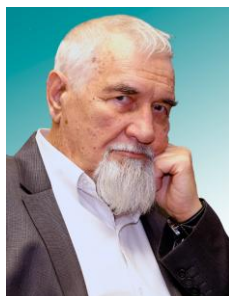


РОТОРНО-ЛЕПЕСТКОВЫЕ ТЕПЛОВЫЕ МАШИНЫ

Котов В.М.



*Котов Владимир Михайлович - начальник отдела,
Национальный ядерный центр Республики Казахстан,
г. Курчатов, Республика Казахстан*

Аннотация: рассмотрены роторно-лепестковые машины, обеспечивающие эффективное снижение механических потерь в сравнении с поршневыми и турбо-машинами. Приведены характеристики разработанного варианта двигателя внутреннего сгорания мощностью 50 кВт, двигателя с внешним подводом тепловой энергии на примере солнечной электростанции. КПД этих двигателей на уровне ~55%.

Показана возможность работы роторно-лепестковой машины в качестве теплового насоса при обогреве и кондиционировании помещения с отбором тепла от воздуха атмосферы при изменении ее температуры от минус 50°C до плюс 45°C.

Показаны преимущества роторно-лепесткового двигателя при использовании на АЭС малой мощности с газовым теплоносителем, возможности использования роторно-лепесткового двигателя в различных комбинациях двигателей.

Ключевые слова: роторно-лепестковый механизм, двигатель внутреннего сгорания (ДВС), коэффициент полезного действия (КПД), потери энергии, солнечный нагреватель.

Введение. Начало развития тепловых машин было положено еще в 18 веке на основе поршневых машин. За многие десятилетия развития они стали достаточно эффективными. КПД преобразования тепловой энергии в механическую вырос от единиц процентов до нескольких десятков процентов. Появились различные виды таких машин – двигатели и тепловые насосы. Главное – появилось научное обоснование процессов, понимание возможностей их совершенствования.

Однако, теоретические возможности преобразования тепловой энергии в механическую существенно расходятся с достижимыми на практике, несмотря на большие вклады в совершенствование объектов техники и заложенных в них технологий. Так, принимая реальные температуры циклов ДВС можно было бы ожидать КПД на уровне до 60 - 70%, а они находятся на уровне 30% у массовых двигателей Отто со сравнительно малой удельной массой и на уровне 36 - 42% у дорогих, тяжелых дизелей.

В настоящей работе рассмотрены возможности тепловых машин создаваемых по техническому решению [1], особенности их использования в различных объектах теплотехники.

Малые потери на трение, достигаемые в предложенном техническом решении обеспечивают получение качественно нового уровня основных характеристик этих машин.

1. Особенности поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Основная масса ДВС является поршневыми машинами. Обмен энергией поршня с выходным валом двигателя осуществляется кривошипно-шатунным механизмом. Главными процессами в двигателе являются такт сжатия газа и такт расширения продуктов горения. В массовых двигателях степень сжатия ϵ_c и степень расширения продуктов горения ϵ_p , чаще всего, одинаковы. Это обеспечивает наибольшую простоту конструкции при близости мощности цикла к максимуму.

При этом давление продуктов горения к концу расширения остается высоким, что показывает на неполное использование механической энергии продуктов горения. Кроме того, требуется установка в тракте выхлопа глушителя.

Увеличение доли использования энергии продуктов горения за счет увеличения степени расширения продуктов горения осуществляется в двигателях Аткинсона [2] (при усложнении кривошипно-шатунного механизма) и Миллера [3] (за счет уменьшения длительности фазы сжатия относительно фазы выпуска).

На рисунке 1 приведены начальное давление выхлопа ДВС и работа такта расширения при различных степенях расширения выхлопных газов при степени сжатия равной восьми. Видно, что равенство

начального давления выхлопа атмосферному достигается при отношении ϵ_p/ϵ_c равном 3.25, а работа такта расширения в этом случае увеличивается на 31.5%.

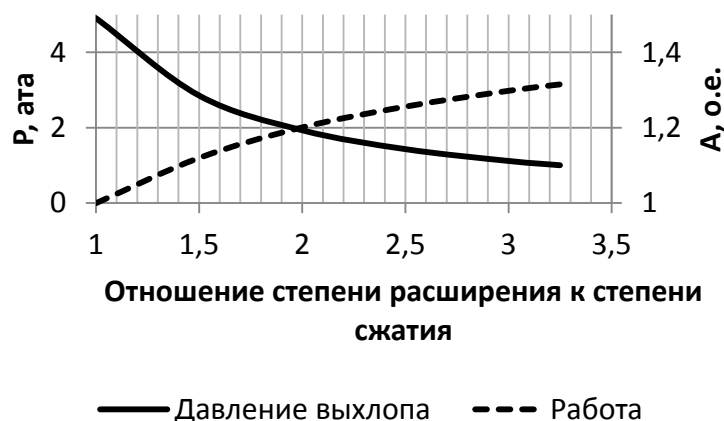


Рис. 1. Работа выхлопных газов и начальное давление выхлопа от отношения степени расширения к степени сжатия (степень сжатия = 8)

При характерном для двигателей Миллера расширении выхлопных газов ($\epsilon_p/\epsilon_c = 1.5$) начальное давление выхлопа уменьшается на 42%, а работа газов в такте расширения увеличивается на 12%. Однако, в реальных конструкциях двигателей Миллера рост мощности меньше приведенного значения за счет увеличения потерь на трение и находится на уровне нескольких процентов. Потребность в глушителе в таком двигателе остается, растет сложность конструкции.

