

УДК 621.43

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

А.А. Захаров, д.т.н., проф. / И.А. Захаров, к.т.н., докторант / А.В. Сеземин, асп.
НГТУ им. Р.Е. Алексеева

Поршневые и комбинированные 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 технических характеристик комбинированных поршневых ДВС являются работы по уменьшению уровня механических потерь [2, 3], позволяющие повысить тепловую экономичность и увеличить эффективный КПД двигателя.



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

По данным отечественных и зарубежных исследователей механические потери снижаются очень медленно (Рекардо, Мерседес, БМВ, МГТУ им. Н.Э. Баумана). Сложность проблемы объясняется отсутствием целостного многообразия факторов, влияющих на структурные составляющие суммарной мощности механических потерь.

Наибольший интерес представляет экономичный режим работы двигателя в эксплуатации, который по опытным данным составляет 85% от $N_{ном}$ (ECR). Поэтому задача заключалась в снижении механических потерь элементов выпуска подсистемы газообмена на этом экономичном режиме.

Отечественные стандарты предусматривают различные методы определения механических потерь двигателя:

- 1) прокручивание коленчатого вала двигателя от постороннего источника;
- 2) отключение цилиндров двигателя по порядку их работы;
- 3) индицированием цилиндров двигателя;
- 4) одинарный выбег;
- 5) двойной выбег.

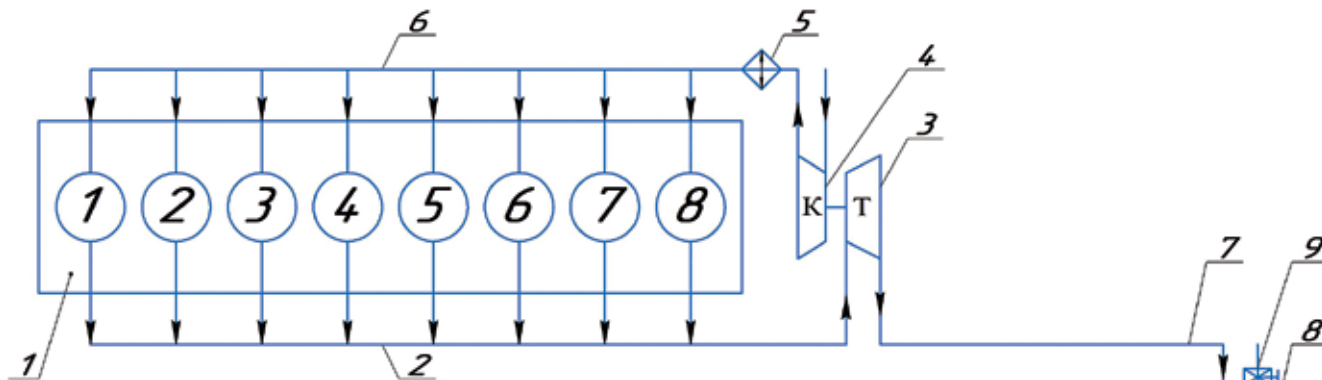


Рисунок 2. Двигатель ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в комплектации боксовой подсистемы газообмена: 1 — двигатель, 2 — элементы выпуска, 3 — турбина, 4 — компрессор, 5 — охладитель воздуха, 6 — элементы впуска, 7 — выпускной трубопровод, 8 — искрогаситель; 9 — регулятор гидравлических сопротивлений элементов выпуска

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

ΔH , Па	50	2000	3000	4000	5000
Δh , Па	1500				
N_e , кВт	842				
G_m , кг/ч	180,9	182,7	186,5	190,5	193,5
η_e	0,409	0,405	0,397	0,389	0,383
η_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
ΔN_m , кВт	0	9,4	29,4	51,5	69,4
% роста G_m и N_m	100,0	101,0	103,1	105,3	107,0

Таблица 2

ΔH , Па	η_t	η_i	η_e	η_m
5000	0,687378	0,461850	0,383	0,794
4000	0,685304	0,460984	0,389	0,808
3000	0,683181	0,460885	0,397	0,825
2000	0,681008	0,460490	0,405	0,842
50	0,678781	0,460439	0,409	0,850

