

## **Дискретное изменение мощности двигателей внутреннего сгорания**

к.т.н. доц. Грабовский А.А., Аверьянова Е.С.

*Пензенский государственный университет*

С ростом транспортного парка специалисты связывают рост загрязнения окружающей среды. Основным источником загрязнения является двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Анализ многочисленных исследований по режимам работы транспортных ДВС в эксплуатации показывает, что для них характерны, во-первых, частая смена режимов, во-вторых, значительная доля времени работы на режимах холостого хода и малых нагрузках.

Так, для двигателей грузовых автомобилей средней грузоподъемности, при эксплуатации в городе, холостой ход составляет около 20 % времени, а при нагрузке, соответствующей 80 % от максимальной на данном скоростном режиме, около 40 % времени.

Режим активного холостого хода для двигателей автобусов в городских условиях составляет 30 % от общего времени работы.

Загрузка двигателей тракторов типа Т-150К по мощности колеблется в широких пределах: при нагрузке до 50 % двигатель работает примерно 40% времени, столько же при нагрузке 50-65 % и только 20 % времени при нагрузке 70 % и выше.

Все эти данные говорят о значимости работ, направленных на повышение топливной эффективности двигателей при работе на малом газе (холостом ходу), переходных режимах и режимах частичных нагрузок. Они, в основном, определяют эксплуатационный расход топлива и являются наиболее весомыми с точки зрения расхода топлива.

Увеличение удельного расхода топлива при работе ДВС на режимах холостого хода, малых нагрузок и переходных процессах в основном определяется ухудшением смесеобразования, увеличением относительных потерь теплоты в охлаждающую жидкость и масло, температура которых на частичных режимах, как правило, понижается.

Так же при работе двигателей на малых нагрузках увеличивается относительная доля затрат полезной мощности на преодоление механических сопротивлений, а при работе на холостом ходу вся развиваемая двигателем мощность (15...25 % от расхода по номинальной мощности) расходуется на преодоление трения, газообмен и на привод вспомогательных механизмов.

Все отмеченные причины приводят к тому, что удельный расход топлива при работе двигателя на малых нагрузках и холостом ходу в 1,5...5 раз выше, чем при работе на номинальной мощности.

Анализ различных способов снижения расхода топлива на этих режимах показал, что наиболее эффективным оказывается способ отключения части цилиндров. Для четырехтактных двигателей он позволяет снизить расход топлива на 20...30% на указанных режимах, что выразится в снижении среднеэксплуатационного потребления топлива на 1...5 %.

Известны двигатели внутреннего сгорания, у которых с целью повышения их экономичности и экономии ресурса часть цилиндров при работе на незначительных нагрузках и малом газе отключаются.

В качестве примера можно привести двигатель автомобиля «Мерседес – Бенц - S500» (Евро IV) с регулируемым впускным трубопроводом, тремя клапанами на цилиндр, одним распределительным валом в головке, роликовыми толкателями и системой отключения четырех из восьми цилиндров при работе с неполной нагрузкой.

Такой способ изменения мощности позволяет отключать часть цилиндров, как правило, половину, при эксплуатации на незначительных нагрузках.

Электронная система управления двигателя отключает цилиндры (2-ой и 3-ий из правого ряда и 5-ый и 8-ой из левого) сразу же, как только двигатель переходит на режим частичной нагрузки, что достигается отключением соответствующих впускных и выпускных клапанов и прекращением подачи топлива к указанным цилиндрам.

Основным недостатком данного способа изменения мощности всех многоцилиндровых

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

двигателей с отключающимися цилиндрами, как и модульных силовых установок (МСУ), является то, что в этом случае одна половина (часть) цилиндров ДВС должна быть основной, а вторая половина (часть) – вспомогательной. Естественно основная группа цилиндров подвержена более интенсивному износу, в сравнении со вспомогательной.

Отключение цилиндров осуществляется за счет прекращения подачи топлива в соответствующие цилиндры. В этом случае в обязательном порядке, даже при использовании общей рубашки охлаждения и запираания отработавших газов в полости отключенных цилиндров, будет наблюдаться изменение температурного режима отключенных цилиндров, а их выход на требуемый режим функционирования, в случае подключения, потребует дополнительных затрат топлива и времени.

