

5. Разлейцев Н.С. «Моделирование и оптимизация процессов сгорания в дизелях». Харьков, 1980 г., 165 с.
6. Слотин Е. И. Подогрев наддувочного воздуха турбопоршневого двигателя при низких температурах, Ниинформтяжмаш, «Двигатели внутреннего сгорания», 1978 г., №4, с. 13-15.
7. Слотин Е. И. О влиянии условий окружающей среды на показатели работы транспортного дизеля с турбонаддувом. Труды МАДИ, «Автотракторные двигатели внутреннего сгорания», Вып. 178, М., 1978 г., с. 33-36.
8. Молодцов Н. И. Охлаждение наддувочного воздуха дизелей. Ниинформтяжмаш, М., 1966 г
9. Заявка РБ № а20050223, МКИ F 02 В 29/04, 33/44 Двигатель внутреннего сгорания /Вершина Г.А., Тамкович Е.С., Жарнов В.М., Информационный бюллетень Изобретения, полезные модели и промышленные образцы №3, Минск, 2005 г.

ВЛИЯНИЕ УТЕЧЕК ЧЕРЕЗ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ КОЛЬЦА НА ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВС

Загайко С.А., Иноземцева Е.С.

(Уфимский государственный авиационный технический университет)

Основной проблемой в двигателестроении было и остается повышение КПД, мощности и экологичности двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Наиболее часто встречаемой причиной снижения эксплуатационных характеристик двигателя являются неплотности в сопряжении деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), в частности, уплотнения поршневыми компрессионными кольцами.

Уплотнения, образуемые поршневыми кольцами, по существу являются лабиринтными уплотнениями особой конструкции – их можно назвать «лабиринтными уплотнениями с пружинящими промежуточными звеньями». Как таковые, они никогда не могут обеспечить идеальное уплотнение. Как и во всяком лабиринтном уплотнении, здесь всегда имеет место некоторая утечка газов. Следует стремиться свести утечки через поршневые компрессионные кольца к минимуму, так как применить кольцевое уплотнение без утечек невозможно.

В связи с вышесказанным, в данной работе сделана попытка проанализировать возможные пути утечек через поршневые компрессионные кольца в двигателях и оценить их влияние на интегральные показатели ДВС. Затронутая проблема является актуальной не только в процессе доводки существующих двигателей, но и при проектировании новых, поскольку величина утечек зависит от конструкции применяемого уплотнения. Кроме того, уплотнения необходимо конструировать таким образом, чтобы механические потери в ЦПГ не были высокими [1].

Причины того, что проходные сечения, допускающие прорыв свежего заряда и отработавших газов, в эксплуатации больше, чем они должны быть при идеальных предположениях, многообразны. Прежде всего, ни цилиндр, ни поршень и кольца в эксплуатации не остаются фактически круглыми, даже если они в холодном состоянии первоначально имели такую форму. Цилиндр теряет свою круглую цилиндрическую форму вследствие разности температур и износа. Из-за различных температур стенки цилиндра и поршневого кольца отчасти теряется полное касание по окружности кольца (вначале возможно имевшееся), так как номинальные диаметры кольца и цилиндра уже не соответствуют друг другу из-за температурных деформаций. Кроме того, вследствие движения поршня, перемены стороны

прилегания поршня в цилиндре (особенно тронковых поршней), движения поршневых колец в канавках и вследствие других причин, обусловленных нагрузкой и напряжением колец, оказываются открытыми еще и другие пути утечек газов.

Величина прорыва газов при прочих равных условиях эксплуатации зависят от конструкции кольцевого уплотнения, от качества изготовления колец, поршня и цилиндра, от выбранных допусков, от класса точности изготовления двигателя в целом, от смазки и охлаждения двигателя и, наконец, от его состояния в смысле приработки и износа.

Однако взгляды на допустимую величину утечек газов весьма значительно расходятся, и это нашло отражение во всевозможных разногласиях между предложенными различными исследователями и практиками эмпирических формул для расчета этой величины. Во всяком случае, следует придерживаться того мнения, что всякая утечка газов через компрессионные кольца нежелательна, и что она должна удерживаться в тем более узких пределах, чем меньше вязкость применяемых топлив и смазочных масел, чем труднее выполнить смазку цилиндров и колец и управлять температурой поршня.

Для бензиновых многоцилиндровых двигателей без наддува величину утечки газов через поршневые компрессионные кольца можно приближенно рассчитать по следующей формуле [2]

$$V = ic \frac{D^{1,5} \cdot P}{\sqrt[3]{k}},$$

где $P = \frac{1}{c} \left(\frac{P_b + P_a}{2} + p_i \right)$; i – количество цилиндров двигателя; k – количество компрессионных колец в ЦПГ; D – диаметр цилиндра; P_a – давление впуска; P_b – давление в конце сжатия; P_i – среднее индикаторное давление; c – коэффициент тактности двигателя (4 или 2).

