

Как видно, изменением положения бокового электрода относительно направления потока газа в камере сгорания можно обеспечить снижение уровня МЦН на холостом ходу на 60%.

#### **Литература:**

1. Злотин, Г.Н. Моделирование стохастичности воздействия турбулентности на развитие начального очага горения при искровом зажигании / Г. Н. Злотин, А. Ю. Свитачев, Е. А. Федянов // Химическая физика. 2001. Т.20, № 7. С. 105-111.
2. Young, M.B. Cyclic Dispersion in the Homogeneous Charge Spark Ignition Engine - A Literature Survey //SAE Paper. -1981. -N.810020.-P.1-20

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА РЕЖИМАХ И ХАРАКТЕРИСТИКАХ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ**

**Матиевский Г.Д., Кулманаков С.П.** (Алтайский государственный технический университет им.И.И.Ползунова)

Выбор режимов и характеристик работы двигателя, согласованных с потребителем, является одним из средств достижения ряда преимуществ двигателя и энергоустановки в целом по эксплуатационному расходу топлива, упрощению конструкции, облегчению труда оператора, лучшему «восприятию» переменных нагрузок и др. К таким режимам и характеристикам можно отнести режимы и характеристики постоянной мощности.

Они объединяются условием сохранения постоянной мощности при определенных сочетаниях параметров ее определяющих, которые вытекают из формулы эффективной мощности

$$N_e = \frac{v g_m \cdot n \cdot i}{t} h_e = const,$$

где  $v$  – постоянная,  $\tau$  – тактность,  $g_m$  – цикловая подача топлива,  $n$  – частота вращения вала,  $\eta_e$  – эффективный КПД.

Рассмотрим вариант сочетания цикловой подачи, частоты вращения и эффективного КПД, обеспечивающего получение постоянной мощности при изменении частоты вращения коленчатого вала, то есть по сути работу двигателя по скоростной характеристике постоянной мощности  $N_e = const$ . Внимание исследователей к этим характеристикам вызвано возможностью получения высоких значений коэффициента приспособляемости  $K_n \geq 1,4$  и ряда преимуществ, отмеченных выше, для двигателей промышленного и сельскохозяйственного назначения при работе в условиях переменной нагрузки [1]. Двигатели с коэффициентом приспособляемости  $K_n \geq 1,4$  получили название двигателей постоянной мощности (ДПМ).

Известны два направления в осуществлении работы дизеля с коэффициентом приспособляемости  $K_n \geq 1,4$ .

Первое – это в ДПМ, у которых скоростная характеристика  $N_e = const$  с уровнем мощности  $N_{e\ const}$ , равной номинальной мощности  $N_{e\ ном}$ , является внешней скоростной характеристикой.

Второе – это в традиционном двигателе, способном работать по характеристике  $N_e = const$  с уровнем мощности  $N_{e\ const}$ , меньшим номинальной, и являющейся частичной скоростной характеристикой [2]. Такие двигатели получили название двигателей с двумя уровнями мощности на номинальном скоростном режиме. Первый уровень – номинальная мощность двигателя, второй –  $N_{e\ const}$ .

Более просто решается перестройка двигателя в двигатель с двумя уровнями мощности. Она в основном ограничивается изменением в системе топливоподачи. Существенно больший объем изменений необходим при создании ДПМ, так как в этом варианте необходима корректировка и системы топливоподачи, и системы воздухообеспечения.

В последнее время проявляется повышенный интерес к работе на режимах постоянной мощности двигатель-генераторных установок (ДГУ) в составе многофункциональных энергетических комплексов (МЭК) модульного типа, включающих гибридные энергоустановки [3]. Особенностью работы ДГУ в составе МЭК является получение заданной мощности на оптимальном (по расходу топлива) скоростном режиме с частотой  $n$ , меньшей номинальной. Работа на пониженных частотах открывает возможность получения и ряда других преимуществ: снижение шума и вибрации, повышение надежности, уменьшение износа и др.

В данном докладе излагаются результаты исследований мощностных и экономических показателей двигателя с двумя уровнями мощности, а также по оптимизации скоростного режима работы двигателя по минимальному расходу топлива при условии  $N_e = const$ .

