

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕХАНИЗМА РЕАЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ГАЗОВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Р.А. Григорьянц, к.т.н., кафедра «Тракторы, автомобили и теплотехника»;
Волгоградская Государственная Сельскохозяйственная Академия*

Использование энергии газов в поршневых, роторных Ванкеля и газотурбинных двигателях имеет существенные недостатки. Отмечается, что в настоящее время в мире не существует эффективного механизма реализации энергии газов, отвечающего требованиям эффективного рабочего процесса. Приводятся графики зависимости отношения S_{π}/h от угла φ поворота коленчатого вала в поршневых и роторных Ванкеля двигателях внутреннего сгорания. Проводится анализ и сравнение представленных графиков с характером индикаторных диаграмм, делается вывод о низком энергетическом уровне механизмов реализации энергии газов в поршневых и роторных Ванкеля двигателях. Предлагается принципиальная схема условного «идеального» двигателя внутреннего сгорания, который мог бы удовлетворять требованиям, предъявляемым к двигателям тягово-транспортных установок и максимально приблизиться по термическому КПД к циклу Карно.

Более ста лет насчитывает опыт эксплуатации и совершенствования поршневых [1, 2, 3, 5, 10], а также более полувека — опыт эксплуатации комбинированных, газотурбинных и роторных Ванкеля двигателей внутреннего сгорания [4, 8, 9].

Однако непрерывное их совершенствование не привело к высокому уровню развития. Им присущи принципиальные недостатки, наиболее существенные из которых следующие:

- наличие в качестве механизма реализации энергии газов кривошипно-шатунного механизма ухудшает динамику горения топлива;
- цикличность и прерывистость рабочего процесса;
- низкий эффективный коэффициент полезного действия и малорациональное использование тепловой энергии топлива, особенно в карбюраторных двигателях;
- сравнительно низкие динамические качества и малая самоприспособляемость к преодолению внешних нагрузок;
- загрязнение воздушного бассейна вредными и токсичными продуктами сгорания топлива;

- трудный запуск и длительный выход на номинальный режим, особенно при низких температурах окружающей среды.

Поэтому поршневые двигатели далеко не удовлетворяют всем тем требованиям, которые предъявляют к ним как к силовым установкам тягово-транспортных средств.

Современные газотурбинные установки малой и средней мощности [3, 5, 10], несмотря на отдельные существенные достоинства, не получили широкого распространения в тягово-транспортных средствах в качестве силовой установки из-за следующих органических недостатков:

- низкая топливная экономичность (малая величина степени сжатия $\epsilon = 6$);
- неудовлетворительная работа газовой турбины при переменных переходных режимах (значительная инерционность);
- трудность очистки воздуха в связи с большим его расходом.

Созданные в Германии в 1957 г. на фирме НСУ инженером Ф. Ванкелем роторные двигатели [4, 8, 9] также не отвечают требованиям, предъявляемым к силовым транспортным установкам. К принципиальным недостаткам этих двигателей можно отнести следующие:

- весьма низкая надежность радиальных уплотнительных элементов (линейный характер контакта уплотнительных элементов с рабочей поверхностью корпуса);
- вытянутая в длину и приплюснутая (в поперечном сечении) форма камеры сгорания существенно ухудшает процесс смесеобразования и сгорания топлива и сложно (практически невозможно) организовать воспламенение и полное сгорание топлива);
- невозможность осуществить дизельный рабочий цикл из-за невыгодной формы камеры сгорания, низкой надежности уплотнительной системы и огромной величины соотношения $S_p/h \geq 800-900$, а также несовершенной конструкции планетарного механизма как механизма, реализующего энергию газов;
- низкая топливная экономичность и малый ресурс (1500–2500 ч).

Существующие в патентах различные схемы роторных двигателей (более 32 тысяч схем) яв-

ляются неработоспособными и малоэффективными.

