

УДК 621.436.038

ОБОСНОВАНИЕ СХЕМЫ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДЛЯ АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ

А.Н. Врублевский, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Аннотация. Обоснована возможность использования рядного топливного насоса высокого давления для аккумуляторной топливной аппаратуры дизеля 4ДТНА. Выбраны основные параметры насоса, при которых обеспечивается давление в гидроаккумуляторе в диапазоне от 20 до 120 МПа.

Ключевые слова: аккумуляторная топливная аппаратура, топливный насос высокого давления, давление в гидроаккумуляторе.

ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ ТА ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНОГО НАСОСА ДЛЯ АКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЯ

О.М. Врублевський, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Анотація. Обґрунтовано можливість використання рядного паливного насоса високого тиску для акумуляторної паливної апаратури дизеля 4ДТНА. Обрано основні параметри насоса, за яких забезпечується тиск у гідроакумуляторі в діапазоні від 20 до 120 МПа.

Ключові слова: акумуляторна паливна апаратура, паливний насос високого тиску, тиск у гідроакумуляторі.

RATIONALE OF PATTERNS AND CHOICE OF PARAMETERS OF FUEL PUMP FOR ACCUMULATING DIESEL ENGINE FUEL EQUIPMENT

A. Vrublevskiy, Associate Professor, Candidate of Technical Science, KhNAHU

Abstract. The possibility of inline high pressure fuel pump application for 4DTNA engine accumulating fuel equipment is grounded. The main pump parameters which the pressure in hydraulic accumulator is provided in the range of 20 to 120 MPa are chosen.

Key words: accumulating fuel equipment, high pressure fuel pump, pressure in the hydraulic accumulator.

Введение

Метод организации топливоподачи в аккумуляторной топливной системе (АТС) позволяет решать задачи по выбору параметров ее компонентов отдельно. Это относится и к топливному насосу высокого давления (ТНВД), задача которого, на первый взгляд, по сравнению с топливной аппаратурой (ТА) непосредственного действия, упрощена и сведена к нагнетанию топлива в топливный аккумулятор. Однако даже при такой упрощенной функции при проектировании насоса возникает целый комплекс проблем, связанных с высокими расходами топлива, предварительно сжатого до давления свыше

100 МПа, высокими контактными напряжениями в паре толкатель-кулачек.

Анализ публикаций

Важным моментом является принцип организации регулирования производительности ТНВД. Это связано с повышенными затратами мощности на привод насоса. Так, при соизмеримых давлениях впрыскивания мощность на привод ТНВД системы Common Rail (CR) с тремя плунжерами составляет 3,8 кВт, в то время как распределительный ТНВД типа VE потребляет 2,5 кВт [1]. Противоречие между высоким коэффициентом полезного действия (90 %) и повышенными

затратами мощности в ТНВД CR объясняется потерями топлива на управление топливоподачей в форсунках и принятым принципом регулирования давления $p_{ак}$ в топливном аккумуляторе. В АТС до сих пор используется регулирование производительности сбросом топлива после ТНВД через электромагнитный клапан регулятора давления, установленного в топливном аккумуляторе. Частично снизить затраты мощности на привод ТНВД позволяет выключение одной секции путем блокирования впускного клапана [1]. Однако наилучшим способом является регулирование производительности дросселированием топлива на всасывании. Работы по созданию такого ТНВД для АТС в КП ХКБД ведутся совместно с ХНАДУ и НТУ «ХПИ».

Цель и задачи исследования

Цель исследования – обоснование схемы и выбор параметров топливного насоса для аккумуляторной топливной системы дизеля.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить расчетное исследование процессов, происходящих в насосе в период нагнетания топлива в аккумулятор;
- выбрать схему топливного насоса высокого давления;
- используя известный метод, определить оптимальные параметры насоса, обеспечивающего заданный уровень давления топлива в аккумуляторе.

Объект исследования

Объектом исследования является процесс наполнения аккумулятора, организованный при помощи топливного насоса высокого давления.

