

Зеленов С. Н., Морозов А. В., Семашко П. В.

ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭУ ПОДВОДНОГО ТАНКЕРА-ГАЗОВОЗА НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Зеленов С. Н., Морозов А. В., Семашко П. В.

S. N. Zelenov, A. V. Morozov, P. V. Semashko

ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ПОДВОДНОГО ТАНКЕРА-ГАЗОВОЗА НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

ENGINEERING AND ECONOMIC EVALUATION OF THE PROPULSION PLANT OF AN UNDERWATER GAS TANKER BASED ON THE STIRLING ENGINE



Зеленов Сергей Николаевич – кандидат технических наук, доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (Россия, Нижний Новгород); 603950, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24; (831) 436-78-79. E-mail: zelenov.52@yandex.ru.

Mr. Sergey N. Zelenov – PhD in Engineering, Associate Professor, City of Nizhny Novgorod State Technical University; 24, Minina Av., Nizhny Novgorod, Russia; phone: + (831) 436-78-79. E-mail: zelenov.52@yandex.ru.



Морозов Андрей Валерьевич – главный инженер ОАО «ЦКБ «Лазурит» (Россия, г. Нижний Новгород); 603003, г. Нижний Новгород, ул. Свободы, 57; (831)273-20-53. E-mail: CDB@Lazurit.sci-nnov.ru.

Mr. Andrey V. Morozov – Chief Engineer, OJSC "CKB Lazurit"; 57, Svobody Av., Nizhny Novgorod, Russia; phone: + (831) 273-20-53. E-mail: CDB@Lazurit.sci-nnov.ru.



Семашко Петр Владимирович – кандидат технических наук, доцент Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е.Алексеева (Россия, Нижний Новгород); 603950, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24; (831) 436-78-79. E-mail:tseu.@nnov.ru

Mr. Petr V. Semashko - PhD in Engineering, Associate Professor, City of Nizhny Novgorod State Technical University; 24, Minina Av., Nizhny Novgorod, Russia; phone: (831) 436-78-79. E-mail: tseu.@nnov.ru

Аннотация. В работе приводятся результаты анализа возможности применения на подводном танкере-газовозе анаэробной энергетической установки (ЭУ), выполненной на базе двигателя Стирлинга. Расчет технико-экономических показателей такой ЭУ, их сравнение с аналогичными показателями других типов установок показал ее высокую конкурентоспособность.

Summary. The paper deals with the problem of using a Stirling engine-based anaerobic propulsion plant at a submerged gas tanker. Engineering and economic evaluation of such a propulsion plant, if compared with similar performance indicators in other types of marine engines, has demonstrated it to be highly competitive.

Ключевые слова: танкер-газовоз, энергетическая установка, двигатель Стирлинга, расчет, технико-экономические показатели.

Keywords: gas tanker, propulsion plant, Stirling engine, calculation, engineering and economic performance.

УДК 629.12



В соответствии с Программой освоения ресурсов углеводородов и восполнения минерально-сырьевой базы на шельфе РФ, одобренной Постановлением Правления ОАО «Газпром» №7 от 03.03.2011 г., к 2015 г. на долю морских месторождений будет приходиться 40 % планируемого прироста запасов; к 2025 г. она будет увеличена до 65 % и сохранится таковой до 2030 г. При этом доля добычи газа на шельфе РФ в суммарной добыче ОАО «Газпром» к 2020 г. составит 13 %, а к 2030 г. может вырасти до 30 % или до 212 млрд. м³ в год (запасы газа только в Штокмановском районе составляют ~2545 млрд. м³). Начало добычи газа с месторождений континентального шельфа Российской Федерации ожидается уже с 2012 г.

Для обеспечения добычи газа в объеме 212 млрд. м³ потребуются:

- строительство морских ледостойких технологических платформ – 11 шт.;
- строительство и использование подводных добычных комплексов – 40 шт.;
- создание специализированной транспортной системы вывоза углеводородов;
- строительство береговых сооружений и т.д.