Наиболее вероятным способом устранения указанных недостатков, обеспечения стабилизации параметров функционирования, а именно температурного режима, экономичности, уменьшения вредных выбросов, а также обеспечения равномерности износа деталей цилиндро–поршневой группы в известных многоцилиндровых двигателях внутреннего сгорания, работающих как по двухтактному, так и по четырехтактному циклу, дизельных ДВС или ДВС легкого топлива с распределенным или непосредственным впрыском, а также карбюраторных или с моновпрыском, является способ дискретного изменения мощности на средних нагрузках при эксплуатации на незначительных нагрузках, например, в городском цикле движения, движении по проселочным дорогам и при движении с постоянной скоростью по среднескоростной автомагистрали за счет изменения порядка работы ДВС.

Реализация поставленной задачи достигается тем, что в двигателе внутреннего сгорания, применен так называемый «растянутый» порядок работы с шагом пропуска управляющих импульсов между рабочими ходами, выражающимся в соответствующем значении угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ , равном  $(2\pi m - \pi i)/i$ , где  $m$  – число (количество) оборотов коленчатого вала двигателя, соответствующее полному циклу срабатывания всех цилиндров двигателя,  $i$  – число цилиндров, обеспечивающий поочередный пропуск срабатывания цилиндров в зависимости от требуемой мощности на каждом обороте коленчатого вала.

Так, например, применительно к рядному четырехтактному ДВС с порядком работы 1 – 3 – 4 – 2 [см. табл. 1 - 3], при переходе на 33 % значение мощности порядок работы станет 1–0–0–0–3–0–0–4–0–0–2, а на малом газе (режим холостого хода) соответственно 1–0–0–0–0–0–3–0–0–0–0–4–0–0–0–0–2, при этом исходным порядком при переходе на 33 % мощность должен стать порядок 1 – 2 – 4 – 3.

Таблица 1

**Чередование тактов при 100% мощности для 4-х цилиндрового рядного 4-х тактного ДВС (1-3-4-2)**

Обороты коленчатого вала	Угол поворота коленчатого вала, °	Цилиндры			
		1	2	3	4
Первый	0-180	Рабоч. ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180-360	Выпуск	Впуск	Рабоч. ход	Сжатие
Второй	360-540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Рабоч. ход	Впуск	Выпуск

Примечание: Угол перекрытия рабочих ходов составляет 0°

Аналогичный способ дискретного изменения мощности можно применить для двигателей работающих по двухтактному циклу, а также к ДВС с парным или непарным количеством цилиндров, работающих по четырехтактному циклу, как отдельно, так и в составе мо-

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели. дульных силовых установок (МСУ). Таким образом, способ дискретного изменения мощности может быть реализован для любого  $N$  – цилиндрического двигателя.

Таблица 2

**Чередование тактов при 33 % мощности (1-3-4-2)**

Обороты коленчатого вала	Угол поворота коленчатого вала, °	Цилиндры			
		1	2	3	4
Первый	0 -180	Рабоч. ход	Сжатие	Выпуск	Впуск
	180-360	Выпуск	Рабоч. ход	Впуск	Сжатие
Второй	360-540	Впуск	Выпуск	Сжатие	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Впуск	Рабоч. ход	Выпуск
Третий	0 -180	Рабоч. ход	Сжатие	Выпуск	Впуск
	180-360	Выпуск	Рабоч. ход	Впуск	Сжатие
Четвертый	360-540	Впуск	Выпуск	Сжатие	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Впуск	Рабоч. ход	Выпуск
Пятый	0 -180	Рабоч. ход	Сжатие	Выпуск	Впуск
	180-360	Выпуск	Рабоч. ход	Впуск	Сжатие
Шестой	360-540	Впуск	Выпуск	Сжатие	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Впуск	Рабоч. ход	Выпуск

Примечание: Угол пропуска между рабочими ходами составляет 360°

Таблица 3

**Чередование тактов при 20 % мощности (1-3-4-2)**

Обороты коленчатого вала	Угол поворота коленчатого вала, °	Цилиндры			
		1	2	3	4
Первый	0 -180	Рабоч. ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180-360	Выпуск	Впуск	Рабоч. ход	Сжатие
Второй	360-540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Рабоч. ход	Впуск	Выпуск
Третий	0 -180	Рабоч. ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180-360	Выпуск	Впуск	Рабоч. ход	Сжатие
Четвертый	360-540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Рабоч. ход	Впуск	Выпуск
Пятый	0 -180	Рабоч. ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180-360	Выпуск	Впуск	Рабоч. ход	Сжатие
Шестой	360-540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Рабоч. ход	Впуск	Выпуск
Седьмой	0 -180	Рабоч. ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180-360	Выпуск	Впуск	Рабоч. ход	Сжатие
Восьмой	360-540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Рабоч. ход	Впуск	Выпуск
Девятый	0 -180	Рабоч. ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180-360	Выпуск	Впуск	Рабоч. ход	Сжатие
Десятый	360-540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабоч. ход
	540-720	Сжатие	Рабоч. ход	Впуск	Выпуск