Для сравнения и оценки перспективности механизмов реализации энергии газов различных двигателей внутреннего сгорания в качестве критерия принята величина отношения площади активной поверхности, воспринимающей давление газов и формирующей газовую силу, к плечу h действия газовой силы и характер зависимости этого отношения от угла φ поворота коленчатого вала и ротора.

В поршневом двигателе активной поверхностью является днище поршня — $S_{\pi} = \text{const}$, а в роторном двигателе Ванкеля — грань ротора ($S_p = \text{const}$).

Из конструктивных проработок одноцилиндровых поршневых и роторных Ванкеля двигателей с рабочими объемами $V_n = 250 \text{ см}^3$, $V_n = 350 \text{ см}^3$, $V_n = 450 \text{ см}^3$ получены отношения величин активной поверхности к плечу действия газовой силы через каждые 5° поворота коленвала и ротора после ВМТ — S_{π}/h и S_p/h .

На рис. 1 представлены графики зависимости S_{π}/h от угла φ поворота коленвала трех поршневых двигателей с рабочими объемами $V_n = 250 \text{ см}^3$, $V_n = 350 \text{ см}^3$, $V_n = 450 \text{ см}^3$.

График зависимости S_{π}/h от угла φ поворота коленвала по форме напоминает свернутую индикаторную диаграмму. При их взаимном наложении совпадут вертикальные и горизонтальные ветви кривых зависимостей.

Из рис. 1 видно, что при $\varphi = 0,3^\circ$ поворота коленвала после ВМТ отношения S_{π}/h трех дви-

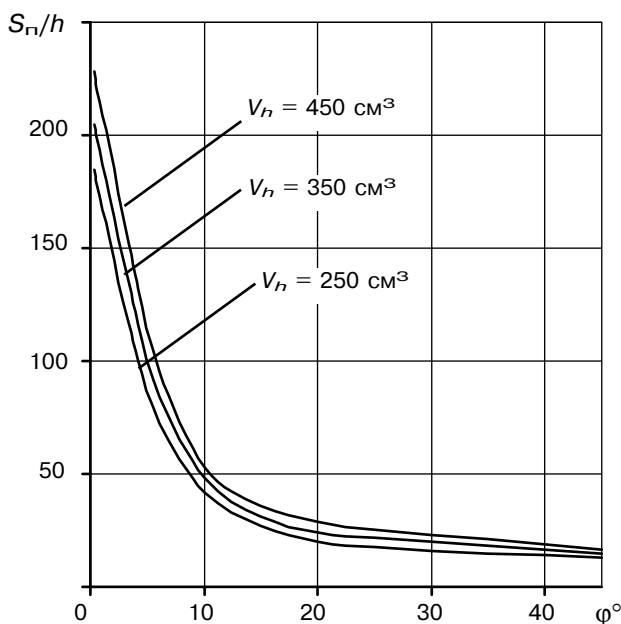


Рис. 1. График зависимости отношения S_{π}/h от угла φ поворота коленчатого вала в поршневом двигателе внутреннего сгорания

гателей $V_n = 250 \text{ см}^3$, $V_n = 350 \text{ см}^3$, $V_n = 450 \text{ см}^3$ соответственно равны 190, 205 и 230.

В диапазоне от $\varphi = 0,3^\circ$ до $\varphi = 5^\circ$ поворота коленвала после ВМТ отношения S_{π}/h соответственно в среднем равны 140, 160 и 180.

В диапазоне от $\varphi = 5^\circ$ до $\varphi = 20^\circ$ поворота коленвала после ВМТ отношения S_{π}/h соответственно в среднем равны 35, 40 и 45.

В диапазоне от $\varphi = 20^\circ$ до $\varphi = 45^\circ$ поворота коленвала после ВМТ отношения S_{π}/h соответственно в среднем равны 15, 20 и 21.

