

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

УДК 621.436

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЗАТРАТЫ НА ПРИВОД ТНВД ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ

**А.Н. Врублевский, профессор, д.т.н., ХНАДУ,
А.А. Прохоренко, доцент, к.т.н., И.Г. Пожидаев, аспирант,
Д.В. Мешков, к.т.н., А.И. Тимченко, магистрант, НТУ «ХПИ»**

***Аннотация.** Приведены результаты исследования влияния процесса нагнетания топлива в аккумулятор на мощность механических потерь дизеля. Теоретически обоснована необходимость регулирования топливного насоса высокого давления для аккумуляторной топливной системы.*

***Ключевые слова:** дизель, аккумуляторная топливная система, топливный насос высокого давления (ТНВД), потери мощности.*

ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАТРАТИ НА ПРИВІД ПНВД ДИЗЕЛЯ З АКУМУЛЯТОРНОЮ ПАЛИВНОЮ СИСТЕМОЮ

**О.М. Врублевський, професор, д.т.н., ХНАДУ,
А.О. Прохоренко, доцент, к.т.н., І.Г. Пожидаєв, аспірант,
Д.В. Мешков, к.т.н., А.І. Тимченко, магістрант, НТУ «ХПІ»**

***Анотація.** Наведено результати дослідження впливу процесу нагнітання палива в акумулятор на потужність механічних втрат дизеля. Теоретично обґрунтовано необхідність регулювання паливного насоса високого тиску для акумуляторної паливної системи.*

***Ключові слова:** дизель, акумуляторна паливна система, паливний насос високого тиску (ПНВД), втрати потужності.*

POWER EXPENSES ON HPFP DRIVE OF DIESEL ENGINE WITH BATTERY-DRIVEN FUEL SYSTEM

**A. Vrublevsky, Professor, Doctor of Technical Science, KhNAHU, A. Prohorenko,
Associate Professor, Candidate of Technical Science, I. Pozhidaev, postgraduate,
D. Meshkov, Candidate of Technical Science, A. Timchenko, master, NTU «KhPI»**

***Abstract.** The results of the research of impact of the process of fuel injection into the accumulator on the power of mechanical losses of the diesel engine are presented. The need to regulate the high pressure fuel pump for battery-driven fuel system is theoretically grounded.*

***Key words:** diesel engine, battery-driven fuel system, high pressure fuel pump (HPFP), power losses.*

Введение

Из теории ДВС известно, что значительное влияние на эффективность работы двигателя оказывают механические потери [1]. Эти по-

тери можно разделить на две составляющие [2]. Первая связана с затратой энергии (части индикаторной работы) на преодоление всех видов сопротивления движению деталей двигателя. Вторая обусловлена необходимо-

стью затрат части энергии двигателя на выполнение специальной работы по перемещению жидкостей и газов, необходимой для обеспечения рабочего процесса. Сюда относятся работы, выполняемые поршнем на участке выпуска – наполнения, затраты на привод вентилятора, водяного, масляного, топливopодкачивающего насосов и, наконец, ТНВД.

Анализ публикаций

Как показывают различные исследования [2, 3], доля второй составляющей потерь находится на уровне 20–30 % от общего значения механических потерь двигателя.

Нюанс же заключается в том, что первую составляющую необходимо стремиться свести к нулю – в идеале полностью исключить все виды трения в подвижных деталях двигателя. Исключить вторую составляющую невозможно в принципе. Однако следует стремиться к ее минимизации, что и обуславливает применение на современных двигателях внутреннего сгорания многоклапанных механизмов и регулируемых фаз газораспределения, регулируемого наддува, управляемого привода вентилятора, водяного насоса и других мероприятий [3, 4].

