

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ВЫБОРЕ ОРГАНОВ ВЫПУСКА ПОДСИСТЕМЫ ГАЗООБМЕНА

**Захаров Л.А., Сеземин А.В., Захаров И.Л.** (Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева); **Лимонов А.К.** (ОАО «РУМО»)

Поршневые и комбинированы двигатели используют практически во всех областях человеческой деятельности. В связи с этим продолжает оставаться актуальной проблема повышения их экономических и энергетических показателей. Одним из важнейших путей улучшения характеристик комбинированных поршневых ДВС являются работы по уменьшению уровня механических потерь [2, 3], позволяющие повысить тепловую экономичность и увеличить эффективный КПД двигателя.

Мощность механических потерь (19...34% индикаторной мощности теряемых непосредственно в конструкции двигателя) обычно полагают состоящей из потерь на трение между движущимися деталями, потерь на газообмен, потерь на привод вспомогательных агрегатов и на привод компрессора. Потери энергии в конструкции поршневого двигателя на 58-78% определяются трением КШМ. Необходимость обеспечения приемлемого уровня теплонапряженности поршня, его кинематики движения и режима гидродинамической смазки позволяют характеризовать этот главный механизм сложным в проектировании и перспективным для исследования и оптимизации.

Несмотря на многочисленные работы ведущих высших учебных заведений, научно-исследовательских институтов, моторостроительных предприятий и отдельных исследователей посвященные проблеме снижения механических потерь и в том числе потерям на трение в КШМ, уровень механических потерь снижается крайне медленно. Сложность проблемы объясняется отсутствием целостного многообразия факторов, влияющих на структурные составляющие суммарной мощности механических потерь.

Современные судовые ДВС оцениваются термодинамическими, индикаторными, *механическими* и эффективными показателями [2, 3]. В качестве объекта исследования выбран судовой дизельный комбинированный двигатель внутреннего сгорания ОАО «РУМО» модели 8ЧН 22/28 (8С22Д2) (рис. 1) с подсистемой газообмена транспортного средства, позволяющий получить показатели, максимально приближенных к реальным условиям эксплуатации двигателя.



Рис. 1. Комбинированный поршневой дизельный двигатель 8ЧН 22/28

Двигатель ОАО «РУМО» мод. 8ЧН 22/28 [1] имеет эффективную мощность 940 кВт, механический КПД 0,794 при частоте вращения  $750 \text{ мин}^{-1}$ , относится к среднеоборотным двигателям (СОД). Современные СОД имеют механический КПД  $\eta_m=0,92\dots0,94$ . **Поэтому** повышение механического КПД двигателей ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 является актуальной проблемой. **Для решения** этой проблемы были проведены теоретические и экспериментальные исследования механических потерь двигателя 8ЧН 22/28 в комплектации нетто (с транспортной подсистемой газообмена) методом двойного выбега, рис. 2 и 3. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований была разработана **методика определения механических потерь** дизельного двигателя при выборе органов выпуска подсистемы газообмена.

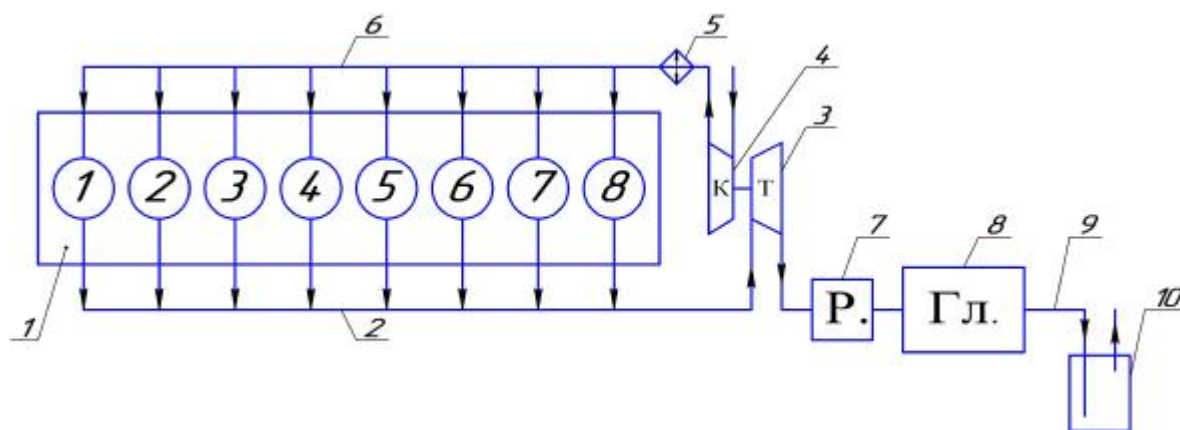


Рис. 2. Двигатель ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в комплектации с транспортной подсистемой газообмена: 1 – двигатель, 2 – органы выпуска, 3 – турбина, 4 – компрессор, 5 – охладитель воздуха, 6 – органы впуска, 7 – резонатор, 8 – глушитель, 9 – выпускной трубопровод, 10 – искрогаситель