Таким образом, анализ этих зависимостей наглядно показывает, что величина активной поверхности S_{π} существенно (на 2–3 порядка) превосходит величину плеча h , на котором действует газовая сила, определяющая крутящий момент двигателя.

Идентичность характера зависимостей S_{π}/h от угла φ поворота коленвала и индикаторных диаграмм обуславливает возникновение в кривошипно-шатунном механизме сил, способных вызвать поломки деталей. Это делает недопустимым осуществление подвода теплоты в дизельных двигателях только по изохоре, а смешанный способ подвода теплоты (по изохоре и по изобаре), осуществляемый в целях предотвращения поломок деталей двигателя и снижения его ресурса, существенно ограничивает максимальную величину P_z и снижает термический КПД [1, 2, 3, 5, 10]. В двигателях с наддувом несколько снижают геометрическую степень сжатия, что существенно ухудшает пусковые качества двигателя, особенно при запуске в холодное время.

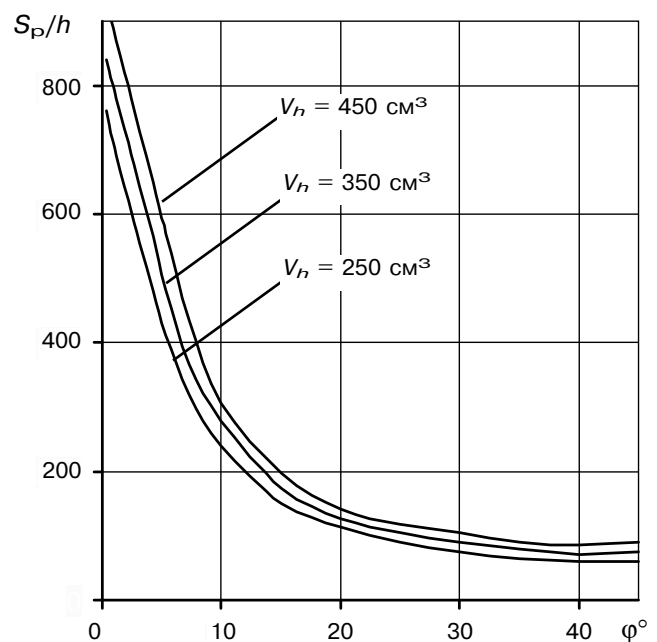


Рис. 2. График зависимости отношения S_p/h от угла φ поворота ротора в двигателе Ванкеля

Учитывая одинаковый характер зависимостей S_{π}/h от угла φ поворота коленвала и индикаторных диаграмм этих двигателей, можно констатировать следующее: кривошипно-шатунный механизм, преобразующий возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленвала не позволяет поршневым двигателям иметь совершенную термо- и газодинамику, а значит высокие топливную экономичность, удельные массогабаритные показатели и экологически чистый выхлоп отработавших газов.

На рис. 2 представлены графики зависимостей S_p/h от угла φ поворота ротора трех роторных двигателей Ванкеля с рабочими объемами $V_n = 250 \text{ см}^3$, $V_n = 350 \text{ см}^3$, $V_n = 450 \text{ см}^3$, из которого видно, что характер этих зависимостей аналогичен таковым поршневых двигателей.

При $\varphi = 0,3^\circ$ поворота ротора после ВМТ соотношения S_p/h трех роторных двигателей равны соответственно 700, 840 и 950.

В диапазоне от $\varphi = 0,3^\circ$ до $\varphi = 5^\circ$ поворота ротора после ВМТ соотношения S_p/h соответственно в среднем равны 560, 640 и 800.

В диапазоне от $\varphi = 5^\circ$ до $\varphi = 20^\circ$ поворота ротора после ВМТ соотношения S_p/h соответственно в среднем равны 190, 210 и 240.

В диапазоне от $\varphi = 20^\circ$ до $\varphi = 45^\circ$ поворота ротора после ВМТ соотношения S_p/h соответственно в среднем равны 70, 90 и 100.