2. Конструкция роторно-лепесткового двигателя

Схема роторно-лепесткового ДВС по [1] представлена на рисунке 2. Двигатель содержит карбюратор 1, всасывающую полость камеры сжатия 2, лепесток 3, ротор 4, цилиндр 5, полость сжатия и выпуска 6 камеры сжатия, горку 7 на поверхности цилиндра 5, клапан 8 камеры сжатия, тракт перепуска рабочей смеси 9 и клапан 10 входа смеси в камеру расширения. Валы обеих камер жестко связаны между собой. Особенность клапанного механизма состоит в том, что клапан камеры сжатия открывается в сторону от камеры, а клапан камеры расширения открывается в сторону самой камеры.

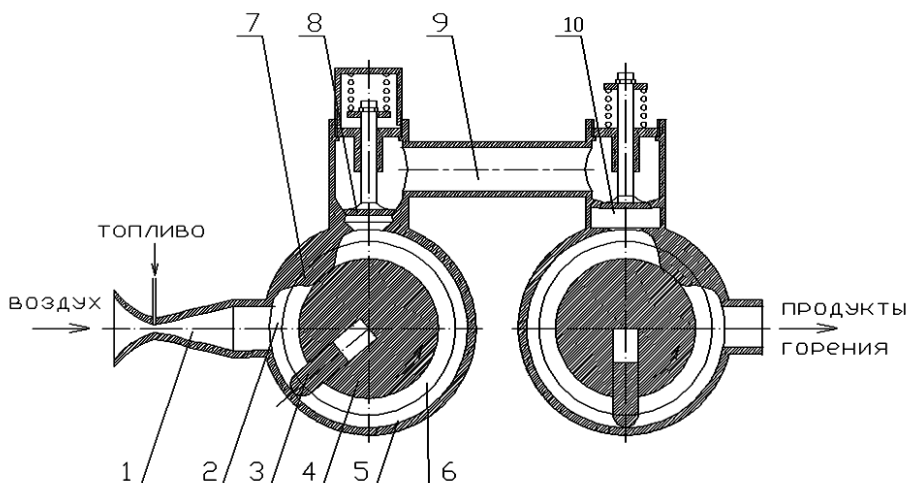


Рис. 2. Схема ДВС на основе роторно-лепесткового механизма

После прохождения лепестком 3 горки 7 начинается наполнение топливной смесью полости 2 камеры сжатия. В это же время топливная смесь, находящаяся перед лепестком по ходу его движения сжимается. При достижении рабочей степени сжатия начинается выпуск топливной смеси из камеры сжатия в тракт перепуска рабочей смеси 9 открытием клапана 8 и в камеру расширения открытием клапана 10. После закрытия клапана 10 проводится поджиг смеси. Продукты горения начинают расширяться. В это время происходит выпуск продуктов горения в атмосферу из той части камеры расширения, которая находится перед лепестком.

По разделению рабочих процессов роторно-лепестковый двигатель соответствует четырехтактному поршневому ДВС. Однако, в нем рабочий такт совершается за один оборот вала вместо двух, как у четырехтактного поршневого.

В роторно-лепестковом двигателе нет промежуточных механизмов между системой вал-лепесток, вызывающих какие-либо потери энергии. Потери в этом двигателе обусловлены трением торцов лепестков о поверхность цилиндрических стенок камер и стенок уплотнительных горок. Характерно, что, в отличие от поршневых двигателей, потери на трение не зависят от степени наполнения камер рабочими смесями, т.е. от мощности развиваемой двигателем.

Рассмотрим подробнее особенность перемещения лепестков на примере конструкции камер, представленной на рисунке 3. Здесь представлено продольное сечение камер сжатия и расширения, а также поперечные сечения по А-А и Б-Б камеры сжатия.

Видны следующие элементы: торцевая крышка камеры сжатия 1, лепесток 2, разделительная крышка камер сжатия и расширения 3, выемка 4 в теле торцевой крышки 1, горка 5, ротор 6 и паз 7, обеспечивающий возможность движения лепестка к центру. Именно горки 5 и выемки 4 в каждой камере обеспечивают перемещения лепестков в радиальном направлении.