Выбор схемы и количества насосных секций

Важным моментом при проектировании ТНВД для АТС является определение числа насосных секций, обеспечивающих необходимый уровень давления в топливном аккумуляторе при заданном расходе через форсунки. Рекомендации по решению данной задачи можно найти в работах [1, 2]. Критериями при выборе числа насосных секций являются амплитуда колебаний давления в

топливном аккумуляторе $\Delta p_{ак}$ и, близкая к значению $\Delta p_{ак}$, амплитуда колебаний давления в надплунжерном объеме $\Delta p_{пл}$ в период нагнетания топлива в аккумулятор. Данные величины необходимо минимизировать с целью стабилизации топливоподачи. Также при выборе числа насосных секций необходимо обратить внимание на изменение крутящего момента $M_{кр}$ на валу ТНВД. От этого непосредственно зависит экономическая целесообразность применения рекомендуемой схемы насоса для высокооборотного дизеля. Результаты проведенного расчетного исследования зависимости параметров $M_{кр}$, $\Delta p_{ак}$, $\Delta p_{пл}$ от числа насосных секций с фиксированным диаметром и максимальным ходом плунжера 8 мм и 5,5 мм, соответственно, показано на рис. 1. При проведении данного исследования были приняты следующие условия: частота вращения вала ТНВД $n_{ТНВД} = 2000 \text{ мин}^{-1}$; заданный уровень давления в топливном аккумуляторе $p_{ак} = 100 \text{ МПа}$; подача ТНВД обеспечивает расход топлива через четыре электрогидравлические форсунки на режиме максимальной мощности двигателя 4ДТНА уже при работе одной насосной секции.

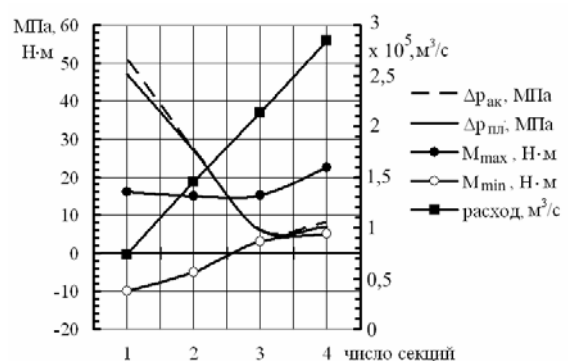


Рис. 1. Зависимость параметров ТНВД от выбора числа насосных секций ($p_{ак} = 100 \text{ МПа}$)

Аналогичные расчетные зависимости получены для режимов $n_{ТНВД} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{ТНВД} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{ак}$, изменяющемся в диапазоне от 50 до 150 МПа. При этом качественно исследуемый процесс наполнения аккумулятора идентичен.

Результат моделирования показывает (рис. 1), что колебания $\Delta p_{ак}$ и $\Delta p_{пл}$ выходят на уровень 6 – 7 МПа при трех насосных секциях. Использование ТНВД с одной насосной секцией приводит к росту $\Delta p_{ак}$ до 51 МПа и $\Delta p_{пл}$ до 47 МПа.

Максимальный момент на валу ТНВД наблюдается при четырех насосных секциях и

практически не изменяется при выборе числа секций – одна, две или три. Следует отметить, что конструктивные параметры ТНВД, принимаемые в расчете и остающиеся неизменными при любом количестве насосных секций, не являются наилучшими уже для двух секций. Как следствие такой постановки задачи, подача ТНВД с четырьмя насосными секциями в 3,8 раза превышает заданную для четырех форсунок величину.

Анализ полученных результатов расчетного исследования говорит о целесообразности выбора трех насосных секций для ТНВД.

Относительно схемы ТНВД, то выбор невелик и заключается в принятии решения в пользу одной из двух схем – радиальной либо рядной. В данном случае, рассматривая ТА дизеля серии ДТА, можно согласиться с выводами, представленными в работе [2].

Радиальная схема ТНВД обеспечивает относительную равномерность загрузки приводного вала. Так, для дизеля 2–2,5 л $M_{кр}^{max} \approx M_{кр}^{средн} = 14$ Н·м, что в 9 раз ниже $M_{кр}^{max}$ распределительного ТНВД типа VE. Таким образом, требования к приводу ТНВД снижаются до уровня требований к приводам прочих вспомогательных агрегатов ДВС, что весьма важно при давлениях впрыска 120...180 МПа. Например, в дизеле Mercedes-Benz OM611 ТНВД наряду с вакуум-насосом и топливоподкачивающим насосом приводится промежуточным зубчатым колесом от двухрядной цепи привода выпускного распределительного вала.

Вместе с тем равномерность подачи и момента в приводе ТНВД также успешно могут быть обеспечены при рядной компоновке насосных секций [3]. Она обеспечивает более удобную для компоновки всего дизеля форму ТНВД, более короткие соединительные каналы, возможность уменьшения герметизируемых стыков, особенно каналов линии высокого давления, а также большие возможности использования традиционного оборудования при внедрении в производство. По перечисленным причинам предпочтительна рядная компоновка ТНВД.

Определение диаметра и максимального перемещения плунжера

Выбрав схему и количество насосных секций ТНВД, задачу по повышению эффективности применения насоса можно свести к опреде-

лению наилучшего сочетания диаметра и хода плунжера, обеспечивающего наименьшие затраты мощности на привод насоса при заданных величинах давления $p_{ак}$ и расхода топлива из топливного аккумулятора.