При реализации этой программы необходимо учитывать сложившиеся технические и гидрометеорологические особенности освоения шельфа:

- до 2022 г. необходимо построить 4 универсальных двухосадочных ($T = 8,5/10,8$ м) атомных ледокола, так как к этому году в строю практически останутся лишь два атомохода – «Ямал» и «50 лет Победы»;

- высокие ледовые нагрузки на плавучие буровые установки;
- сложные климатические условия.

Накопленный опыт эксплуатации судов в районе СМП выявил высокую стоимость и низкую скорость ледокольной проводки, наличие многочисленных повреждений корпусов и механических установок, требующих вывода судов из эксплуатации для ремонта. Как показали научные и проектные проработки ОАО «ЦКБ "Лазурит"» [4], одним из перспективных направлений работ по обеспечению надежных транспортных грузоперевозок в Арктике могло бы стать рассмотрение возможности применения подводных транспортных судов. Преимущества подводных танкеров (ПТ) перед надводными огромны. Во-первых, они способны плавать в Арктике круглогодично без ледокольного сопровождения. Во-вторых, они способны выполнять рейсы в Европу и Америку по самому короткому пути – через Северный Ледовитый океан и это делает перевозки весьма экономичными.

В настоящей статье приводятся результаты расчета основных термодинамических и конструктивных параметров главных двигателей энергетической установки (ЭУ) мощностью 28 МВт для ПТ грузоподъемностью 40 000 т.

При предварительном рассмотрении различных вариантов ЭУ (ДЗЦ [7], ЭХГ, ядерные и др.) выбор был сделан в пользу анаэробной установки на базе двигателя Стирлинга. Накопленный опыт экспериментальных работ с двигателями Стирлинга [2; 3; 5; 6], имеющийся научно-технический задел по проектированию его основных систем и оборудования, включая различные варианты производства и хранения горючего и окислителя, позволяют создать экономичную и надежную для данных условий эксплуатации ЭУ.

В основу выбора конструктивной схемы проектируемого двигателя была положена классификация [6]. Для мощных двигателей выбор производился между многоцилиндровыми, скомпонованными из одноцилиндровых двигателей вытеснительного типа с общим коленчатым валом, и многоцилиндровыми двигателями двойного действия (ДД), у которых полости расширения каждого цилиндра последовательно соединены через ряд теплообменников (холодильник, регенератор и нагреватель) с полостью сжатия соседнего цилиндра. Поршни в каждом цилиндре такого двигателя выполняют двойную роль – рабочего поршня и вытеснителя.

Большим преимуществом такой конструкции является сокращение в 2 раза общего количества поршней. Это упрощает кинематическую схему приводного механизма, снижает число и массу поступательно движущихся элементов, уменьшает механические потери в двигателе и снижает производственные затраты на их изготовление. Двигатель Стирлинга благодаря используемому в нем замкнутому регенеративному циклу является бесшумным.

Источником теплоты для двигателей ПТ будет являться перевозимый природный газ, в качестве окислителя – кислород. По предварительным расчетам мощность ЭУ при движении танкера в подводном положении со скоростью 10,5...16 узлов (20...30 км/ч) составила 25...30 МВт. Примем мощность одного двигателя равной 10 МВт, тогда на танкере будет установлено 3 таких двигателя.

Наиболее подходящими рабочими телами в двигателях Стирлинга могут быть только газообразные тела, одновременно обеспечивающие высокую интенсивность теплообмена и низкое газодинамическое сопротивление. Из используемых в технике газов практический интерес представляют только три – воздух, гелий и водород. Основные интересующие нас теплофизические свойства этих газов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Теплофизические свойства газов и воздуха при $T=900\text{K}$ и $P=20\text{МПа}$

Свойства	Водород	Гелий	Воздух
Теплоемкость C_p , кДж/(кг·°С)	14,8	5,197	1,135
Коэффициент теплопроводности $\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м·°С)	299,7	338	14,4
Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^9$, Па·с	206	423,3	443