В отношении работы, выполняемой ТНВД, – подачи в цилиндры топлива под высоким давлением, – данная проблема не стоит для дизелей с традиционной, гидро-механической топливной аппаратурой (ТА), как будет показано ниже. Это объясняется тем, что в таком случае на привод ТНВД тратится столько энергии, сколько необходимо для впрыскивания требуемых цикловых подач при обеспеченном насосом давлении (конечно, с учетом механического КПД самого насоса). А, как известно, повышение давления впрыскивания в большей степени приводит к улучшению индикаторных показателей, чем к увеличению механических потерь [1, 5, 6].

Ситуация коренным образом меняется при оснащении дизеля аккумуляторной ТА с электронным управлением. В этом случае ТНВД не подает топливо непосредственно в цилиндр, а нагнетает его в аккумулятор [6]. В этом случае наблюдается избыточная подача топлива в аккумулятор, а следовательно, и избыточная работа на его сжатие [7].

Цель исследования

Для исключения или, по крайней мере, минимизации отрицательного эффекта от этого явления необходимо применять регулирование подачи ТНВД. Именно обоснованию этого технического мероприятия и посвящена настоящая статья.

Экспериментальное исследование параметров работы ТНВД

В ХКБД (г. Харьков) проведены испытания опытного одноцилиндрового отсека дизеля Ч 8,8/8,2, оснащенного аккумуляторной системой топливоподачи. В качестве ТНВД используется штатный насос системы непосредственного действия с конструктивными изменениями [7]. Регулирование подачи насос не имел.

Некоторые результаты испытаний в части исследования влияния давления впрыскивания $p_{вп}$ на показатели работы двигателя представлены в табл. 1.

Таблица 1 Влияние давления впрыскивания на показатели дизеля

N_e , кВт	p_e , МПа	$p_{вп}$, МПа	G_T , кг/ч	p_i , МПа	η_e	η_i	η_m
3,6	0,35	50	1,32	0,65	0,230	0,432	0,532
		70	1,31	0,67	0,232	0,443	0,524
5,4	0,52	50	1,85	0,81	0,247	0,384	0,643
		70	1,79	0,82	0,255	0,402	0,634

Рассмотрены два режима нагрузочной характеристики при частоте вращения коленчатого вала $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$. Как видно из данных, приведенных в табл. 1, увеличение $p_{вп}$ от 50 до 70 МПа сопровождается улучшением эффективных и индикаторных показателей двигателя. Механический же КПД при этом падает.

Относительное изменение величин КПД, определенное по формуле

$$\delta\eta = (\eta_{70} - \eta_{50}) / \eta_{50}, \quad (1)$$

приведено в табл. 2 и на рис. 1. Анализ данных показывает, что увеличение $p_{вп}$ на 20 МПа приводит к росту η_i примерно на 2,5–4,5 %, а увеличение η_e составляет всего 1–3 %, что объясняется падением механического КПД двигателя на 1,5 %.

Таблица 2 Влияние давления впрыскивания на КПД

№	$\delta\eta_e, \%$	$\delta\eta_i, \%$	$\delta\eta_m, \%$
1	0,9	2,5	-1,5
2	3,2	4,7	-1,4

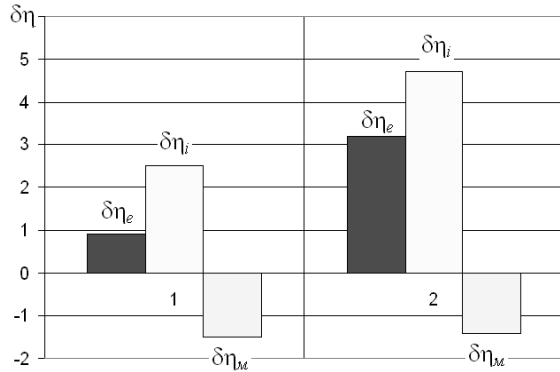


Рис. 1. Влияние давления впрыскивания на КПД двигателя

Большой прирост η_e на более нагруженном режиме № 2 также имеет простое объяснение – цикловая подача (расход топлива через двигатель) выше, а значит, большая доля подачи насоса идёт на впрыскивание в цилиндр и повышение мощности нивелируется.