Разработка методики начинается с определения мощности механических потерь двигателя 8ЧН 22/28 в комплектации с транспортной подсистемой газообмена (рис. 2) на моторном стенде **методом двойного выбега**. Полученные результаты показали: часовой расход топлива 193,5 кг/ч, мощность механических потерь 218,5 кВт, механический КПД 0,794, индикаторная мощность 1060,5 кВт при гидравлическом сопротивлении органов выпуска 5000 Па.

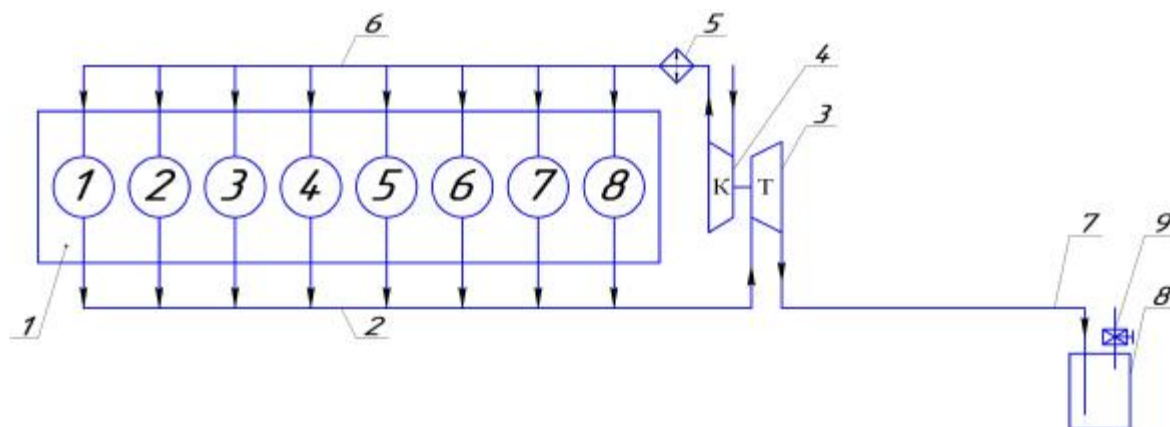


Рис. 3. Двигатель ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в комплектации боксовой подсистемы газообмена: 1 – двигатель, 2 – органы выпуска, 3 – турбина, 4 – компрессор, 5 – охладитель воздуха, 6 – органы впуска, 7 – выпускной трубопровод, 8 – искрогаситель; 9 – регулятор гидравлических сопротивлений органов выпуска

Для проведения дальнейших исследований двигатель был переоборудован в комплектацию подсистемы газообмена моторного стенда с обеспечением изменения противодавления на выпуске от 5000 до 50 Па, рис. 3. При испытании двигателя на моторном стенде был определен часовой расход топлива в зависимости от противодавления органов выпуска. Используя часовой расход топлива, были определены **методом научного исследования**:

1) индикаторная мощность двигателя по формуле:

$$N_{i,f(\Delta H)} = \frac{N_{i,\Delta H=5000 \text{ Па}}}{G_{T,\Delta H=5000 \text{ Па}}} \cdot G_{T,f(\Delta H)};$$

2) эффективная мощность двигателя поддерживалась постоянной, как на режиме длительной работы:

$$N_e = 842 \text{ кВт};$$

3) разряжение во впускном трубопроводе поддерживалось постоянным:

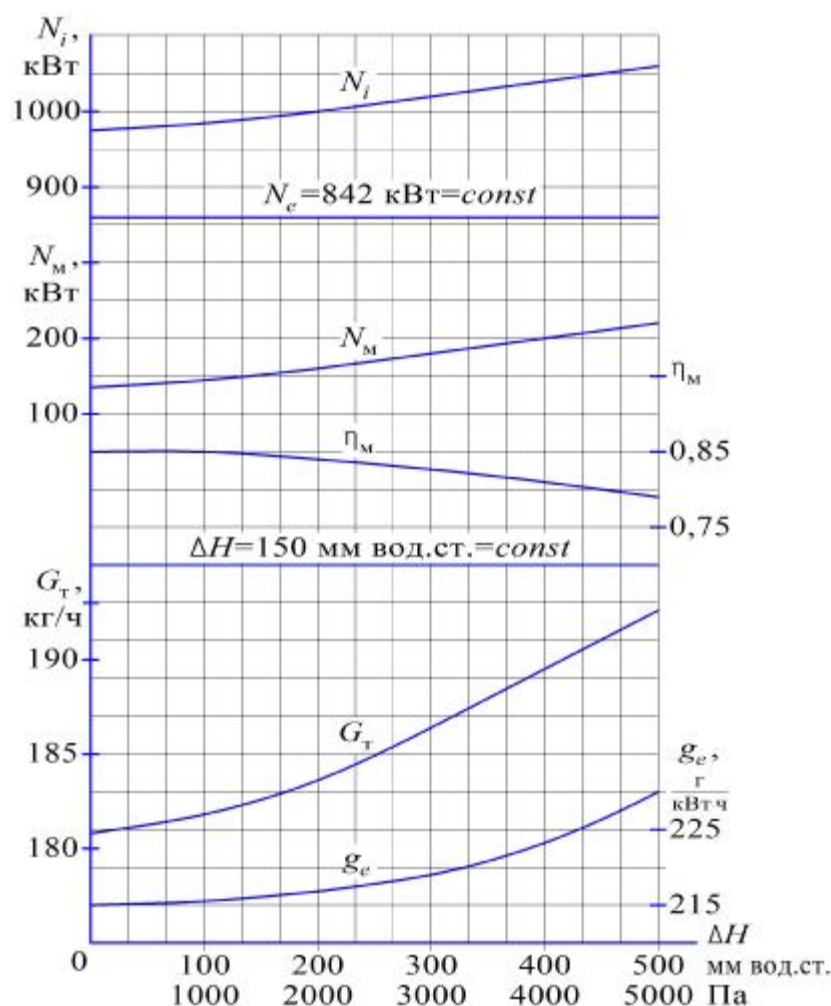
$$\Delta h = 1500 \text{ Па};$$

4) мощность механических потерь определялась как разность индикаторной и эффективной по формуле:

$$N_M = N_i - N_e, \text{ кВт};$$

5) механический КПД определялся по формуле:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i};$$



Полученные результаты механических потерь методами **экспериментальным на моторном стенде и научного исследования** показаны на рис. 4 и сведены в табл. 1.

Рис. 4. Характеристики дизеля ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в зависимости от противодавления на выпуске

б) эффективный КПД определялся по часовому расходу топлива  $G_T$  и низшей теплоте сгорания топлива  $Q_H$ :

$$\eta_e = \frac{N_e \cdot 1000 \cdot 3600}{G_T \cdot Q_H}.$$

Таблица 1. Исследование и результаты расчета механических потерь методом научного исследования

$\Delta H$ , Па	50	2000	3000	4000	5000
$\Delta h$ , Па	1500				
$N_e$ , кВт	842				
$G_T$ , кг/ч	180,9	182,7	186,5	190,5	193,5
$\eta_e$	0,409	0,405	0,397	0,389	0,383
$\eta_m$	0,85	0,842	0,825	0,808	0,794
$N_i$ , кВт	990,6	1000,0	1020,0	1042,1	1060,5
$N_m$ , кВт	148,6	158,0	178,0	200,1	218,5
$\Delta N_m$ , кВт	0	9,4	29,4	51,5	69,4
% роста $G_T$ и $N_m$	100,0	101,0	103,1	105,3	107,0

Анализ результатов табл. 1 и рис. 4 показывает:

- при уменьшении противодавления органов выпуска с 5000 Па до 50 Па мощность механических потерь уменьшается с 218,5 до 148,6 кВт, а механический КПД возрастает с 0,794 до 0,85, т.е. на 7%;
- часовой расход топлива уменьшается с 193,5 до 180,9 кг/ч;
- индикаторная мощность уменьшается с 1060,5 до 990,6 кВт, т.е. на 7%.

Для реализации 7% уменьшения расхода топлива был сконструирован и спроектирован настроенный выпускной коллектор (рис. 5), который по результатам расчета *методом научного исследования* подтвердил полученные экспериментальные данные и рекомендован для его реализации.