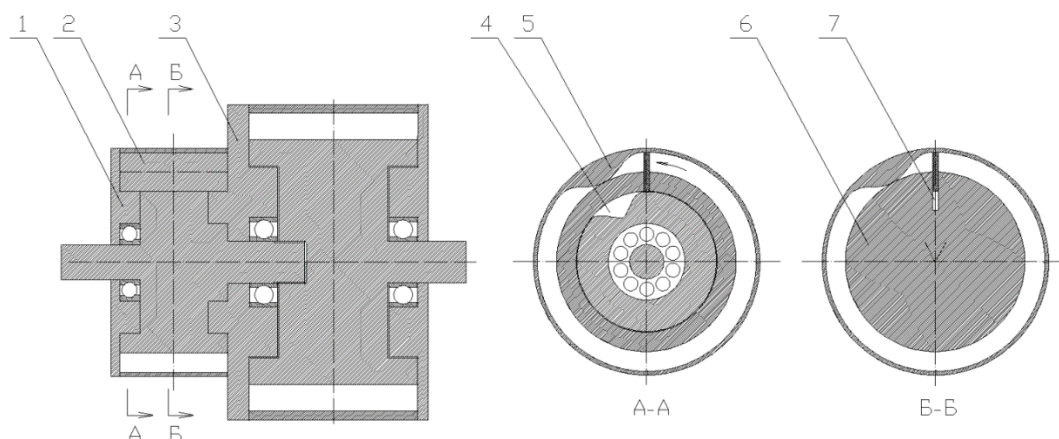


Рис. 3. Конструкция роторно-лепестковых камер сжатия и расширения

Потери на трение лепестка о внутреннюю поверхность цилиндра можно уменьшить, вводя компенсатор усилия прижима лепестка, по схеме, представленной на рисунке 4.

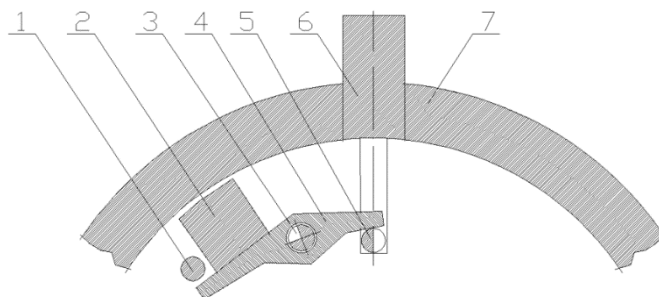


Рис. 4. Компенсатор усилия прижима лепестка

Схема содержит упор 1, сопряженный с телом ротора 7, противовес 2, установленный на оси 3, сопряженной с телом ротора 7, рычаг 4, упор 5 и лепесток 6. При движении лепестка вне горки противовес через рычаг 4 и упор 5 взаимодействует с лепестком, уменьшая силу прижима лепестка к поверхности цилиндра. При взаимодействии лепестка с горкой происходит выход его из контакта с рычагом, что исключает ввод противовеса 2 в ускоренное движение на горке и усложнение его работы.

3. Расчет потерь в роторно-лепестковом двигателе

Сила давления лепестка на поверхность цилиндра F_c будет определяться:

$$F_c = 4 * \pi^2 * \omega^2 * R * m \quad (5);$$

где: R – радиус центра масс лепестка.

ω – скорости вращения вала двигателя, c^{-1} ;

m – масса лепестка, кг.

Прохождение лепестком горки разделяется на четыре равных участка. На первом происходит ускорение лепестка к оси двигателя. На втором происходит торможение полученного движения до

нулевой скорости. На третьем участке происходит ускорение лепестка в сторону от центра. На конечном участке происходит торможение лепестка до нулевой скорости в направлении от центра двигателя.

При оптимальной геометрии горки и углубления модули ускорения одинаковы. Следует отметить, что ускорения на первом и четвертом участках задаются геометрией горки, а на втором и третьем участке – геометрией углубления.

Ускорение лепестка a , можно рассчитать исходя из величины перемещения лепестка S , скорости вращения вала двигателя ω , угла между началом и окончанием горки ψ , задающих время прохождения каждого из участков t :

$$t = \psi / (4 * 360 * \omega) \quad (1);$$

$$a = S / t^2 \quad (2);$$

где: S – ход лепестка, м;

ψ – угол между началом и окончанием горки, градус.

a – ускорение, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Максимальная скорость лепестка в радиальном направлении будет достигаться в конце первого и конце третьего участков. Сила давления лепестка F на поверхности горки и углубления будет определяться:

$$F = m * a \quad (3);$$

где: F , сила, н;

Основные потери механической энергии в предлагаемом двигателе связаны с трением лепестка о поверхность цилиндрической стенки, поверхности горки и углубления. Эти потери можно рассчитать по формуле:

$$W_p = 2 * \pi * (F * K_k * (1 - \psi / 360) + F_c * \psi / 360) * K_{tr} * \omega * R_c \quad (4);$$

где: K_{tr} – коэффициент трения материала торца лепестка о сопрягаемые поверхности;

R_c – радиус поверхности цилиндра;

K_k – коэффициент компенсации центробежной силы лепестка.

4. Двигатель внутреннего сгорания мощностью 50 кВт

Проведена эскизная проработка роторно-лепесткового ДВС, его вертикальный разрез представлен на рисунке 5, а характеристики при мощности 50 кВт представлены в таблице 1. На рисунке 6 представлены зависимости мощности этого двигателя и механических потерь от скорости вращения его выходного вала и условий контакта лепестков с поверхностью цилиндра.

Вариант 1 соответствует коэффициентам K_{tr} и K_k равным 0,05. Вариант 2 соответствует значениям K_{tr} и $K_k = 0,1$. Вариант 3 соответствует значениям $K_{tr} = 0,2$ и $K_k = 1,0$. Коэффициент компенсации здесь показывает долю силы давления лепестка с компенсацией относительно силы без компенсации.

