

Мищенко Н.И., д.т.н., Химченко А.В., к.т.н.,
Крамарь С.Н., к.т.н., Супрун В.Л., аспирант

АДИ ДонНТУ, г. Горловка

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ МЕХАНИЗМА РЕГУЛИРОВАНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Проанализированы проблемы регулирования степени сжатия в бензиновых двигателях внутреннего сгорания, предложен механизм изменения степени сжатия для бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом. Данный механизм позволяет устранить недостатки существующих конструкций двигателей с регулированием степени сжатия.

Введение

Одним из основных направлений развития автомобильного транспорта в настоящее время можно считать снижение его влияния на окружающую среду. Автомобиль, как автономная единица, по-прежнему является основным источником загрязнения на транспорте и основным потребителем энергоресурсов.

Следует отметить, что снижение удельного расхода топлива ведет в большинстве случаев к соответствующему снижению удельных выбросов токсичных веществ.

Учитывая, что основные резервы повышения топливной экономичности и снижения токсичности бензиновых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) лежат в области частичных и переходных режимов, одним из путей улучшения показателей ДВС является регулирование степени сжатия (ϵ) на этих режимах.

Цель статьи. Задачей данного исследования является создание и оценка экспериментального образца механизма изменения степени сжатия для бензинового ДВС.

Общие подходы к вопросу создания механизма изменения степени сжатия

Вопросами создания двигателей с регулируемой степенью сжатия во всем мире занимаются достаточно давно. Об этом свидетельствует большое количество научных работ и патентов. В последнее время появились опытные образцы бензиновых двигателей с регулированием ϵ . Наиболее широко известен двигатель SVC (Saab Variable Compression) [1]. Однако, несмотря на то, что опытный образец фирмы SAAB уже установлен на нескольких автомобилях, серийное производство пока не планируется. Анализ работ [2] по созданию двигателей с $\epsilon = \text{var}$ показывает, что все существующие бензиновые двигатели с изменением степени сжатия имеют ряд недостатков. Отметим наиболее важные из них:

- сложность конструкции;
- низкая надежность механизмов изменения степени сжатия;
- неоптимальность формы камеры сгорания на большинстве режимов работы двигателя;
- повышенные механические потери в основном из-за наличия дополнительных кинематических звеньев и больших нагрузок в механизме преобразования движения поршня;
- сложность уравнивания многорычажных механизмов;
- значительные затраты мощности двигателя на привод механизма изменения степени сжатия;
- существенный рост механических потерь при повышении степени сжатия на частичных режимах;
- низкое быстродействие механизма.

Устранение отмеченных недостатков – одна из сложнейших научно-технических задач, которая может быть решена лишь совместными усилиями науки и производства.

Необходимо отметить, что усложнение конструкции двигателя неизбежно при попытке получения оптимальных параметров в зависимости от режима работы. Однако для обеспечения надежности и долговечности следует стремиться к упрощению конструкции двигателя с механизмом регулирования степени сжатия.

Достаточно сложным и требующим отдельного исследования является вопрос о получении оптимальной камеры сгорания при изменении ε .

Другие же недостатки могут быть в значительной степени устранены путем применения рациональной схемы двигателя с регулируемой степенью сжатия. Рассмотрим общие требования, которым должен удовлетворять двигатель с механизмом регулирования ε .

Регулирование степени сжатия в бензиновом двигателе осуществляется лишь на частичных режимах. При максимальной нагрузке ε минимальна. Механические потери на номинальном режиме в новом двигателе должны быть не выше, чем в двигателе с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ). Для выполнения этого требования такой двигатель должен иметь минимально возможное количество кинематических звеньев и сравнительно невысокие нагрузки в кинематических парах.

Мощность N_{np} , затраченная на привод механизма изменения ε , существенно зависит от его конструкции. Следует обратить внимание на тот факт, что обычно на привод механизма изменения степени сжатия мощность отбирается от коленчатого вала двигателя (вариант 1). В дизельных двигателях, например с ПАРСС, для изменения степени сжатия используются силы давления газов в цилиндре (вариант 2), что позволяет уменьшить нагрузки в КШМ и снизить механические потери. Сравнивая различные принципиальные подходы к месту отбора мощности для регулирования ε , рассмотрим механический к.п.д. двигателя для двух случаев (варианты 1 и 2), не учитывая особенностей конструкции механизма.