Из приведенных результатов исследований достаточно легко определить увеличение мощности на привод ТНВД, вызванное повышением давления впрыскивания. Известно, что

$$\eta_m = 1 - \frac{N_{МП}}{N_i}, \quad (2)$$

где $N_{МП}$ – мощность механических потерь в двигателе; N_i – индикаторная мощность.

$N_{МП}$, в свою очередь, состоит из мощности привода механизмов двигателя $N_{МД}$ и мощности насосных ходов $N_{НХ}$

$$N_{МП} = N_{МД} - N_{НХ}. \quad (3)$$

Из величины $N_{МД}$ можно выделить мощность на привод ТНВД

$$N_{МД} = N_{МД}^* + N_{ТНВД}, \quad (4)$$

где $N_{МД}^*$ – мощность на привод остальных механизмов.

Учитывая вышеизложенное, запишем

$$\eta_m = 1 - \frac{N_{МД}^* + N_{ТНВД} - N_{НХ}}{N_i} = \quad (5)$$

$$= 1 - \frac{N_{МД}^* - N_{НХ}}{N_i} - \frac{N_{ТНВД}}{N_i}.$$

Очевидно, что по нагрузочной характеристике для двигателя без наддува $N_{МД}^* - N_{НХ} = \text{const}$.

Обозначим $N_{МД}^* - N_{НХ} = C$.

Тогда выражение (2) после соответствующих подстановок можно преобразовать к виду

$$N_i \eta_m = N_i - C - N_{ТНВД}, \quad (6)$$

а так как $N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$, то из выражения (6) следует

$$N_e = \frac{N_e}{\eta_m} - C - N_{ТНВД}. \quad (7)$$

Пользуясь полученным уравнением, можно рассчитать прирост мощности на привод насоса $N_{ТНВД}$ при переходе от $p_{ВП} = 50$ МПа к $p_{ВП} = 70$ МПа

$$\Delta N_{ТНВД} = \frac{N_e}{\eta_{m70}} - N_e - C - \frac{N_e}{\eta_{m50}} + N_e + C = N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_{m70}} - \frac{1}{\eta_{m50}} \right). \quad (8)$$

Результаты расчётов по формуле (8) представлены в табл. 3.

Таблица 3 Влияние давления впрыскивания на мощность привода ТНВД

№	N_e , кВт	η_{m50}	η_{m70}	$\Delta N_{ТНВД}$, Вт	$\Delta N_{ТНВД}/N_e$, %
1	3,6	0,532	0,524	103	2,9
2	5,4	0,643	0,634	119	2,2

Из табл. 3 видно, что увеличение мощности на привод ТНВД при повышении давления впрыскивания на 20 МПа составляет 100–120 Вт, или 2–3 % эффективной мощности двигателя.

Теоретическое обоснование необходимости регулирования производительности ТНВД аккумуляторной ТС

Рассмотрим в сравнении мощность, которая затрачивается на привод ТНВД топливной аппаратуры традиционного типа и аккумуляторной.

Диаграмма давления в надплунжерной полости ТНВД традиционной ТА в координатах $p-V$ (давление топлива – текущий объем надплунжерной полости) имеет характерный вид, который представлен на рис. 2.