С целью определения зависимости утечек газов через уплотнения от различных конструктивных факторов, а также для оценки влияния утечек на интегральные показатели ДВС, были проведено численные имитационное математическое моделирование в системе имитационного моделирования "Альбея" [3], разработанной на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" УГАТУ. В качестве опытного двигателя был выбран микролитражный поршневой ДВС с противоположно движущимися поршнями ЭМ-100 рабочим объемом 100 см³.

Сначала были определены зависимости утечек газов через ЦПГ от различных факторов, показанные на рис. 1-4. При анализе графиков видно, что утечка газов за цикл резко падает с увеличением числа оборотов коленчатого вала двигателя (рис. 1). Соответственно этому для определенного случая условия уплотнения улучшаются с увеличением частоты вращения коленчатого вала, если только не появляются нарушения в работе поршневых колец, обусловленные этими оборотами. Поэтому при высоких оборотах и малом числе уплотнительных колец получают столь же хорошие условия уплотнения, что и при низких оборотах и большем числе колец. Кроме того, достигается то преимущество, что давления за нижерасположенными кольцами имеют и сравнительно более низкие значения. Однако при высоких числах оборотов необходимое число колец определяется часто не столько требующимся уплотнением, сколько осуществляемой кольцами теплоотдачей и еще тем соображением, что после пригорания первого компрессионного кольца его функции должно перенять расположенное ниже компрессионное кольцо.

Количество компрессионных поршневых колец также оказывает влияние на величину утечек (рис. 2). Логично, что с увеличением количества колец, уплотнительный эффект повышается. Но интересен тот факт, что наиболее эффективно работают первые два кольца – с добавлением каждого последующего кольца уплотнительный эффект снижается, а потери на трение увеличиваются. Поэтому при конструировании ЦПГ необходимо учитывать этот факт.

При увеличении нагрузки на двигатель (рис. 3) утечки через кольца возрастают в прямо пропорциональной зависимости, что связано с перепадом давлений на кольцах. Практически прямая зависимость также наблюдается и при увеличении диаметра цилиндра (рис. 4), поскольку площади сечения в замке колец и междукольцевые зазоры возрастают пропорционально диаметру цилиндра.

В качестве интегральных показателей двигателя для анализа были выбраны эффективная мощность N_e и удельный эффективный расход топлива g_e .

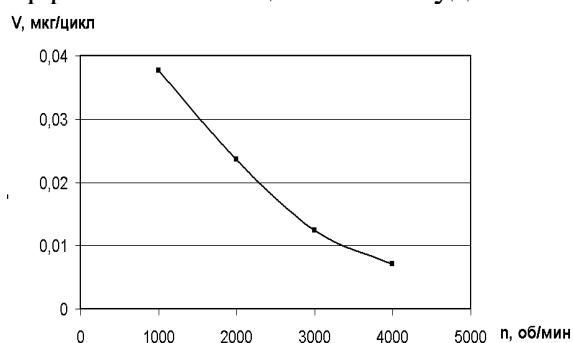


Рис. 1. Зависимость цикловых утечек газов V от частоты вращения коленчатого вала n

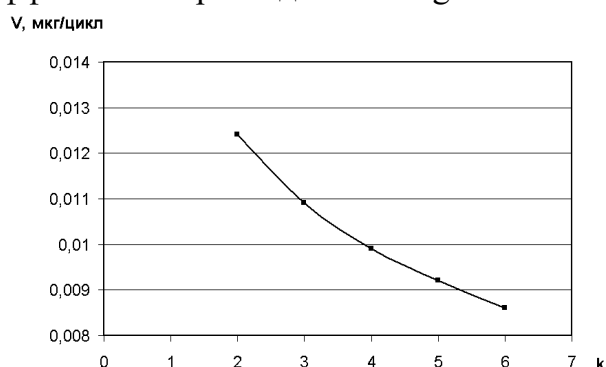


Рис. 2. Зависимость цикловых утечек газов V от количества колец k в ЦПГ (конструктивный параметр)

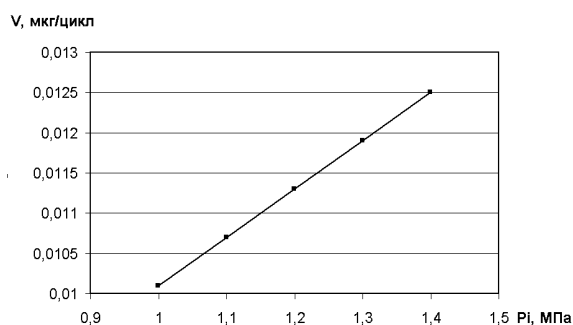


Рис. 3. Зависимость цикловых утечек газов V от нагрузки на двигатель (среднеиндикаторное давление P_i)