Механический к.п.д. базового двигателя с фиксированной ε определяется по известной формуле

$$\eta_{m\bar{\sigma}} = \frac{N_i - N_{m\bar{\sigma}}}{N_i}, \quad (1)$$

где N_i и $N_{m\bar{\sigma}}$ — соответственно индикаторная мощность и мощность механических потерь базового двигателя.

Для упрощения рассуждений рассмотрим двигатель, в котором отсутствует боковая сила, действующая на поршень. В этом случае механическими потерями в цилиндропоршневой группе можно пренебречь. Тогда зависимости механического к.п.д. для первого η_{m1} и второго η_{m2} вариантов могут быть получены в виде

$$\eta_{m1} = \eta_{m\bar{\sigma}} - \frac{N_{np}}{N_i}; \quad (2)$$

$$\eta_{m2} = \eta_{m\bar{\sigma}} - \frac{N_{np}}{N_i} \eta_{m\bar{\sigma}}. \quad (3)$$

Из выражений (2) и (3) следует, что при любых условиях $\eta_{m1} < \eta_{m2}$. Поэтому для снижения энергозатрат на изменение степени сжатия целесообразно использовать силы давления газов и силы инерции. Однако принципы работы ПАРСС не могут удовлетворить требованиям к быстродействию механизма изменения ε для бензинового двигателя.

Более 25 лет специалисты кафедры «Автомобили и двигатели» АДИ ДонНТУ занимаются созданием нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. В настоящее время

основной задачей научно-исследовательских работ кафедры является создание автомобильного ДВС с регулированием ϵ на частичных режимах.

Опыт работ по созданию нетрадиционных двигателей позволил определить в качестве одного из перспективных направлений: создание двигателя с переменной степенью сжатия на базе бесшатунного ДВС с кривошипно-кулисным механизмом (ККМ) [4]. Экспериментальные исследования [5] показали, что применение ККМ позволяет существенно снизить механические потери в двигателе при повышении ϵ по сравнению с двигателем с кривошипно-шатунным механизмом.

Механизм изменения степени сжатия

Особенности конструкции бесшатунного двигателя позволяют расположить механизм изменения ϵ в поршне или на штоке ККМ, что исключает дополнительные механические потери в соответствии с зависимостью (3). При этом имеется возможность осуществлять внешнее управление работой механизма.

В АДИ ДонНТУ разработан экспериментальный образец бесшатунного двигателя с механизмом изменения степени сжатия. Конструктивная схема механизма показана на рис. 1.

Механизм состоит из наружного 6 и внутреннего 7 поршней. Внутренний поршень шарнирно соединен через шток 18 с кулисой 19. Наружный поршень жестко соединен при помощи резьбы с поршнем 10 двигателя, имеющим канавки для компрессионных и маслосъемных колец.

Между наружным и внутренним поршнями расположены две заполненные маслом полости – верхняя 8 и нижняя кольцевая 14. Положение наружного поршня относительно внутреннего определяется количеством масла в полостях 8 и 14. При увеличении объема верхней полости и соответствующем уменьшении объема нижней наружный поршень перемещается вверх и, таким образом, смещает положение верхней мертвой точки поршня двигателя в сторону увеличения ϵ .

Во время работы двигателя наружный поршень перемещается относительно внутреннего под действием силы инерции и результирующей силы давления масла, возникающей вследствие разности площадей поперечного сечения верхней и нижней полостей. Масло поступает в полости 8 и 14 из масляной магистрали двигателя.

Управление перемещением наружного поршня осуществляется с помощью гидрозамков 1, 4, 12 и 15, которые в свою очередь управляются механизмом, связанным с датчиком детонации (на рис. 1 механизм не показан).