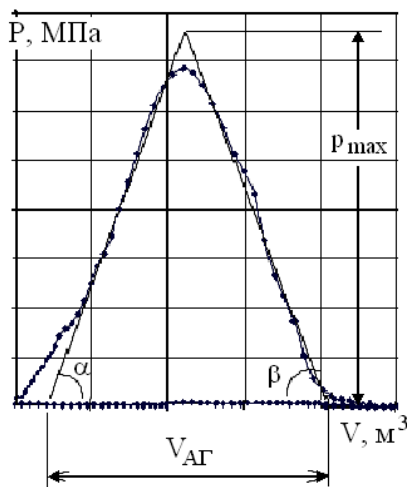


Рис. 2. Диаграмма давления в ТНВД системы непосредственного действия

Площадь, описанная кривыми давления при движении плунжера вверх и вниз, по физическому смыслу является работой L , затраченной на выполнение одного цикла нагнетания топлива одной секцией ТНВД

$$L = \oint p dV. \tag{9}$$

С достаточной степенью точности можно считать, что L – это площадь треугольника высотой, приблизительно равной максимальному давлению впрыскивания p_{max} , и основанием – геометрической подаче $V_{АГ}$.

Причём $V_{АГ} = S_{АГ} \cdot F_{П}$, где $S_{АГ}$ – активный геометрический ход плунжера, а $F_{П}$ – его площадь. Тогда, используя формулу для площади треугольника, запишем

$$L = S_{АГ} \cdot F_{П} \cdot \frac{p_{max}}{2}. \tag{10}$$

Известно, что объемная цикловая подача $V_{Ц}$ и $S_{АГ}$ традиционной ТА связаны выражением [8]

$$S_{АГ} = \frac{V_{Ц}}{\eta \cdot F_{П}}, \tag{11}$$

где η – коэффициент подачи.

Учитывая это и перейдя к массовой цикловой подаче $B_{Ц} = V_{Ц} \cdot \rho$ (ρ – плотность топлива), из выражения (11) получим

$$L = \frac{B_{Ц}}{\rho \eta} \cdot \frac{p_{max}}{2}. \tag{12}$$

Для одной и той же ТА углы наклона α и β сторон треугольника (см. рис. 2) сохраняются примерно постоянными во всём диапазоне режимов работы, вследствие того, что:

1. Угол α в основном определяется профилем кулачка и диаметром распыливающих отверстий.
2. Угол β определяется конструкцией отсечных отверстий и тем же профилем кулачка.

Тогда, исходя из тригонометрии треугольника, можно выразить p_{max} через цикловую подачу таким образом

$$p_{max} \approx \frac{V_{АГ}}{ctg\alpha + ctg\beta}, \tag{13}$$

где обозначим $ctg\alpha + ctg\beta = A \approx const$.

Выполнив необходимые подстановки в выражение (13), получим

$$p_{max} \approx \frac{V_{АГ}}{A} = \frac{S_{АГ} \cdot F_{П}}{A} = \frac{V_{Ц}}{\eta A} = \frac{B_{Ц}}{\eta \rho A}. \tag{14}$$

Выражение для p_{max} (14) подставим в выражение (12)

$$L = \frac{B_{Ц}}{\rho \eta} \cdot \frac{B_{Ц}}{2\rho\eta A} = \frac{B_{Ц}^2}{2\rho^2\eta^2 A}. \tag{15}$$

От работы за цикл нагнетания перейдем к мощности на привод ТНВД (работа за 1 с)

$$N_{ТНВД} = \frac{L}{\eta_m} \cdot \frac{nz}{60} \cdot \frac{2}{i} = \frac{B_{Ц}^2}{2\rho^2\eta^2 A \eta_m} \cdot \frac{nz}{60} \cdot \frac{2}{i}. \tag{16}$$

Здесь n – частота вращения коленчатого вала дизеля, z – число цилиндров, i – тактность двигателя, η_m – механический КПД насоса высокого давления.

Анализ полученного выражения (16) показывает, что мощность, требуемая на привод ТНВД традиционной ТА, пропорциональна частоте вращения коленчатого вала дизеля и квадрату цикловой подачи топлива. И поскольку, в соответствии с принципом работы такой ТА, всё топливо, подаваемое насосом, впрыскивается в цилиндр (а утечки и сжимаемость учтены коэффициентом η), то имеет место «саморегуляция» потребляемой ТНВД мощности с учетом его механического КПД: $N_{\text{ТНВД}} \cdot \eta_m = N_{\text{ВП}}$, где $N_{\text{ВП}}$ – мощность, затрачиваемая на впрыскивание топлива.