Сравнение различных технико-эксплуатационных свойств данных рабочих тел показало следующее. Воздух наиболее доступен, однако двигатели при этом получают больших размеров, имеют малую удельную мощность и низкий КПД. Затруднений в выборе конструкций уплотнений и материалов для них практически не существует. Гелий и водород следует выбирать для двигателей с большой мощностью и частотой вращения. Они лучше с точки зрения своих свойств, имеют высокие теплоемкость и коэффициент теплопроводности, течение газа в каналах происходит с относительно низкими газодинамическими потерями. Водород по своим теплофизическим свойствам, несомненно, предпочтительнее гелия; другой реальной альтернативы для достижения высоких удельной мощности и КПД в двигателях Стирлинга нет. Однако, водород – пожаро- и взрывоопасный материал, он активно вступает в реакцию окисления с кислородом с выделением большого количества теплоты. Высокое давление рабочего тела в двигателе, равное 15...20 МПа, высокая текучесть и проникающая способность водорода, возрастающие с ростом температуры, способствуют его утечкам даже через достаточно плотные материалы, включая металлы. Из этого следует, что наиболее оптимальным решением для применения в качестве рабочего тела в двигателе Стирлинга на ПТ является гелий.

Для определения максимальной T_e или минимальной T_c температур цикла, зная их отношение ξ , необходимо задаться одной из них. Максимальная температура обычно ограничивается предельным значением для применяемого конструкционного материала, в то время как минимальная температура таким образом не ограничена, но зависит от условий работы двигателя. Так как охладителем является вода, принимаем минимальную температуру равной 300 К. Из табл. 2 выбираем отношение температур $\xi = 0,3$. Следовательно, максимальная температура цикла T_e , К, равняется

$$T_e = \frac{T_c}{\xi} = \frac{300}{0,3} = 1000.$$

Таблица 2

Типичные значения определяющих параметров [4]

Параметры	Значения
Относительный "мертвый" объем X	1,3...1,7
Отношение рабочих объемов k	0,9...1,2
Фазовый угол объемов α	85°...95°
Отношение температур ξ	0,3...0,4
Среднее давление P_{cp} , МПа	15

Увеличение степени сжатия $\varepsilon = V_{\max}/V_{\min} > 2$ вызывает непропорциональное увеличение внутреннего объема теплообменников, что приводит к существенному изменению поверхности теплообмена и увеличению газодинамического сопротивления.

Из-за низкой степени сжатия значение степени повышения давления в двигателе также мало $\lambda = P_{\max}/P_{\min} \approx 2$. Таким образом, можно принять, что диапазон изменения давления в цилиндрах двигателя незначителен, а само изменение давления происходит по синусоидальному закону. Это условие имеет существенное значение при выборе конструкции деталей двигателя и, в частности, его коленчатого вала и подшипников.

Примем значение $P_{\max} = 20$ МПа, а отношение $P_{\max}/P_{\min} = 2$; тогда минимальное и среднее давление составят соответственно 10 и 15 МПа. Полученное значение среднего давления находится в интервале, указанном в табл. 2. Поэтому для дальнейшего расчета принимаем значения минимального, среднего и максимального давлений равными 10, 15 и 20 МПа соответственно. Принятые значения давлений были использованы в тепловом расчете двигателя: работа и мощность двигателя определялась по $P_{\text{ср}}$, а расчет конструктивных параметров цилиндров – по P_{\max} .

Для проектируемого двигателя оптимальным силовым механизмом является бесшатунный механизм Баландина [1], в котором преобразование возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение вала осуществляется бесшатунным силовым механизмом. Конструкция двигателя соответствует α -схеме по классификации [6] и приведена на рис. 1. Основными достоинствами данной конструкции являются:

- возможность осуществления двустороннего рабочего процесса в цилиндрах при малых габаритах и высокой быстроходности (частоте вращения вала);
- наиболее благоприятное сочетание сил давления газа и сил инерции силового механизма, что создает меньшую нагруженность механизма при заданной мощности;
- меньшие потери на трение, меньший износ подшипников и, как следствие, большее значение механического КПД.