Расчет теплофизических характеристик проводился по упрощенной модели, включающей идеальные адиабатические процессы сжатия и расширения и изохорический процесс горения. Введена поправка на неполноту сгорания в соответствии с данными [4].

Значения K_{tr} и K_k на уровне 0.05-0.1 вполне реализуемы на практике при достаточной смазке контактных поверхностей лепестка. Видно, что характеристики роторно-лепесткового двигателя остаются лучшими в сравнении с характеристиками любых поршневых ДВС при K_{tr} и K_k меньшими 0.2 даже при представленных максимальных оборотах. При отсутствии компенсации (третий вариант) приемлемые потери сохраняются до скорости вала, равной 1500 об/мин. При скорости вала 2000 об/мин потери на трение соответствуют поршневому варианту двигателя, но мощность (и КПД) роторно-лепесткового будет несколько больше за счет использования большего расширения продуктов горения.

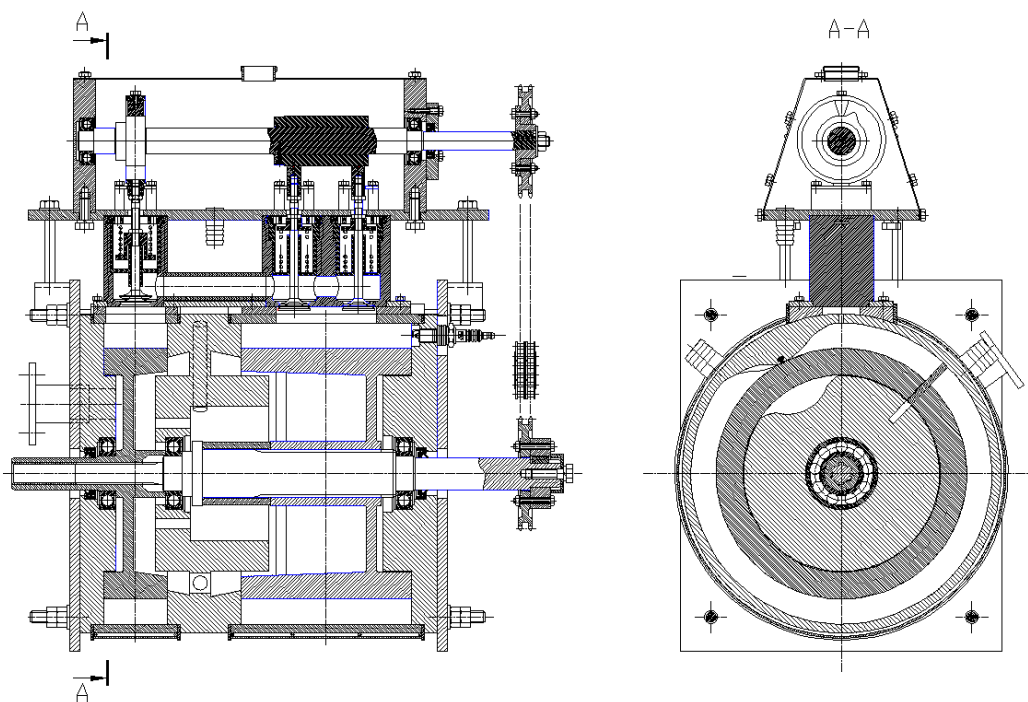


Рис. 5. Вертикальный разрез двигателя мощностью 50 кВт

В настоящей главе рассматриваемый двигатель представлен как двигатель мощностью 50 кВт. Это обосновывается тем, что в самых неблагоприятных условиях его мощность близка к заданному значению, а также тем, что при отсутствии экспериментального обоснования нельзя превышать нагрузки в его элементах больше определенных значений. Среди таких нагрузок следует обратить внимание на ускорения лепестков на горке (углублении) и действующие при этом контактные напряжения в местах сопряжения лепестков с горкой и углублением. Расчеты показывают, что при скорости вала 1500 об/мин ускорения близки к максимальным в десмодромных приводах клапанов [5]. Простая схема взаимодействия лепестка с горкой и углублением, исключая наличие вспомогательных элементов, предопределяет возможность долговременной работы лепестка, но требует экспериментальной проверки этого положения.

Таким образом, данный вариант двигателя в настоящее время можно оценивать как двигатель мощностью 50 кВт, имеющий высокий потенциал совершенствования. Двигатель обеспечивает получение КПД равное 55.5%. С учетом потерь на привод вентилятора, масляного и водяного насосов, механизма газораспределения КПД будет не менее 52%.

