и методов исследования // Двигателестроение. 2016. № 4. С. 10–14.
4. Бреусов В.П., Куколев М.И., Вильдяева С.Н., Абакишин А.Ю. Двигатели с внешним подводом теплоты // Двигателестроение. 2009. № 4. С. 41–45.
5. Четвертаков В.А. Модульный двигатель Стирлинга // Двигателестроение. 2007. № 3. С. 16–19.