Диаграмма давления в секции ТНВД аккумуляторной системы представлена на рис. 3.

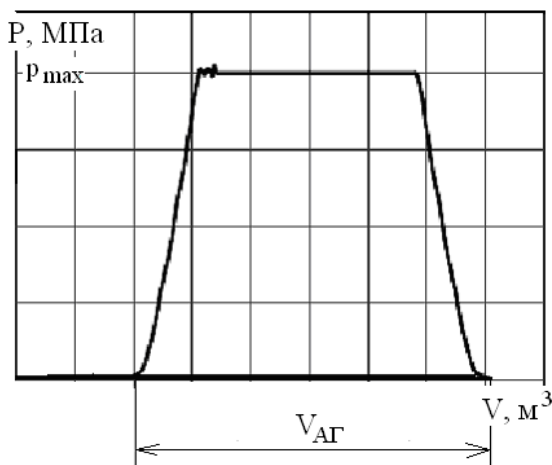


Рис. 3. Диаграмма давления в ТНВД аккумуляторной ТА

Работа на выполнение одного цикла нагнетания на одну секцию может быть аппроксимирована прямоугольником

$$L = V_{\text{АГ}} \cdot \eta \cdot p_{\text{max}} \quad (17)$$

Перейдем к мощности на привод ТНВД (работа за единицу времени)

$$N_{\text{ТНВД}} = \frac{L}{\eta_m} \cdot \frac{n'z'}{60} = \frac{\eta V_{\text{АГ}}}{\eta_m} p_{\text{max}} \frac{n'z'}{60}, \quad (18)$$

где n' – частота вращения вала насоса; z' – число секций насоса.

Мощность, затрачиваемая на впрыскивание топлива для постоянного давления

$$N_{\text{ВП}} = \frac{B_{\text{Ц}}}{\rho} p_{\text{max}} \frac{nz}{60} \cdot \frac{2}{i}. \quad (19)$$

Очевидно, что для обеспечения работоспособности системы необходимо выполнение условия: $N_{\text{ВП}}/N_{\text{ТНВД}} \leq 1$. Идеальным случаем является равенство этого отношения 1, так как при этом не потребляется избыточная мощность на привод насоса. Отсюда

$$\frac{N_{\text{ВП}}}{N_{\text{ТНВД}}} = 1 = \frac{\frac{B_{\text{Ц}}}{\rho} p_{\text{max}} \frac{nz}{60} \cdot \frac{2}{i}}{\frac{\eta V_{\text{АГ}}}{\eta_m} p_{\text{max}} \frac{n'z'}{60}} = \frac{B_{\text{Ц}} \eta_m n z \frac{2}{i}}{\eta V_{\text{АГ}} \rho n' z'} \quad (20)$$

или

$$\eta V_{\text{АГ}} n' z' = \frac{B_{\text{Ц}}}{\rho} n z \frac{2}{i} \eta_m. \quad (21)$$

Выражение (21) представляет собой равенство, которое должно сохраняться при изменении $B_{\text{Ц}}$ (нагрузки) или n (скоростного режима двигателя).

Обеспечение этого равенства возможно лишь путем дополнительного регулирования подачи насоса. При этом из выражения (21) видны способы этого регулирования: η – коэффициентом подачи; $V_{\text{АГ}}$ – геометрической подачей одной секции; n' – частотой вращения вала насоса; z' – количеством рабочих секций.