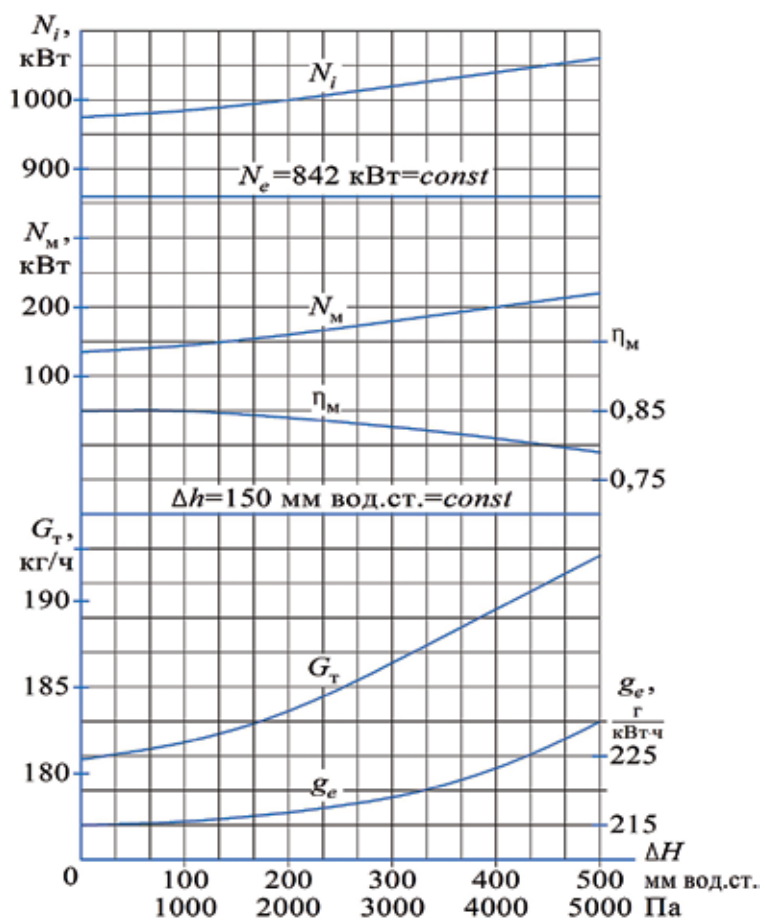


Рисунок 3. Характеристики дизеля ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в зависимости от противодавления на выпуске

Эти методы очень сложные и трудоемкие. Все эти методы рекомендованы для определения мощности механических потерь на номинальном режиме работы двигателя.

В качестве объекта исследования выбран судовый дизельный двигатель ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 (рис. 1). Двигатель «РУМО» мод. 8ЧН 22/28 [1] имеет эффективную мощность 940 кВт при частоте вращения 750 мин⁻¹, относится к среднеоборотным двигателям (СОД). Мощность механических потерь определена методом двойного выбега и составляет 218,5 кВт, механический КПД 0,794, индикаторная мощность 1060,5 кВт при гидравлическом сопротивлении элементов выпуска 5000 Па. Современные СОД имеют механический КПД 0,92...0,94, поэтому повышение механического КПД двигателя «РУМО» является актуальной проблемой.

Для решения этой проблемы проведены теоретические и экспериментальные исследования механических потерь дизельного двигателя [4].

Для проведения дальнейших исследований двигатель был переоборудован в комплектацию подсистемы газообмена моторного стенда (рис. 2) с обеспечением изменения противодавления на выпуске от 5000 до 50 Па. При этом элементы выпуска моторного стенда и транспортного средства подобраны одинаковые по сопротивлению выпуска и амплитуде колебаний давления отработавших газов при их выпуске.

При испытании двигателя на моторном стенде был определен часовой расход топлива в зависимости от противодавления элементов выпуска. Используя часовой расход топлива, были определены **методом научного исследования**:

1) индикаторная мощность двигателя по формуле:

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

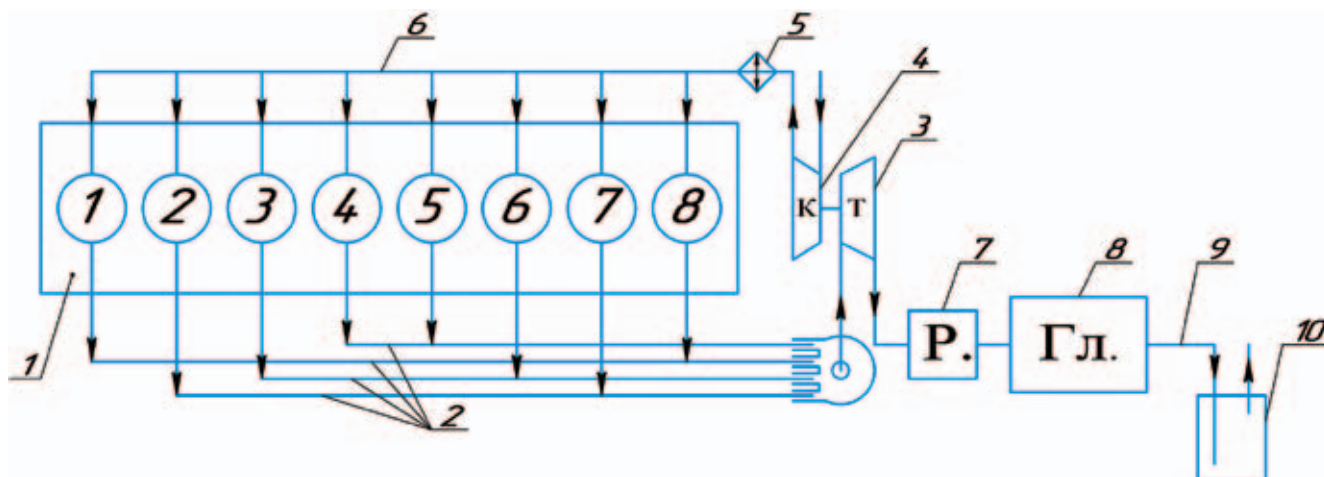


Рисунок 4. Предлагаемая модернизированная настроенная схема группировки цилиндров (порядок работы цилиндров 1-7-5-3-8-2-4-6) по выпуску подсистемы газообмена транспортного средства двигателя 8ЧН 22/28 ОАО РУМО: 1 — двигатель, 2 — элементы выпуска, 3 — турбина, 4 — компрессор, 5 — охладитель воздуха,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

2) эффективная мощность двигателя поддерживалась постоянной, как на режиме длительной работы: $N_e = 842$ кВт;

3) разряжение во впускном трубопроводе поддерживалось постоянным: $\Delta h = 1500$ Па;

4) мощность механических потерь определялась как разность индикаторной и эффективной по формуле: $N_M = N_i - N_e$, кВт;

5) механический КПД определялся по формуле: $\eta_M = N_e / N_i$;

6) эффективный КПД определялся по часовому расходу топлива G_T и низшей теплоте сгорания топлива Q_n : $\eta_e = N_e \cdot 1000 \cdot 3600 / G_T Q_n$.

Результаты механических потерь, полученные методами **экспериментальным на моторном стенде и научного исследования** сведены в табл. 1 и показаны на рис. 3.

Анализ результатов табл. 1 и рис. 3 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, т.е. на 7%;

- индикаторная мощность уменьшается с 1060,5 до 990,6 кВт, т.е. на 7%.

Для реализации 7%-го уменьшения расхода топлива поршневого ДВС ОАО «РУМО» мод. 8ЧН 22/28 было принято решение модернизировать элементы выпуска подсистемы газообмена. Для этого были скомпонованы и спроектированы настроенные элементы выпуска подсистемы газообмена (рис. 4).

На начальном этапе проектирования настроенных элементов выпуска необходимо сформировать основные решения по организации рабочих процессов двигателя. Наиболее определяющим параметром является расход топлива, который будет базовым и неизменным по отношению к процессу формиро-

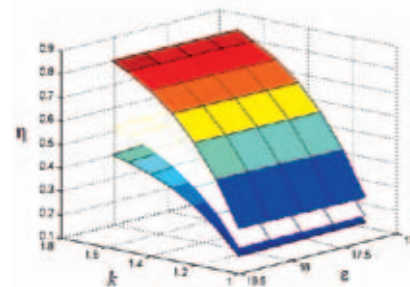


Рисунок 5. Термодинамический, индикаторный и эффективный КПД

вания термодинамических, индикаторных, эффективных и механических показателей (рис. 5).

Зависимость термодинамического, индикаторного, эффективного и механического КПД от противодавления на выпуске показана в табл. 2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Судовые дизель-редукторные и дизель-электрические агрегаты с дизелями ряда ЧН 22/28. — Нижний Новгород: ОАО РУМО, 2004. — 8 с.
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. — 372 с.
3. Хандов, З.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания (Теория) / З.А. Хандов. — 3 изд., доп. — М.: Транспорт, 1975. — 368 с.
4. Захаров, Л.А. Методика оценки механических потерь дизельного двигателя при выборе органов выпуска подсистемы газообмена // «Двигатель 2010». Материалы Международной научно-технической конференции / Л.А. Захаров, А.В. Сеземин, И.Л. Захаров, А.К. Лимонов. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, с. 251...255.