Теоретический и практический интерес представляет решение следующих вопросов:

- установление зависимости коэффициента приспособляемости  $K_{\Pi}$  от частоты вращения вала и определение значения мощности  $N_{e\ const}$ , при котором коэффициент  $K_{\Pi} = 1,4$ ;

- выявление оптимальной частоты  $n_{opt}$ , при которой достигается минимум расхода топлива и отыскание алгоритма ее зависимости от заданного значения мощности  $N_{e\ const}$ ;

- проведение анализа изменения эффективного расхода топлива по частоте  $n$  с использованием нагрузочной характеристики номинального скоростного режима, установление достигаемого потенциального эффекта в снижении расхода топлива и определение диапазона мощностей, в котором работа двигателя по характеристике постоянной мощности будет осуществляться без ухудшения топливной экономичности.

Предлагается методика решения сформулированных вопросов по заданной графически или аналитически аппроксимационными зависимостями мощности и удельного эффективного расхода топлива по внешней скоростной характеристике. В качестве гипотезы, на которой основана оптимизация частоты  $n$ , положено допущение, достаточно хорошо подтверждаемое практикой, о существовании минимума эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике на каждой частоте  $n$  при нагрузке, составляющей  $0,7 \div 0,8$  от полной [4].

При таком подходе определение оптимальной частоты сводится к отысканию частоты, при которой нагрузка двигателя составляет  $(0,7 \div 0,8)$  от полной  $N_{e\ const}$  для заданного уровня мощности (по внешней характеристике).

На рисунке 1 приведен график зависимости оптимальной, по расходу топлива, относительной частоты  $\bar{n}_{opt}$  от относительной мощности  $\bar{N}_{e\ const}$ , соответственно, по отношению к номинальным частоте и мощности  $N_{e\ ном}$ . Как видим, предусматривается сохранение номинальной частоты при уменьшении мощности до  $0,8N_{e\ ном}$ . Дальнейшее снижение мощности  $\bar{N}_{e\ const}$  требует снижения частоты  $\bar{n}_{opt}$  в соответствии с зависимостью на рисунке.

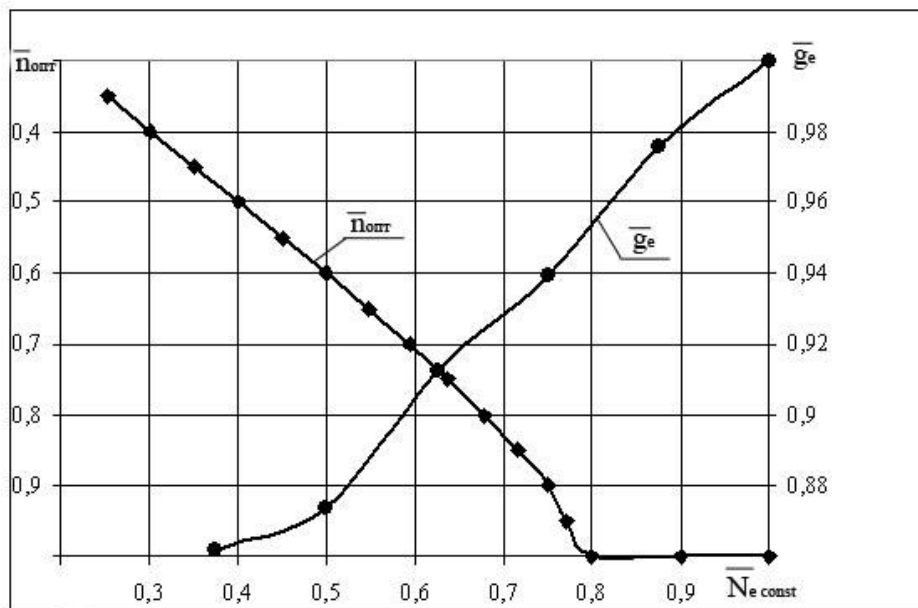


Рис.1. Оптимальная частота вращения коленвала и потенциальный эффект снижения расхода топлива (дизель А-01МСИ).

Предложенную зависимость можно использовать при разработке алгоритма оптимизации частоты дизеля в составе ДГУ с учетом характеристик потребителя (генератора).

На этом же рисунке представлен график потенциального снижения расхода топлива  $\bar{g}_e = f(\bar{N}_{e\ const})$ . Коэффициент  $\bar{g}_e$  представляет отношение расхода топлива при оптимальной частоте к расходу по нагрузочной характеристике на номинальной частоте при условии равенства мощностей. График отображает значительное влияние оптимизации частоты на снижение расхода топлива и ее рост по мере уменьшения мощности двигателя. При мощностях меньших  $0,6 N_{e\ ном}$  снижение расхода превышает 10 %.