Теоретическая мощность двигателя Стирлинга, как и других тепловых двигателей, прямопропорциональна частоте вращения вала, в то время как для КПД цикла эта зависимость не однозначна. Основной причиной такого расхождения являются потери на аэродинамическое сопротивление в газовоздушных трактах. С увеличением скорости поршня растет скорость газового потока, т.е. растет и это сопротивление. Однако воздействие этого фактора имеет и некоторые положительные стороны, поскольку большее сопротивление нагревателя способствует повышению температуры рабочего тела и уменьшает количество подводимой теплоты цикла. С другой стороны, рост сопротивления холодильника повышает нагрузку на охлаждающие элементы. Сопротивление в регенераторе вызывает неоднозначные явления. Когда рабочее тело проходит через регенератор по направлению к полости сжатия, сопротивление газового потока снижает эффект регенерации; когда поток меняет направление, наоборот – эффект регенерации возрастает.

Частота вращения существенно влияет на динамику двигателя, с ее увеличением растут силы инерции, возрастает неуравновешенность двигателя. При достижении предельных по условиям прочности частот вращения маховик двигателя может разрушиться, а неуравновешенные силы и моменты от них могут вызывать недопустимые уровни вибрации.

Скорость газа в этом случае может достичь и такого значения, когда рабочее тело не будет успевать полностью перемещаться из горячей полости в холодную и обратно. По опыту исследований двигателей Стирлинга с различными частотами вращения в наших расчетах частота вращения коленчатого вала была принята равной $n = 1800$ об/мин.

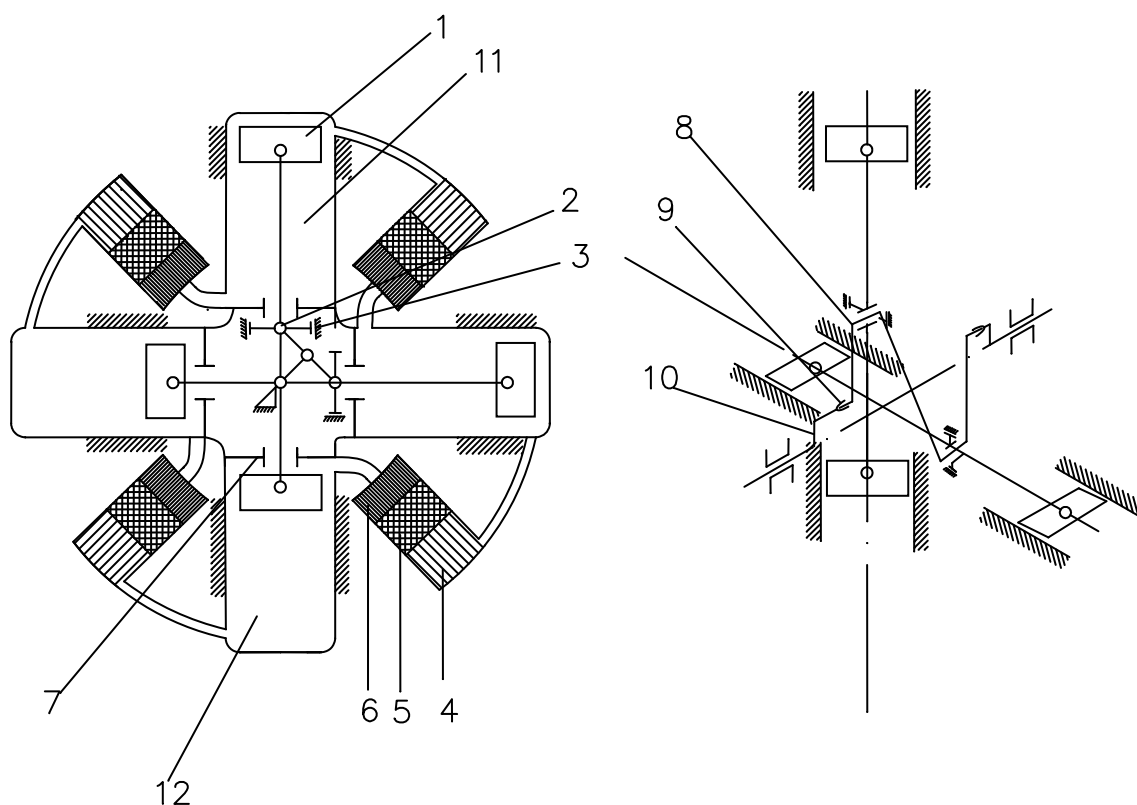


Рис. 1. Схема двигателя с бесшатунным силовым механизмом:

- 1 – поршень; 2 – ползун; 3 – направляющая ползуна; 4 – нагреватель; 5 – регенератор;
 6 – холодильник; 7 – уплотнение; 8 – коленчатый вал; 9 – шарнир;
 10 – вал отбора мощности; 11 – полость сжатия; 12 – полость расширения

Для получения на валу двигателя Стирлинга полезной мощности, необходимо обеспечить фазовый сдвиг между изменениями объема в горячей полости (полости расширения) и в холодной полости (полости сжатия). При этом изменения объема расширения должны предшествовать изменениям объема сжатия. Теоретически фазовый угол α должен быть заключен между 1° и 179° по углу поворота кривошипа. Обычно придают большое значение фазовому углу, равному 90° . Фазовый угол 90° соответствует максимальной мощности на выходе, но он не обязательно совпадает с углом, соответствующим максимальному КПД. Следовательно, когда от двигателя требуется максимальная удельная мощность, а не максимальный КПД, то следует стремиться к этому значению фазового угла. Исследования показывают, что выходная мощность двигателя быстро уменьшается при фазовом угле, меньшем 60° и большем 120° . Для достижения максимального КПД необходим фазовый угол, превышающий 90° . С точки зрения динамики фазовый угол 90° может существенно затруднить уравнивание двигателя. И все же, несмотря на связанные с этим нежелательные эффекты, его следует принять равным 90° , так как этот угол обеспечивает, по крайней мере, наибольшее значение выходной мощности. В нашем же случае, с учетом использования бесшатунного механизма Баландина и X-образного расположения цилиндров, такой угол является единственно возможным. О правильности принятого конструктивного решения говорит то, что двигатель с механизмом Баландина при таком значении фазового угла легко уравнивается, при этом будет получена максимальная мощность на валу.

С учетом изложенного, выполним тепловой расчет ДДД, однофазного, нерезонансного, с X-образным расположением цилиндров, с фазовым углом $\alpha = 90^\circ$ и бесшатунным силовым механизмом Баландина.



На начальной стадии производится предварительный расчет, который позволяет определить значения суммарного рабочего объема и отношение рабочих объемов, зная которые можно найти суммарные объемы полостей сжатия и расширения двигателя. Расчетная схема для определения указанных параметров приведена на рис. 1. Использованная методика с помощью элементарных соотношений позволяет оценить возможность практической реализации предлагаемой схемы двигателя. Полученные результаты (табл. 3) ложатся в основу следующей стадии расчета – анализа Шмидта [6], основная цель которого – получение уравнений переноса энергии в системе.

Таблица 3

Результаты предварительного расчета

Наименование величин	Обозначение	Расчетная формула	Размерность	Значения
Мощность двигателя	$\sum P_B$	Принимаем	кВт	10 000
Количество цилиндров	$N_{ц}$	Принимаем	шт.	24
Цилиндровая мощность	P_B	$\sum P_B / N_{ц}$	кВт	416,7
Максимальное рабочее давление	P_{max}	Принимаем	МПа	20
Среднее рабочее давление	P_{cp}	$(P_{max} + P_{min})/2$	МПа	15
Минимальное рабочее давление	P_{min}	$P_{max}/2$	МПа	10
Частота вращения	n	Принимаем	об/мин	1800
Число Била	β_e	Принимаем [6]	-	0,3
Диаметр поршня	D_p	$\sqrt[3]{\frac{8P_B}{0,3\pi P_{cp} f}}$	мм	200
Ход поршня	S_l	$D_p/2$	мм	100
Цилиндровая мощность	P_B	$\beta_e P_{cp} f V_{se}$	кВт	424
Мощность двигателя	$\sum P_B$	$P_B N_{ц}$	кВт	10176
Температура полости сжатия	T_c	Принимаем	К	300
Температура полости расширения	T_e	Принимаем	К	1000
Относительный "мертвый" объем	X	Принимаем	-	1,5
Отношение рабочих объемов	k	По диаграмме [6]	-	0,87
Рабочий объем полости расширения	V_{se}	$\frac{\pi}{4} D_p^2 \frac{D_p}{2}$	см ³	3141,6
Объем холодной полости	V_{sc}	$k V_{se}$	см ³	2733,2
"Мертвый" объем	V_d	$X V_{se}$	см ³	4712,4
Диаметр штока	$d_{ш}$	$\sqrt{D_p^2 - \frac{8V_{sc}}{\pi D_p}}$	мм	72
Рабочий объем полости сжатия	V_{sc}	$V_{se} - \frac{\pi d_{ш}^2}{4} S_l$	см ³	3015,9
Отношение рабочих объемов	k	V_{sc} / V_{se}	-	0,96