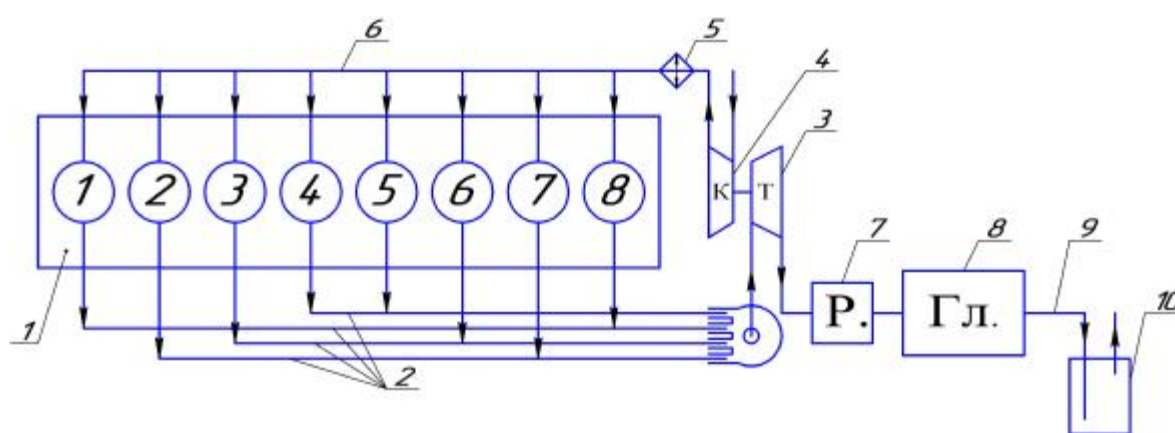


Рис. 5. Предлагаемая модернизированная настроенная схема группировки цилиндров (порядок работы цилиндров 1-7-5-3-8-2-4-6) по выпуску подсистемы газообмена транспортного средства двигателя 8ЧН 22/28 ОАО РУМО: 1 – двигатель, 2 – органы выпуска, 3 – турбина, 4 – компрессор, 5 – охладитель воздуха, 6 – органы впуска, 7 – резонатор, 8 – глушитель, 9 – выпускной трубопровод, 10 – искрогаситель

Предложенная методика оценки механических потерь дизельного двигателя может быть использована при доводке существующих и перспективных поршневых ДВС.

### **Литература**

1. Судовые дизель-редукторные и дизель-электрические агрегаты с дизелями ряда ЧН 22/28. – Нижний Новгород: ОАО РУМО, 2004. – 8с.

2. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для студ. ВТУЗов / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372с.

3. Хандов, З.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания (Теория) / З.А. Хандов. – 3 изд., доп. – М.: Транспорт, 1975. – 368с.

## **УДАЛЕННЫЙ ДОСТУП К СОВРЕМЕННЫМ ПРОГРАММАМ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ДВС И ЕГО ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ**

**Иващенко Н.А., Кулешов А.С., Грехов Н.А., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А.**  
(МГТУ им. Н.Э.Баумана).

В настоящее время во всем мире проектирование и доводка ДВС не мыслится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации. Передовыми научными центрами предпринимаются значительные усилия для разработки программного обеспечения позволяющего решать задачи совершенствования рабочих процессов ДВС и, прежде всего, проблем рациональной организации смесеобразования и сгорания в дизелях. Потребность в таком программном обеспечении весьма высока, а стоимость программ наиболее известных разработчиков составляет по разным данным от 20 тыс. долларов США за одно рабочее место в год. Для расчета рабочих процессов дизелей во всем мире наибольшее распространение получили программы: GT-Power (Gamma Technologies, США); BOOST (AVL, Австрия), WAVE (Ricardo, Великобритания); для расчета топливной аппаратуры используются программы Finject (Ricardo), HydSim (AVL), Bosch, Imagine (AMESIM), GT-SUITE (Gamma Technologies).

Что касается упомянутых программ расчета рабочих процессов ДВС, то они в основном, ориентированы на расчет процессов газообмена в цилиндрах и коллекторах двигателей и обладают ограниченными возможностями для исследования и оптимизации процессов сгорания. Причиной этому является отсутствие в их составе достаточно устойчивых, быстрых и адекватных методов расчета процессов смесеобразования и сгорания в дизелях. Указанные программы имеют по несколько методов расчета сгорания и позволяют пользователям подсоединять к ним свои расчетные методы. В связи с развитием в последние годы методов расчета сгорания построенных на технологии CFD, разработчики термодинамических программ стали снабжать свои продукты возможностью подключения модулей, осуществляющих 3D моделирование развития струй в камерах сгорания дизелей. Для сокращения времени счета эти модули обычно рассматривают сектор камеры сгорания с одной струей. Такой подход не позволяет моделировать конструкции со смещенным относительно центра распылителем, не позволяет учитывать эффект от взаимодействия струй между собой. Кроме того, использование технологии CFD в термодинамических программах приводит к существенным затратам ма-