Анализ этих зависимостей наглядно показывает, что величина активной поверхности S_p в роторных двигателях Ванкеля существенно (на 2—3 порядка) превосходит величину плеча действия газовой силы h . Сравнивая эти отношения с отношениями поршневых двигателей видим, что эти отношения в 4 раза превосходят аналогичные соотношения поршневых двигателей.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что планетарный механизм реализации энергии газов в роторных двигателях Ванкеля не позволяет осуществлять дизельный цикл и наддув из-за образования огромных сил, действующих на детали планетарного механизма, способных разрушить двигатель.

В мире назрела острая необходимость создания двигателя внутреннего сгорания с принципиально новым механизмом реализации энергии газов, позволяющим двигателю внутреннего сгорания максимально приблизиться по термическому КПД к циклу Карно ($\eta_r = 0,867$ при $T_z = 2273 \text{ К}$ и $T_a = 300 \text{ К}$).

Об идеальном цикле Карно, не осуществимом в реально существующих поршневых ДВС, пишут многие авторы (Б.С. Стечкин, А.С. Орлин, А.И. Сушков, Ю.В. Захребетков, А.И. Корабельщиков [6] и др.).

Предложенный впервые Г.М. Легошины [7] идеальный теоретический цикл ДВС состоит из 2-х изохор и 2-х политроп с показателем $n = 2$, что фактически эквивалентно циклу без потерь на сжатии-расширении (как в универсальном цикле Карно) и его КПД приближается к КПД взрывного горения (детонации). При взрывном (изохорном) горении происходит частичная накачка рабочего тела энергией (по типу газового лазера), которая выделяется (разряд) на такте расширения (детонационный двигатель) [11].

Приближение предложенного цикла ДВС к реальному можно обосновать предварительным активированием топливо-воздушной смеси (воздуха или топлива), например, по принципу лазерной накачки с последующим выделением энергии «суперидеальным» газом (у которого $n = 2$) при расширении. Известно, что некоторые уже изобретенные химические лазеры работают без внешнего источника энергии [11].

Исходя из более столетнего мирового опыта эксплуатации и совершенствования поршневых, комбинированных, газотурбинных, а также достаточно большого опыта эксплуатации роторных двигателей внутреннего сгорания Ванкеля [4, 8, 9] можно представить принципиальную схему условного «идеального» двигателя внутреннего сгорания, который мог бы удовлетворять требованиям, предъявляемым к двигателям тягово-транспортных установок.

Условно «идеальный» двигатель внутреннего сгорания должен иметь механизм реализации энергии газов, принципиально отличающийся от механизмов реализации энергии газов существующих двигателей внутреннего сгорания.

В условно «идеальном» механизме реализации энергии газов должны совершаться особым образом два последовательных скоротечных процесса:

- а) получение энергии (сжатие и горение);
- б) реализация полученной энергии (расширение газов).

Весьма существенное значение имеют ниже обозначенные условия, при которых должны осуществляться два необходимых последовательных процесса.

Первый процесс — получение энергии газов (окисление топлива) должен осуществляться со скоростью сгорания топлива порядка 80–120 м/с при высокой степени сжатия $\varepsilon = 18–25$ и более, при достижении величин максимальных давлений сгорания $P_z \geq 20–30 \text{ МПа}$ и более. Процесс сгорания должен совершаться и завершиться в сферической камере сгорания в компактном объеме с теплоизолированными стенками. Подвод теплоты должен осуществляться при $V = \text{const}$ без наддува, а также с наддувом при $P = \text{const}$

для двигателей, приводящих стационарные установки: электростанции, компрессоры, бетономешалки и т. д. При этом величина активной поверхности $S_{\text{п}}$, воспринимающей давление газов, должна быть равна нулю или быть незначительной по величине.

Процесс горения должен иметь максимальную температуру сгорания $T_z \leq 2100$ К (при $T_z = 2200\text{--}2300$ К диссоциация составляет около 3 % [1]).