Таблица 1. Характеристики роторно-лепесткового ДВС мощностью 50 кВт

	Параметр	Камера сжатия	Рабочая камера
1	Радиус цилиндра, см	15	
2	Радиус ротора, см	12,5	
3	Ширина лепестка, см	0,5	0,6
4	Длина лепестка, см	6,31	17,35
5	Материал лепестков	Бериллий ($\rho=1,85$)	
6	Масса лепестка, г (доля пор = 0.4)	17,04	56,2
7	Угол горки, градус	50	
8	Скорость вала, об/мин	1500	
9	К трения	0,05	
10	К компенсации	0,05	
11	Степень сжатия	8.0	
12	Степень расширения		22,0
13	Объем камеры, л	1,174	3,227
14	T макс, К	689	3058
15	T расширения, К		1041
16	P макс, ата	18,4	81,54
17	P расширения, ата		1,256
18	Мощность $W_{га}$, кВт	52,2	
19	Механические потери, Вт	39,6	130,7
20	КПД Карно, %	70,5	

21	КПД расчетный, %	55,5	
22	F на лепесток на цилиндре, кг	0,26	0,86
23	F на лепесток на горке и углублении, кг	22,08	77,86
24	Скорость лепестка азимутальная, м/с	23,6	
25	Скорость лепестка радиальная максимум, м/с	18,0	
26	Габариты, см	H = 60 см, A*B = 56*38 см	
27	Масса, кг	До 85 кг	

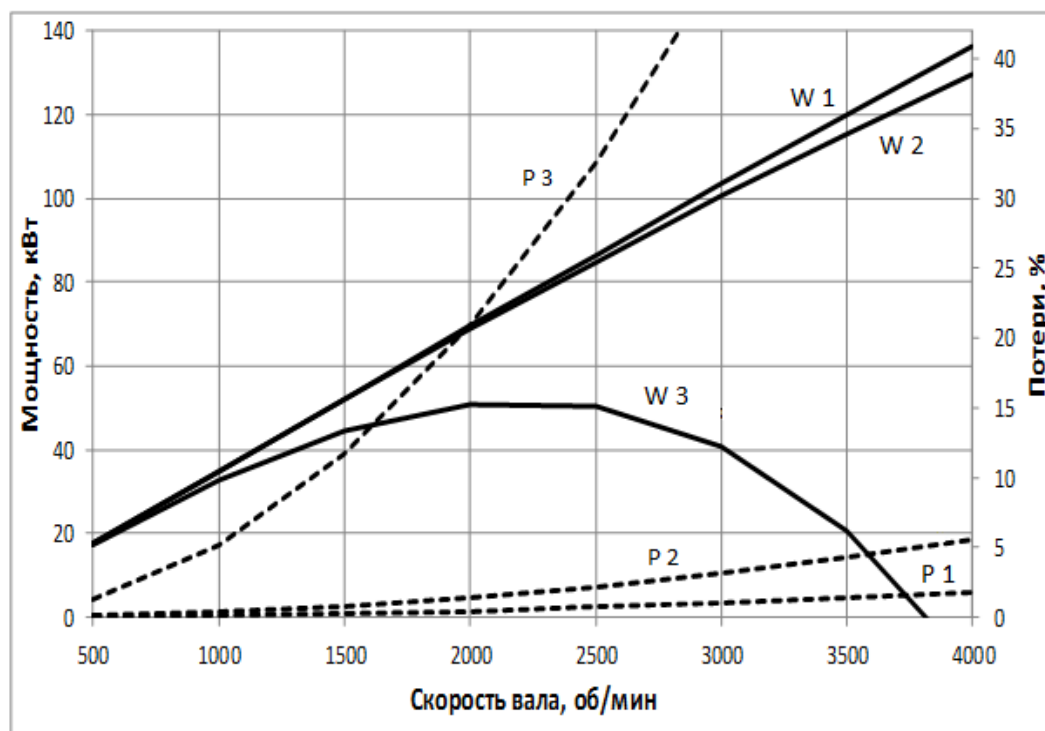


Рис. 6. Зависимости мощности и механических потерь от скорости вала и условий трения

5. Области использования роторно-лепестковых механизмов

5.1 Двигатели с внешним подводом тепловой энергии

На основе роторно-лепесткового механизма с использованием цикла Брайтона можно создать высокоэффективный двигатель с внешним подводом тепла. Схема такого двигателя с разомкнутым циклом рабочего тела представлена на рисунке 7. В данном варианте двигатель не требует холодильника, его роль в нем выполняет атмосфера. Двигатель содержит входной патрубок 1, камеру сжатия 2, клапан 3 камеры сжатия, нагреватель 4 рабочего тела – воздуха, клапан 5 рабочей камеры, камеру расширения 6 (рабочую камеру), патрубок выхлопа 7. В отличие от двигателя внутреннего сгорания здесь оба клапана открываются в сторону от рабочих камер. В таблице 2 приведены характеристики варианта такого двигателя.

При использовании органического топлива для нагрева рабочего тела потребуется ввести в схему двигателя рекуператор, обеспечивающий снижение температуры продуктов горения после нагревателя двигателя с передачей тепла воздуху, поступающему в камеру сгорания.