Второй этап расчета – анализ Шмидта – составляет основу большинства современных теоретических исследований двигателей Стирлинга. В нашем случае используем обобщенный вариант анализа для двигателя модификации "альфа" [6]. На этом этапе находятся зависимости объемов полости расширения V_e и полости сжатия V_c , мгновенного давления цикла P от угла поворота коленчатого вала ϕ , определяется "мертвый" объем и расчетная степень сжатия r_v . Затем вычисляются подведенная теплота в полости расширения и отведенная в полости сжатия, суммарный поток и, наконец, мощность и КПД двигателя. В табл. 4 представлен порядок и результаты расчета перечисленных параметров.

Анализ цикла Стирлинга методом Шмидта

Наименование величин	Обозначение	Расчетная формула	Размерность	Результат
Фазовый угол	α	Принимаем	$^{\circ}$ п.к.в.	90
Величина	B	$(\xi^2 + 2k\xi\cos\alpha + k^2)^{0,5}$	-	1,0058
Величина	S	$\xi + k + \frac{4X\xi}{\xi + 1}$	-	2,6446
Величина	δ	B/S	-	0,38
Минимальное рабочее давление гелия	P_{\min}	$P_{\max}/2,23$	МПа	8,97
Параметр	θ	$\arctg\left(\frac{k \sin \alpha}{\xi + k \cos \alpha}\right)$	$^{\circ}$ п.к.в.	72,65
Среднее рабочее давление гелия	$P_{\text{ср}}$	$P_{\max} \left(\frac{1-\delta}{1+\delta}\right)^{0,5}$	МПа	13,4
Подведенная теплота	W_e	$\frac{P_{\max} \delta V_{se} \pi \sin \theta (1-\delta)^{0,5}}{\left[1 + (1-\delta^2)^{0,5}\right] (1+\delta)^{0,5}}$	Дж (кДж)	24942 (≈ 25)
Отведенная теплота	W_c	$\frac{P_{\max} \delta k V_{se} \pi \sin(\theta - \alpha) (1-\delta)^{0,5}}{\left[1 + (1-\delta^2)^{0,5}\right] (1+\delta)^{0,5}}$	Дж (кДж)	-7483 (\approx 7,5)
Полезная работа	W_t	$\frac{P_{\max} \delta V_{se} (1-\xi) \pi \sin \theta (1-\delta)^{0,5}}{\left[1 + (1-\delta^2)^{0,5}\right] (1+\delta)^{0,5}}$	Дж (кДж)	17460 ($\approx 17,5$)
Цилиндровая мощность по расчету методом Шмидта	P_s	$W_t n/60$	Вт (кВт)	523800 (≈ 524)
Суммарная индикаторная мощность	$\sum P_s$	$P_s N_{\text{ц}}$	кВт	12576
Термический КПД	η_t	W_t/W_e	-	0,7
Параметр	Δ	$\arctg\left(\frac{k \sin \alpha}{k \sin \alpha + 1}\right)$	$^{\circ}$ п.к.в.	43,83
Максимальный общий объем	V_{\max}	$0,5[(1+k+2X) + (k^2+2k\cos\alpha+1)]^{0,5}$	см ³	9968,6
Минимальный общий объем	V_{\min}	$0,5[(1+k+2X) - (k^2+2k\cos\alpha+1)]^{0,5}$	см ³	5613,7
Степень сжатия	r_v	V_{\max}/V_{\min}	-	1,78