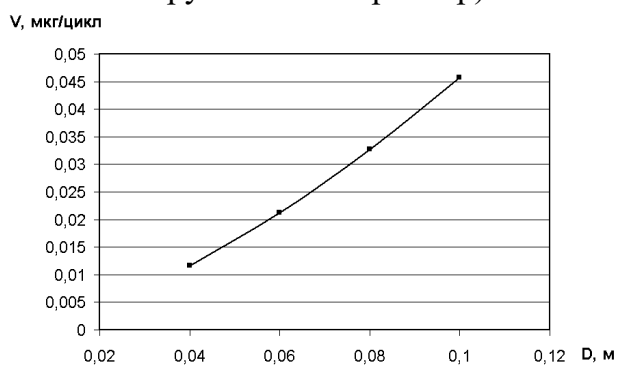


Рис. 4. Зависимость цикловых утечек газов V от диаметра цилиндра D (конструктивный параметр)

На рис. 5-6 показаны зависимости этих показателей от величины утечек газов через поршневые компрессионные кольца на различных оборотах коленчатого вала ДВС.

Как и следовало ожидать, с увеличением количества цикловых утечек газов снижается эффективная мощность двигателя (рис. 5) и повышается удельный эффективный расход топлива (рис. 6), причем характер зависимостей практически линейный, сохраняющийся на различных частотах вращения коленчатого вала.

В результате проведенного исследования были установлены зависимости утечек газов через поршневые компрессионные кольца от различных конструктивных и физических факторов, что позволяет проводить оценку их влияния на интегральные эффективные показатели ДВС.

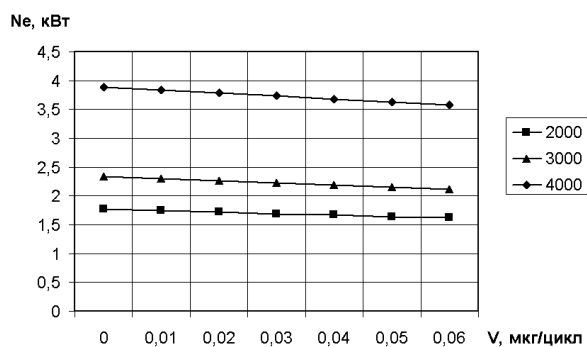


Рис. 5. Зависимость эффективной мощности N_e двигателя ЭМ-100 от величины цикловых утечек газов V через ЦПГ при частоте вращения коленчатого вала 2000, 3000 и 4000 об/мин

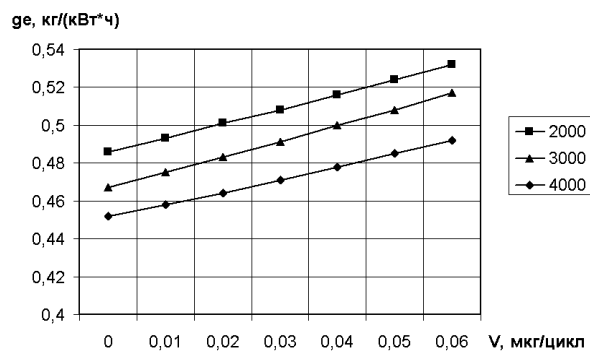


Рис. 5. Зависимость эффективного удельного расхода g_e двигателя ЭМ-100 от величины цикловых утечек газов V через ЦПГ при частоте вращения коленчатого вала 2000, 3000 и 4000 мин⁻¹

Литература:

1. Загайко, С.А. Расчет механических потерь в двигателях внутреннего сгорания: Учебное пособие / С. А. Загайко; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2006. – 123 с.
2. Энглиш, К. Поршневые кольца. Том 1. Теория, изготовление, конструкция и расчет / Пер. с нем С.К. Личака. – М.: Машгис, 1962. – 583 с.
3. Система имитационного моделирования "Альбея" (ядро): руководство пользователя, руководство программиста: учебное пособие / В.Г. Горбачев [и др.]; Уфимск. госуд. авиац. техн. ун-т. – Уфа, 1995. – 112 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШТАНГОВОГО ДИЗЕЛЬ-МОЛОТА

Рудой И.Б. (Уфимский государственный авиационный технический университет)

В настоящее время, несмотря на активное внедрение гидравлических молотов на российский рынок сваебойных машин, штанговый дизель-молот (ШДМ) остается наиболее распространенным сваебойным агрегатом.

К сожалению, серьезные работы по совершенствованию рабочего процесса ШДМ прекратились более десятилетия назад. Однако, подробный сравнительный анализ возможностей дизель- и гидромолотов показывает необходимость совершенствования рабочего процесса и конструкций дизель-молотов по следующим основным причинам:

- КПД дизель-молота значительно выше, чем у гидромолота, поскольку происходит прямое преобразование энергии топлива в энергию удара, минуя приводной двигатель и гидростанцию;
- стоимость дизель-молота на порядок меньше стоимости гидромолота;
- имеются хорошие предпосылки для качественного управления и сервиса на уровне современных гидромолотов, а также улучшения экологических и эргономических показателей.

Для правильного выбора направления работ по совершенствованию ШДМ нужно иметь надежную физическую и математическую модель реально существующего объекта. Такая модель объекта вкупе с возможностями современной компьютерной техники и удобным программным сервисом помогает понять многие