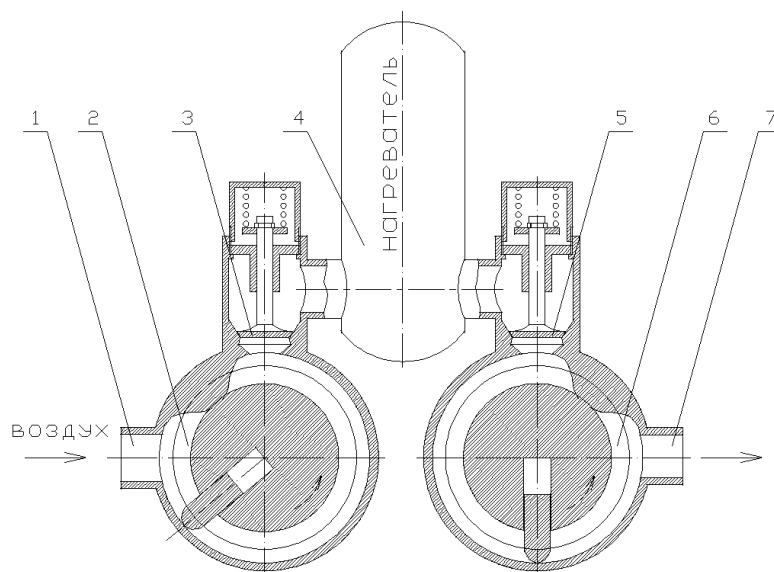


Рис. 7. Двигатель с внешним подводом тепловой энергии

Таблица 2. Характеристики двигателя с внешним подводом тепла

№	Параметр	Значение
1	Объем камеры сжатия, литр	3,72
2	Объем камеры расширения, литр	
3	Степень сжатия и расширения, о.е.	27,08
4	Скорость вращения вала, об/мин	1500
5	Т входа, К; Р входа, ата	300; 1.0
6	Т сжатия, К; Р сжатия, ата	770; 27.8
7	Т нагрева, К; Р нагрева, ата	873; 27.8
8	Т выхлопа, К; Р выхлопа, ата	340; 1.0
9	Мощность, кВт	5,87
10	КПД, %	55,9

Наиболее простой может быть схема, использующая энергию солнечных лучей. Для снижения потерь на излучение рабочих поверхностей нагревателя следует использовать техническое решение [6]. Схема такого нагревателя представлена на рисунке 8. Он содержит трубки 1 циркуляции рабочего тела, защитный экран 2 с теплоизоляцией, входное отверстие для солнечного потока 3 и фокусирующее зеркало 4.

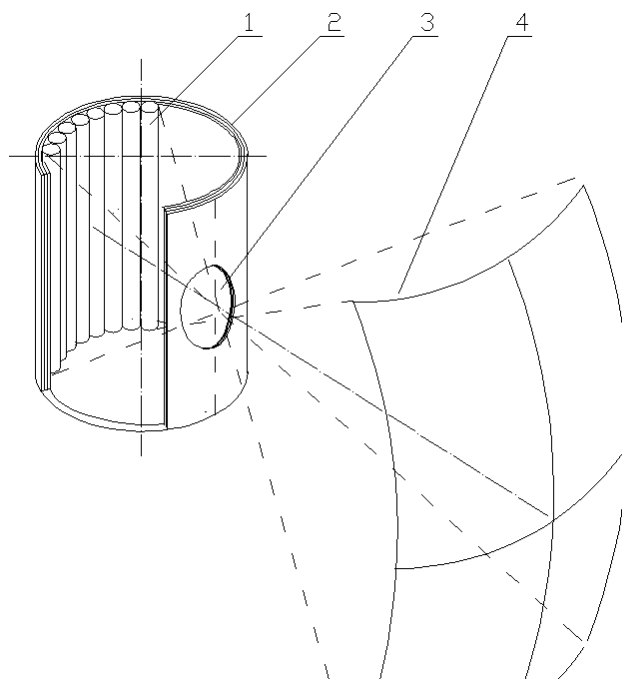


Рис. 8. Солнечный нагреватель рабочего тела

Вторичное излучение от рабочих поверхностей в этом нагревателе рассеивается и поглощается этими же рабочими поверхностями. Суммарный КПД солнечной электростанции будет на уровне 52%. Для сравнения в солнечной электростанции с двигателем Стирлинга [7] КПД равен 34% при большей сложности и себестоимости двигателя. В сравнении с солнечными панелями при одинаковой выходной мощности в предложенной схеме требуется в ~ 2.5 раза меньшая площадь зеркала, чем площадь солнечных элементов.

5.2 Тепловые насосы

Тепловые насосы применяются в таких объектах техники, как обогреватели помещений, кондиционеры, холодильники. В обогревателях проводится перекачка тепла от достаточно холодных тел (воздух, вода, подземные грунты) к теплым (воздух помещения). На основе роторно-лепесткового механизма с использованием цикла Брайтона можно создать тепловые насосы, имеющие лучшие характеристики, чем современные аналогичные машины с двухфазными рабочими телами. На рисунке 9 представлены две диаграммы обогревателя (1 и 2) и диаграмма кондиционера 3.

Диаграммы 1 и 2 отличаются температурой среды (атмосфера) из которой проводится отбор тепла: минус 40°C и минус 20°C . Температура нагревателя в обоих случаях одинакова – плюс $25 - 40^{\circ}\text{C}$. В качестве рабочего тела могут использоваться воздух или инертные газы (предпочтительно аргон). Видно, что для обеспечения оптимальной температуры в помещении с помощью тепловых насосов опирающихся на воздух атмосферы в качестве источника тепла или объект сброса тепла потребуется изменение характеристик тепловых насосов в зависимости от температуры атмосферы, как это показано в таблице 3.