Изменение подачи насоса вследствие сжимаемости топлива

При высоких значениях давления топлива, действующих в аккумуляторной ТА, на процесс работы ТНВД значительное влияние оказывает сжимаемость топлива, так как часть геометрического хода плунжера тратится на поджатие топлива в объеме надплунжерной полости $V_{\text{АГ}}$ до величины p_{max} . Можно записать, что подача одной секцией насоса за один ход плунжера составит

$$V_{\text{H}} = S_{\text{АГ}} \cdot F_{\text{П}} - S_{\text{АГ}} \cdot F_{\text{П}} \cdot \alpha_{\text{сж}} \cdot p_{\text{max}}, \quad (22)$$

где $\alpha_{\text{сж}}$ – коэффициент сжимаемости топлива.

С учетом этого, массовая подача за единицу времени (за 1 мин)

$$\begin{aligned}
 B_H &= \rho \cdot V_{\Pi} \cdot n' z' = \\
 &= \rho \cdot S_{AG} \cdot F_{\Pi} (1 - \alpha \cdot p_{\max}) n' z'. \quad (23)
 \end{aligned}$$

Анализ выражения (23) показывает, что при повышении давления в аккумуляторе p_{\max} подача насоса падает. Но для обеспечения устойчивой работы системы при заданном значении p_{\max} необходимо, чтобы подача насоса была больше, чем расход топлива двигателем B_D (кг/мин), то есть выполнялось неравенство: $B_D/B_H \leq 1$.

Или, для идеального случая,

$$\frac{B_D}{\rho \cdot S_{AG} \cdot F_{\Pi} (1 - \alpha \cdot p_{\max}) n' z'} = 1, \quad (24)$$

откуда

$$\rho \cdot S_{AG} \cdot F_{\Pi} (1 - \alpha \cdot p_{\max}) n' z' = B_D. \quad (25)$$

Из этого выражения следует значение предельно достижимого давления в аккумуляторе p_{\max}

$$p_{\max} = \frac{1 - \frac{B_D}{\rho \cdot S_{AG} \cdot F_{\Pi} \cdot n' z'}}{\alpha}. \quad (26)$$

То есть при увеличении цикловой подачи, при прочих равных условиях, давление в аккумуляторе (давление впрыскивания) будет снижаться. Компенсировать потери p_{\max} можно принудительным регулированием с помощью приведенных выше параметров S_{AG} , n' , z' .

Выводы

1. Экспериментальные исследования показали, что повышение давления впрыскивания в дизеле с аккумуляторной ТА на 20 МПа приводит к улучшению его индикаторных показателей. Однако при этом механический КПД дизеля уменьшается на 1,5 %, что вызвано увеличением затрат мощности на привод нерегулируемого насоса.
2. Для исключения излишних затрат мощности на привод ТНВД необходимо вводить регулирование его подачи по активному геометрическому ходу, либо по частоте вращения приводного вала, либо по числу работающих нагнетательных секций.
3. При увеличении цикловой подачи топлива в дизеле с аккумуляторной ТА имеет место

уменьшение предельно достижимого значения давления топлива в аккумуляторе. Исключить это явление возможно введением регулирования подачи ТНВД.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний: учебное пособие / С.В. Путинцев. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 288 с.
3. Блинов А.Д. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др.; под ред. В.С. Папонова, А.М. Минеева. – М.: НИЦ «Инженер», 2000. – 332 с.
4. Андреев Ю.В. Быстроходные дизели производства зарубежных стран: технические показатели: учебное пособие / Ю.В. Андреев, А.Е. Свистула. – Барнаул: Алт. гос. техн. ун-т, 2002. – 163 с.
5. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
6. Системы управления дизельными двигателями / пер. с немецкого Ю.Г. Грудский, А.Г. Иванов. – Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
7. Прохоренко А.А. Основы подхода к разработке конструкции и принципа управления ТНВД аккумуляторной топливной системы отечественного дизеля / А.А. Прохоренко, А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 39–44.
8. Казачков Р.В. Проектирование топливных систем высокого давления дизелей: учеб. пособие / Р.В. Казачков. – Х.: ХГПУ, 1994. – 308 с.

Рецензент: Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 30 апреля 2012 г.