Когда гидрозамки занимают положение I, масло поступает по каналу 17 через обратный клапан 16 и открытый гидрозамок 1 в нижнюю кольцевую полость 14 и далее по каналу 3 через открытый гидрозамок 4 и обратный клапан 5 – в верхнюю полость 8. В этом случае под действием результирующей силы давления масла и силы инерции наружный поршень

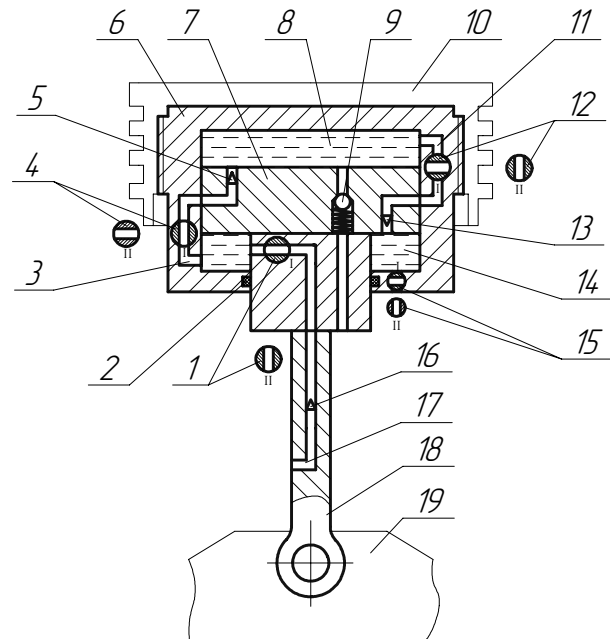


Рис. 1. Конструктивная схема механизма изменения степени сжатия

будет перемещаться вверх относительно внутреннего поршня, увеличивая при этом степень сжатия в цилиндре двигателя.

В момент появления признаков детонационного сгорания механизм управления устройством изменения ϵ по сигналу от датчика детонации переводит гидрозамки в положение II. В результате под действием силы давления газов наружный поршень будет перемещаться относительно внутреннего, уменьшая степень сжатия.

При движении наружного поршня вниз масло перетекает в нижнюю кольцевую полость по каналу 11 через гидрозамок 12 и обратный клапан 13. Кроме того, избыточная часть масла сливается в картер двигателя через компенсационный гидрозамок 15. А в случае превышения допустимого давления в верхней полости предохранительный клапан 9 сбрасывает часть масла в картер.

Таким образом обеспечивается реализация на всех нагрузочных и скоростных режимах работы двигателя максимально допустимых (по условиям детонации) значений степени сжатия.

Анализ конструкции двигателя в целом и предварительные исследования экспериментального образца предлагаемого механизма изменения степени сжатия показали, что двигатель с изменяемой степенью сжатия имеет

- относительно простую конструкцию механизма, а также высокую технологичность его изготовления;
- механические потери ниже, чем в аналогичном двигателе с КШМ на номинальном режиме работы на 1,5...2 %, а на частичных режимах — до 26 %;
- низкие затраты энергии на регулирование степени сжатия;
- высокую чувствительность устройства и относительно высокое быстродействие.

Выводы

Предложен механизм изменения степени сжатия, позволяющий устранить ряд недостатков существующих механизмов. Данный механизм является перспективным для применения в бесшатунном двигателе с кривошипно-кулисным механизмом и в настоящее время требует теоретических и расчетно-экспериментальных исследований с целью оптимизации его конструктивных параметров.

Список литературы

1. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport. — 2000. — № 6. — С. 12.
2. Мищенко Н.И., Химченко А.В., Супрун В.Л. Проблемы реализации изменения степени сжатия в двигателях внутреннего сгорания // Вестник Донецкого института автомобильного транспорта.— 2004. — № 1 — С. 17–22.
3. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания: В 2 томах.— Донецк: Лебедь, 1998. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. — 228 с.
4. Мищенко Н.И., Химченко А.В., Новокрещенов В.С. Бесшатунный двухтактный двигатель с механизмом изменения степени сжатия // Отраслевое машиностроение: Труды / Таврическая государственная агротехническая академия. — 1998. — Т. 6. — Вып. 2. — С. 36 – 37.
5. Мищенко Н.И., Химченко А.В., Крамарь С.Н., Супрун В.Л. Влияние силового механизма на работу двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при регулировании степени сжатия // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал/ НТУ «ХПИ». — 2004. — №1(4). — С. 54 – 57.

Стаття надійшла до редакції 29.03.06

© Мищенко Н.И., Химченко А.В., Крамарь С.Н., Супрун В.Л., 2006