Рассмотрены варианты, в которых необходимая для отопления средняя мощность получена изменением скважности работы агрегата η при постоянной его мощности и изменения плотности рабочего тела зависящих в свою очередь от температуры атмосферы. Приведены соответствующие значения давлений в холодном и горячем контуре.

Здесь обозначено: T_{ul} – температура воздуха атмосферы, dT – разница между температурой в помещении и вне его, $W_{теп}$ – тепловая мощность подаваемая в помещение, $W_{мех}$ – мощность привода теплового насоса, η - скважности работы агрегата, $P_{атм}$ – давление в уличном теплообменнике, $P_{пом}$ – давление в теплообменнике помещения.

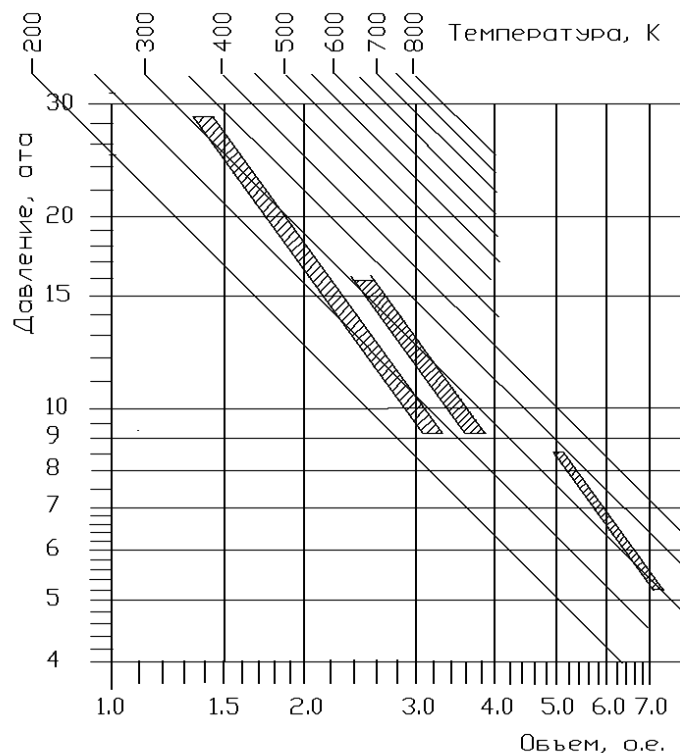


Рис. 9. Диаграммы процессов теплового насоса и кондиционера

Таблица 3. Характеристики работы теплового насоса

	$T_{ul}, ^\circ C$	dT	$W_{теп}$	$W_{мех}$	η	$P_{атм}$	$P_{пом}$
1	10	10	1.0	0.137	0.14	2.5	3.81
2	-5	25	2.5	0.454	0.36	5.3	9.79
3	-20	40	4.0	0.816	0.57	7.5	17.08
4	-35	55	5.5	1.49	0.79	9.1	25.71
5	-50	70	7.0	2.19	1.0	10.0	36.07
6	+45	-25	-2.5	0.451		8,60	5,11

Проработана схема автоматизированного переключения параметров теплового насоса для обеспечения его работоспособности при различной температуре внешнего воздуха. Предлагаемая схема обладает следующими достоинствами в сравнении с существующими агрегатами с двухфазным рабочим телом:

- максимально упрощается конструкция установки при использовании в качестве источника первичного тепла воздуха атмосферы при сохранении преимуществ в сравнении с источниками в виде вод рек, тепловой энергии грунта;
- обеспечивается большее отношение перекачиваемой тепловой энергии к подводимой механической мощности;
- обеспечивается эффективная работоспособность при всех реальных уровнях температуры уличного воздуха.

5.3 Использование в атомной энергетике

В работе [8] было показано, что применение в цикле Брайтона поршневых машин вместо турбомашин позволяет получить КПД преобразования тепловой энергии в механическую на уровне ~45% при значительно меньших значениях максимальных температур цикла в сравнении с известными проектами ВТГР [9] (500°С вместо ~1000 С). Роторно-лепестковый двигатель, как и поршневой, является машиной объемного сжатия и расширения рабочего тела, сохраняя указанное преимущество при дополнительном уменьшении потерь энергии.

Использование данного решения позволит отказаться от дополнительных рекуперативных теплообменников в горячем контуре АЭС (рисунок 10). Все это позволит повысить надежность работы АЭС, как за счет снижения рабочих температур, так и за счет уменьшения включенных в работу объектов.

Такая схема применима в первую очередь для судовых энергоустановок и для АЭС малой мощности. Максимальная мощность роторно-лепесткового двигателя должна быть определена в ходе дальнейших работ. Для поршневых машин она не превышает нескольких десятков мегаватт.