Примечание: Угол пропуска между рабочими ходами составляет 720°

Реализация предлагаемого способа достигается путем прекращения подачи топлива в

отключаемые цилиндры двигателя посредством управления соответствующими форсунками, секциями ТНВД или распределительной втулкой, а также впускными клапанами ГРМ при реализации внешнего смесеобразования посредством карбюратора. При этом в случае управления соответствующими форсунками, секциями ТНВД или распределительной втулкой, клапаны ГРМ могут находиться в одном из перечисленных положений:

- при открытых положениях впускных клапанов отключаемых цилиндров для реализации наддува в рабочие цилиндры с одновременным снижением затрат на насосные потери в отключаемых цилиндрах;
- при открытых положениях выпускных клапанов отключаемых цилиндров для снижения затрат на насосные потери в отключаемых цилиндрах;
- при закрытых положениях как впускных, так и выпускных клапанов отключаемых цилиндров с обеспечением снижения затрат на насосные потери в отключаемых цилиндрах за счет использования энергии разрежения;
- при открытых положениях как впускных, так и выпускных клапанов (перекрытия клапанов) отключаемых цилиндров с обеспечением снижением затрат на насосные потери в отключаемых цилиндрах и их дополнительной очистки от отработавших газов.

При этом в любом из перечисленных вариантов исключается соударение клапанов с поршнями при их нахождении в верхних мертвых точках.

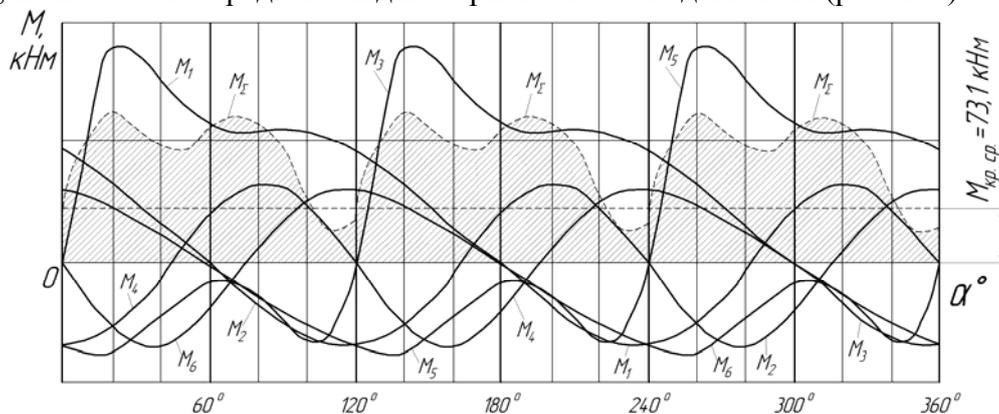
Описанный способ, как вариант, может быть реализован несколько иначе: отличие состоит в том, что в газораспределительном механизме могут быть использованы иные распределительные устройства, такие как лепестковые клапаны, золотниковые распределители и другие элементы.

Вместе с тем, для автоматического перехода на режим ступенчатого частичного отбора мощности в составе системы управления должно находиться устройство сравнения, осуществляющее выработку команды на переход на основе сравнения трех параметров:

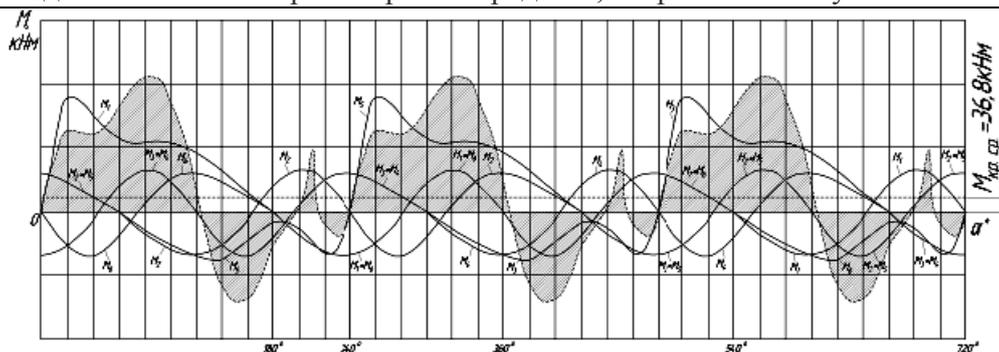
- частоты вращения коленчатого вала с опорной частотой;
- величины разрежения во впускном коллекторе с эталонной (оптимальной);
- величины и знака углового ускорения вращения коленчатого вала,

и на основе результатов сравнения вырабатывать команду на переход на частичную или полную мощность или этот переход может осуществляться в ручном режиме по команде водителя. Команды на переход, в виде электрических сигналов обеспечивают срабатывание форсунок и подачу топлива в соответствующие растянутому порядку работы цилиндры, синхронно с управляющими командами сигналов управления распределительным устройством.

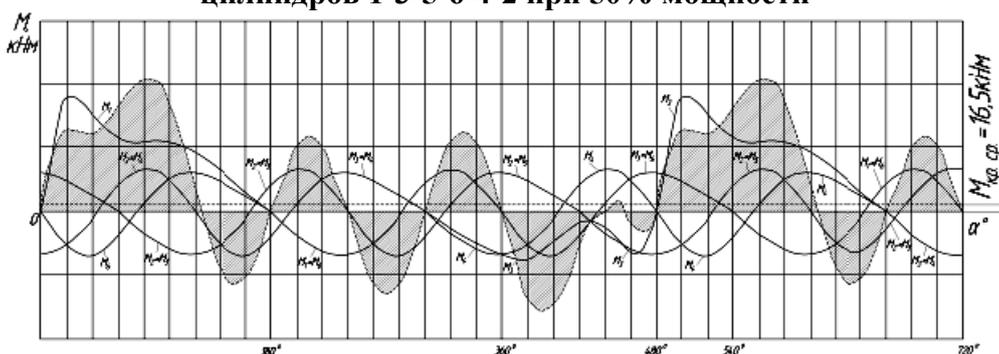
Расчетно-аналитические исследования для рядного 6-ти цилиндрового 4-х тактного ДВС показали, что при переходе на 50% и 25...10% значения мощности меняется не только мощность, но и значение среднего индикаторного момента двигателя (рис. 1–3).



**Рис. 1. Кривая суммарного крутящего момента двигателя типа Д50 с порядком работы цилиндров 1-3-5-6-4-2 при 100% мощности**



**Рис. 2. Кривая суммарного крутящего момента двигателя типа Д50 с порядком работы цилиндров 1-3-5-6-4-2 при 50% мощности**



**Рис. 3. Кривая суммарного крутящего момента двигателя типа Д50 с порядком работы цилиндров 1-5-3-6-2-4 при 25% мощности**

Как показывают расчетные графики суммарный крутящий момент для 100% мощности составляет  $M_{кр.ср.} = 73,1$  кНм, при 50 % от номинальной мощности средний крутящий момент уменьшается в 2 раза  $M_{кр.ср.} = 36,8$  кНм, при 25 % –  $M_{кр.ср.} = 16,5$  кНм, при 10 % –  $M_{кр.ср.} = 9,8$  кНм. При этом, эти значения превышают максимальный суммарный момент сопротивления  $M_{сопр.мах} = 4,33$  кНм, для режима холостого хода.

Таким образом, расчеты показывают, что при использовании дискретного изменения мощности снижается средний индикаторный момент двигателя пропорционально уменьшению номинальной мощности работы двигателя.

Для оценки степени равномерности индикаторного крутящего момента двигателя был определен коэффициент неравномерности крутящего момента  $\mu$  на различных режимах работы двигателя, так при 100 %  $\mu_{100\%} = 2,79$ , соответственно  $\mu_{50\%} = 3,15$  и  $\mu_{25\%,10\%} = 6,18$ .