Результатами выполненной работы подтверждается правомочность использования предлагаемой методики для анализа режимов и характеристик постоянной мощности дизелей.

Практический интерес представляют следующие обобщенные выводы:

- наиболее просто, без больших переделок двигателя, в основном корректировкой топливоподачи, можно реализовать характеристику постоянной мощности с уровнем  $N_{e\ const} = (0,75 \div 0,80)N_{e\ ном}$ , коэффициентом приспособляемости  $K_n = 1,4$  и лучшими (на 2÷3)% показателями по эффективному расходу топлива в сравнении с расходом по внешней скоростной характеристике;

- дальнейшее увеличение мощности  $N_{e\ const}$  в интервале  $(0,75 \div 1,0)N_{e\ ном}$  и сохранение коэффициента  $K_n \geq 1,4$  связано с возрастанием объема необходимых изменений, вносимых не только в систему топливоподачи, но и в систему воздухообеспечения;

- характеристики  $N_e = const$  мощностью менее  $(0,75 \div 0,80)N_{e\ ном}$  нецелесообразны по причине увеличения эффективного расхода топлива;

- для уровня мощностей  $N_{e\ const} \leq 0,75N_{e\ ном}$ , используя предложенные зависимости по оптимизации скоростного режима, можно достичь заметной экономии топлива, существенно возрастающей с уменьшением мощности  $N_{e\ const}$

Полученные выводы обладают определенной универсальностью, так как основаны на обработке среднестатистической внешней скоростной характеристики, полученной обобщением большого экспериментального материала, и построены в относительных величинах.

## Литература:

1 Тягово-динамические качества сельскохозяйственных тракторов с двигателями постоянной мощности /ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш. Серия «Тракторы, самоходные шасси и двигатели, агрегаты и узлы».- Вып.11.- М.- 1980.- 40 с.

2 Матиевский Г.Д. Анализ показателей работы дизеля по характеристике постоянной мощности /Г.Д. Матиевский, С.П. Кулманакон //Ползуновский вестник.- №1.- 2010.- С. 13-20.

3 Алешков О.А. Повышение топливной экономичности многофункционального энерготехнологического комплекса оптимизацией скоростного режима первичного дизельного двигателя в его составе /О.А. Алешков, А.А. Малоземов //Ползуновский вестник.- 2009.- № 1-2.- С. 199-209.

4 Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания: теория рабочих процессов: учебник для вузов /В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др; под ред. В.Н. Луканина.- М.: Высшая школа, 2005.- 479 с.

## ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА ВПУСКА В ЦИЛИНДР

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Для организации численного расчета газообмена поршневого двигателя при впуске в цилиндр, например, методом распада произвольного разрыва, необходимо задание соответствующих граничных условий (ГУ) на впускном клапане.

В рассматриваемый момент времени расчета нестационарного течения известными являются:

1. Из экспериментальных продувок зависимость эффективной площади проходного сечения клапана  $\mu F_k = f(\alpha)$ ,  $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала, или  $f(h)$ ,  $h$  - ход открытия клапана;  $F_T$  - площадь проходного сечения на входе в клапанный канал (площадь проходного сечения соответствующего коллекторного патрубка). Можно сразу обозначить:  $\bar{f} = \mu F_k / F_T$  (рис.1);

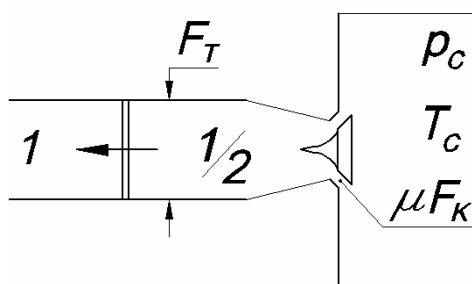


Рис.1. К расчету граничных условий на впускном клапане

2. Текущее давление в цилиндре  $p_c = p_c^*$ ;

3. Параметры численного расчета в патрубке в первой ячейке: давление  $p_1$ , плотность  $\rho_1$ , скорость  $u_1$ ;

Требуется определить потоковые параметры через границу у клапана:  $p_{1/2}$ ,  $\rho_{1/2}$ ,  $u_{1/2}$ .

Примем рациональные допущения:

1. Течение на коротком участке ГУ считается адиабатным, т.е. лишенным теплообмена с окружающей средой, тогда для температуры имеем:  $T_{1/2}^* = T_c^*$ .