Тепловой поток, который необходимо подвести в двигатель, определим по формуле, используя соответствующие значения из табл. 4:

$$P_e = W_e N_{\text{ц}} n/60 = 25 \cdot 24 \cdot 1800/60 = 18000 \text{ (кВт)}.$$

Эффективный КПД η_e определяется как отношение мощности на выходном валу двигателя к подведенному тепловому потоку. Этот КПД можно определить также, умножив механический η_m на термический КПД цикла η_t :

$$\eta_e = \eta_m \eta_t.$$



Необходимо отметить, что в данном КПД не учитывается работа внешних вспомогательных устройств, обслуживающих двигатель. Для более точного определения эффективного КПД воспользуемся соотношением Мальмё [5]:

$$\eta_e = \eta_m \eta_t K_c A_a \eta_{es} = \eta_m \eta_t K_e,$$

где K_c – коэффициент Стирлинга: $K_c = 0,6 \dots 0,88$; A_a – коэффициент, учитывающий затраты энергии на привод вспомогательных механизмов: $A_a = 0,85 \dots 0,90$; η_{es} – КПД камеры горения: $\eta_{es} = 0,85 \dots 0,95$. Значения η_m можно принять равным $0,93 \dots 0,96$. В соответствии с приведенными диапазонами значений всех коэффициентов, суммарный коэффициент составит величину $K_e = 0,4 \dots 0,72$. Примем в нашем расчете среднее значение $K_e = 0,56$, тогда получим при $\eta_t = 0,7$ величину $\eta_e = 0,28 \dots 0,50$. Среднее значение эффективного КПД $\eta_e = 0,39$.

Эффективная мощность двигателя ΣP_B , кВт, рассчитывается по выражению

$$\Sigma P_B = \Sigma P_s K_e = 12576 \cdot 0,56 = 7043.$$

Крутящий момент на валу M_B , Н·м, зависит от скоростного режима работы двигателя и равен для номинального режима (при $n = 1800$ об/мин):

$$M_B = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{\Sigma P_B}{n} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{7043}{1800} = 3736,4.$$

В общем случае мощность и частоту вращения двигателя можно регулировать изменением:

- температуры;
- давлением рабочего тела в цилиндре;
- фазового угла между положениями вытеснительного и рабочего поршней, смещением циклов в отдельных цилиндрах многоцилиндрового двигателя;
- степени сжатия в двигателе.

Расчеты технико-экономических показателей, связанных со стоимостью и технологией производства данных двигателей, выявили следующее.

С точки зрения стоимости и отпускной цены двигателя Стирлинга дороже других типов двигателей как поршневых (ДВС), так и роторных (турбинных), хотя с ростом объема выпуска, с увеличением мощности и области применения они могут стать экономически более выгодными, чем их конкуренты.

Применение в качестве механизма движения бесшатунного механизма Баландина позволило уменьшить массу и габариты двигателя, а также улучшить условия обитаемости корабля с точки зрения шума и вибрации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баландин, С. С. Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания / С. С. Баландин. – М.: Машиностроение, 1972. – 176 с.
2. Достяров, А. М. Перспективные тепловые двигатели Стирлинга / А. М. Достяров, С. Т. Амандыков. – Алма-Ата: КазПТИ, 1990. – 51 с.
3. Мышинский, Э. Л. Судовые поршневые двигатели внешнего сгорания (двигатели Стирлинга) / Э. Л. Мышинский, М. А. Рыжков-Дудонов. – Л.: Судостроение, 1976. – 77 с.
4. Огнев, И. Подлодка атакует ... месторождения / И. Огнев // Энергетика и промышленность России. – 2002. – №10 (26).
5. Ридер, Г. Двигатели Стирлинга / Г. Ридер, Ч. Хупер. – М.: Мир, 1986. – 460 с.
6. Уокер, Г. Двигатели Стирлинга / Г. Уокер. – М.: Машиностроение, 1985. – 410 с.
7. Тарануха, Н. А. Рекомендуемые критерии оценки неуравновешенности судовых малооборотных дизелей / Н. А. Тарануха, С. А. Худяков // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2012. – № IV-1(12). – С. 94-99.