При попеременном отключении цилиндров, в цилиндре находящемся в режиме пропуски отсутствуют такты сжатия и рабочего хода, в результате чего увеличивается максимальное значение крутящего момента, так при 100 % мощности  $M_{кр.мах} = 203,9$  кНм, при 50% –  $M_{кр.мах} = 344,2$  кНм, а при 25 и 10 % –  $M_{кр.мах} = 335,8$  кНм.

### Выводы

Таким образом, эффект от использования предлагаемого технического решения состоит в том, что увеличивается производительность двигателя за счет уменьшения времени выхода на режим при переходе на полную мощность, повышаются экономические и экологические показатели, а также в том, что повышается надежность двигателя за счет исключения дополнительных механизмов.

Уменьшение времени выхода на режим при переходе на полную мощность происходит за счет того, что тепловой режим процесса функционирования стабилизирован, это же обуславливает высокие экономические и экологические показатели.

Надежность функционирования повышается за счет того, что данное техническое решение обеспечивает гарантированное включение в работу двигателя в любом из режимов отбора мощности, а так же равномерный износ деталей цилиндропоршневой группы.

Кроме того, эффект от использования предлагаемого технического решения состоит в том, что оно требует для своей реализации более простого механизма управления двигателем, простота которого определяется тем, что он необходим лишь для прекращения подачи топлива в соответствующие цилиндры или для задания полной подачи топлива, а также сигнала управления приводами открытия и закрытия клапанов. А использование в качестве приводов клапанов электрических, гидравлических, электрогидравлических или иных исполнительных элементов, позволяет исключить из состава двигателя механический ГРМ, а, следовательно, снизить потери на привод вспомогательных агрегатов.

Одним из эффективных методов повышения экономичности работы транспортных дизелей на режимах преимущественной эксплуатации является совершенствование механизма газораспределения в направлении создания гибкого привода клапанов.

Основные конструктивные преимущества такого типа привода заключаются в упрощении компоновки крышки цилиндра (головки блока цилиндров), снижении динамических нагрузок, уровня шума и затрат металла, повышении уровня автоматизации за счет регулирования в требуемом диапазоне фаз газораспределения и закона движения клапанов.

#### **Литература**

1. Двигатели внутреннего сгорания. Под. общ. ред. А.С. Орлина. Л.: Машиностроение, 1988. 420 с.
2. Балабин В. Н. Альтернативные немеханические системы газораспределения для дизелей / Мир транспорта, № 2, 2004, с. 52-57.
3. Патент на изобретение № 2146010 от 27 февраля 2000 г. Двигатель внутреннего сгорания. Грабовский А. А.

### ***Использование гидрообъемных трансмиссий в конструкции автотранспортных средств***

Курмаев Р.Х., Петров С.Е.

*ОАО «НАМИ-Сервис», МГТУ «МАМИ»*

Использование того или иного варианта схемы соединения насосов и гидромоторов в гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) обусловлено, в первую очередь, назначением автотранспортного средства, особенностями работы ГОТ (бортовая система поворота, дифференциальная связь между ведущими колесами, секционный блокированный привод и др.), требованиями по диапазону регулирования трансмиссии, а также параметрами гидромашин и номенклатурой гидроагрегатов, находящихся в распоряжении разработчика.

На основании результатов проведенного обзора гидрокинематических схем ГОТ анализируем несколько основных их вариантов, которые позволяют максимально реализовать потенциальные преимущества ГОТ. Как отмечалось, выбор схемы ГОТ во многом зависит от назначения автотранспортного средства (АТС), целей и задач, которые планируется решать с его помощью. Так, например, авиационный тягач, автомобиль повышенной проходимости (АВП) по грунтам с низкой несущей способностью, АВП для транспортировки вооружения могут иметь разные гидравлические схемы.

Одним из главных преимуществ ГОТ по сравнению с механической трансмиссией является имеющаяся в ней возможность принудительного бесступенчатого изменения (регулирования) ее передаточного числа. За счет этого система автоматического управления ГОТ может осуществлять регулирование распределения крутящих моментов по колесам АТС по желаемому закону с учетом текущих значений характеристик контакта «колесо-грунт» под каждым из ведущих колес.

В качестве примера практической реализации на рисунке 1 приведена схема ГОТ автомобиля высокой проходимости с колесной формулой 4×4, в которой количество насосов и контуров, равное числу ведущих колес.

Для АТС с большим числом ведущих колес такой вариант ГОТ конструктивно трудно-