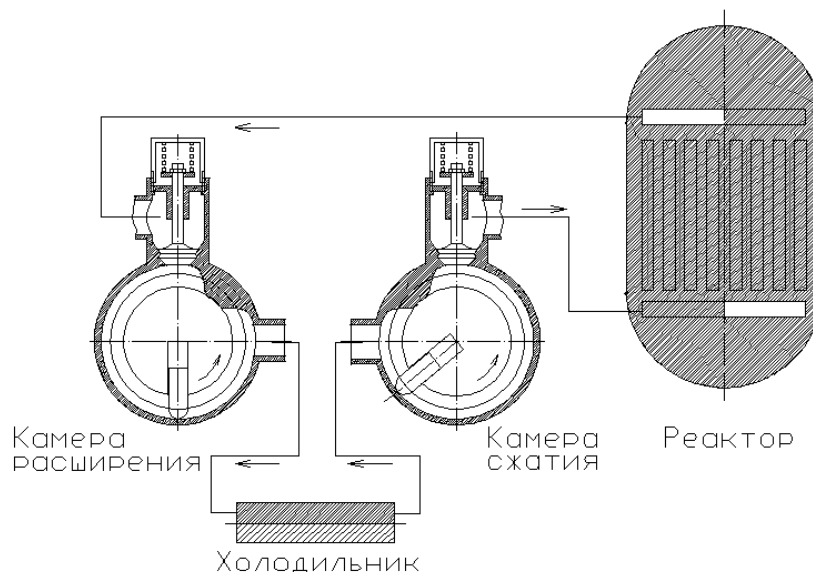


Рис. 10. АЭС с газоохлаждаемым реактором и роторно-лепестковым двигателем

5.4 Комбинированные двигатели

В настоящее время в автомобильной промышленности развивается технология комбинации двигателей внутреннего сгорания с электромоторами и аккумуляторами. Характеристики такой схемы будут улучшены при замене поршневых двигателей на роторно-лепестковые. Однако, вряд ли она найдет широкое применение, т.к. основной эффект с поршневыми двигателями связан с повышением КПД за счет оптимизации режима работы ДВС. При установке роторно-лепесткового двигателя КПД будет существенно выше и без комбинации с электрической частью. Такая комбинация будет оправдана при необходимости исключения выхлопа продуктов горения на определенных отрезках пути движения автомобиля.

Становится рентабельным вариант комбинирования двигателя внутреннего сгорания и двигателя с внешним подводом тепловой энергии. В таком варианте источником энергии для рабочего тела второго двигателя будут выхлопные газы ДВС. Температура выхлопных газов ДВС в случае их расширения до атмосферного давления будет ~ 1000 К. При КПД ДВС на уровне 55% выхлопные газы могут отдать до 35% энергии сгорания топлива. КПД двигателя с внешним подводом тепла может достигать в таком варианте 45%. Таким образом, суммарный КПД может составить 70%. Предпочтительное применение такой комбинации в стационарных и судовых установках, возможно на тепловозах.

Может найти применение схема комбинации роторно-лепесткового двигателя (как в виде ДВС так и двигателя внешнего сгорания) с газотурбинными, скорее двухконтурными, двигателями. В этом варианте РЛД может обеспечивать энергией лопаточный компрессор и вентилятор второго контура. КПД роторно-лепестковых двигателей больше, чем КПД лучших турбо агрегатов, которые к тому же работают в условиях много больших температур, а применяемые для обеспечения работоспособности лопаток решения очень дороги.

Заключение

Разработана конструкция роторно-лепесткового механизма, снижающего потери энергии при сжатии и расширении газовых рабочих тел. Такие механизмы обеспечат возможность получения высокого КПД в двигателях внутреннего сгорания и с внешним подводом тепловой энергии (свыше 50 %) при снижении затрат на их создание.

Возможно широкое использование тепловых насосов на основе роторно-лепесткового механизма при отоплении и кондиционировании помещений, в холодильниках.

Возможно эффективное развитие комбинированных силовых установок в стационарной технике, морских и речных судах и в авиации.

Список литературы

1. *Котов В.М.* Роторно-лепестковый двигатель. // Патент Республики Казахстан № 31698 от 15 декабря 2016 г.
2. Patent № 367496, dated August 2, 1887. United States Patent Office, James Atkinson, of Hampstead, County of Middlesex, England.
3. Patent № 2670595, dated Mar. 2, 1954. United States Patent Office, Ralph Miller, Milwaukee.
4. *Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Б.П. и др.* Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. // «Машиностроение». Л., 1974 г. 551 с. С. 115 - 118.
5. *Попык К.Г., Сидорин К.И., Костров А.В.* Автомобильные и тракторные двигатели. Часть 2, // «Высшая школа». М., 1976 г. 280 с. С. 226 - 227.
6. *Котов В.М.* Высокотемпературный солнечный нагреватель. Инновационный патент РК № 22587 от 15.06.2010, бюл. № 6
7. *Атращенко О.С., Сухоручкина Т.Ю.* «Солнечные стирлинги» – перспективы развития // Научные труды SWorld. Технические науки, 2015. Т. 3. Вып. 4(41). С. 57-61.
8. *Котов В.М., Зеленский Д.И.* Газоохлаждаемый реактор с высоким коэффициентом полезного действия. // Атомные станции малой мощности: новое направление развития энергетики. Под редакцией академика РАН А.А. Саркисова. М., Наука, 2011. С. 272 - 289.
9. *Костин В.И., Кодочигов Н.Г., Белов С.Е.* Развитие проекта блока преобразования энергии ГТ-МГР. // Атомная энергия. Т. 102. Вып. 1, январь 2007 г. С. 57-63.