Отношение активной поверхности $S_{\text{п}}$ механизмов реализации энергии газов к плечу h , создающему крутящий момент, должно быть $0 \leq S_{\text{п}}/h < 1$. Процесс должен полностью завершиться в отведенное для него время.

Второй процесс — реализация энергии газов механизмом двигателя. Процесс начинается (после завершения первого процесса) в строго определенное время, отведенное для второго процесса, при этом величина активной поверхности механизма реализации энергии газов $S_{\text{п}}$ должна увеличиваться от нуля до максимума и при этом должна увеличиваться величина плеча от минимума до максимума.

При выполнении указанных условий в двух главных процессах практически можно создать «идеальный» двигатель внутреннего сгорания с термическим коэффициентом полезного действия $\eta_r = 0,79\text{--}0,82$. Цикл Карно при $T_z = 2273$ К и $T_a = 300$ К имеет $\eta_r = 0,867$.

Воображаемый «идеальный» двигатель внутреннего сгорания имеет исходные данные: $\varepsilon = 16$; $\varepsilon_k = 4$; $T_z = 2100$ К; $P_c = P_z = 28$ МПа. Подвод теплоты осуществляется при $P = \text{const}$, при наддуве $P_k = 0,61$ МПа (высокий наддув). Термический КПД определяется выражением:

$$\eta_r = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{n-1}} = 1 - \frac{1}{64^{0,38}} = 0,794,$$

где $n = 1,38$ — показатель степени политропы (сжатия, расширения);

$$\Delta\eta_r = \frac{\eta_r^k}{\eta_r} = \frac{0,867^k}{0,794} = 1,09.$$

Приближение к циклу Карно составляет $\Delta\eta_r = 9$ %.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

➤ ни один из существующих двигателей не имеет эффективного механизма реализации энергии газов, а в роторных двигателях Ванкеля нельзя осуществить дизельный рабочий цикл, (тем более наддув), из-за наличия огромных газовых сил, способных разрушить детали двигателя;

➤ учитывая применение высокого наддува и выполнив все рекомендуемые условия, практически возможно создание двигателя внутреннего сгорания с высокими удельными массогабаритными показателями и термическим КПД, максимально приближенным к термическому КПД цикла Карно.

Литература

1. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др. — М.: Машиностроение, 1967. — 496 с.
2. Автомобильные и тракторные двигатели (теория, система питания, конструкция и расчет) / Под ред. И.М. Ленина. — М.: Высш. школа, 1969. — 656 с.
3. Белов П.М., Бурячко В.Р., Акатов Е.И. Двигатели армейских машин: В 2 ч. — М.: Воениздат, 1971. — Ч. 1. — 512 с.
4. Бениович В.С., Апазиди Г.Д., Бойко А.М. Роторно-поршневые двигатели. — М.: Машиностроение, 1968. — 151 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.
6. Корабелщикова А.И. О критерии оценки термодинамических циклов ДВС // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. тр. СибАДИ, вып. 2. — Омск, 1971.
7. Легошин Г.М. Идеальный теоретический цикл ДВС / Проблемы экономичности и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в АПК СНГ: Материалы Межгосударственного научно-технического семинара при Саратовском государственном агроуниверситете, вып. 6. — Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1994. — С. 137–140.
8. Е.И. Акатов, В.С. Бологов. Судовые роторные двигатели и др. — Л.: Судостроение, 1967. — 358 с.
9. Ханин Н.С., Чистозвонов С.Б. Автомобильные роторно-поршневые двигатели. — М.: Машгиз, 1964. — 184 с.
10. Ховах М.С., Маслов Г.С. Автомобильные двигатели. — М.: Машиностроение, 1974. — 456 с.
11. Честер А.Н. Химические лазеры // ТИИЭР. — 1973. — Т. 61, № 4. — С. 17–27.