Для проведения численного эксперимента в работе использована математическая модель насоса высокого давления, которая является составной частью созданного расчетного комплекса аккумуляторной топливной аппаратуры [4]. При моделировании процессов в ТНВД принят ряд допущений. Аккумулятор описан аналогично топливным каналам высокого давления как одномерный трубопровод с заданной длиной, внутренним и наружным диаметрами. Задача о течении топлива в аккумуляторе решается методом Д'Аламбера. Расход топлива из аккумулятора задается с помощью жиклера с постоянным эффективным проходным сечением. Утечки топлива в плунжерных парах насоса не учитываются. В модели использованы уравнения сплошности потока для надплунжерной полости, составленные с учетом сжимаемости топлива. Уравнения движения плунжеров, клапанов аналогичны выражениям, традиционно используемым для моделирования перемещения элементов топливной аппаратуры [1, 2, 4]. Выбор оптимальных параметров произведен согласно методу исследования пространства параметров [5].

Известно, что работа, затрачиваемая на привод поршневого насоса, будет определяться как площадь под кривой давления, изменяющегося в процессе сжатия-расширения в зависимости от текущего объема надпоршневого пространства. Данный объем определяют следующие параметры:

- диаметр поршня;
- перемещение поршня, задаваемое в данном случае профилем эксцентрика;
- величина вредного объема надпоршневого пространства;
- количество секций насоса (так как при 3 и более секциях существует период перекрытия активных ходов соседних секций).

В период нагнетания топлива надпоршневая полость ТНВД сообщается с объемом аккумулятора, величина которого на три порядка больше «мертвого» объема плунжерной пары насоса. В таком случае при выборе вари-

руемых параметров следует обратить внимание на объем аккумулятора $V_{ак}$. Известно, что $V_{ак}$ необходимо минимизировать с целью обеспечения надежного и быстрого запуска двигателя. С другой стороны, $V_{ак}$ должен удовлетворять требованию по минимизации колебаний $p_{ак}$. В таком случае при организации поиска решения величину объема аккумулятора можно согласиться с рекомендациями [1, 2] и принять постоянной для всех расчетов и равной $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

На основании предварительных расчетов диапазон изменения диаметра плунжера $d_{пл}$ принимаем равным 6 – 9 мм. Максимальный ход плунжера выбираем из диапазона 5,5 – 7,5 мм. С использованием сеток И.М. Соболя получены векторы 64 пробных точек в принятой плоскости двух параметров – диаметра и максимального перемещения поршня. Выборочно значения параметров приведены в табл. 1. В таблице значение хода плунжера показано в безразмерной форме k_h , когда за единицу принято значение в первой точке, расположенной в центре исследуемого пространства параметров.

Таблица 1 Таблица испытаний

№	K_r	K_n	$d_{пл}$, мм	k_h
1	0,7944	0,03225	7,5	1
3	0,3778	0,01763	8,25	0,925
5	0,7389	0,06321	7,875	0,888
7	0,4333	0,019243	8,625	1,112
9	0,4056	0,04945	7,688	0,981
11	0,2944	0,039883	8,438	1,056
13	0,2278	0,034293	7,783	1,004
15	0,75	0,017308	8,813	0,869
19	0,5	0,02193	8,344	1,084
23	0,6	0,017953	8,719	0,972
27	0,23	0,043645	8,531	0,916
31	0,68	0,01892	8,906	1,028
39	0,228	0,04515	8,672	0,902
43	0,25	0,037625	8,484	0,995
57	0,33	0,027628	7,828	0,911
61	0,26	0,04085	8,203	1,023
63	0,232	0,033863	8,953	0,948

Предварительные расчеты и результаты экспериментального исследования [4] позволяют для используемой конструкции ТНВД сформулировать функциональные ограничения. Это давление $p_{ак}$ в аккумуляторе не менее 80 МПа при заданной $n_{ТНВД} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и обеспечении подачи топлива в топливный аккумулятор в размере $6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$. Что соответствует одностадийной топливоподаче $q_{ц} = 40 \text{ мм}^3$ и

расходу топлива на управление 20 мм^3 четырехцилиндрового дизеля. Выбранный уровень $p_{ак}$ позволяет судить о скорости изменения давления $p_{ак}$ в переходных процессах, в том числе наиболее экстремального – пускового. Другим ограничением является величина колебаний давления $\Delta p_{ак}$ на установившемся режиме. Увеличение $\Delta p_{ак}$ выше некоторой критической величины может привести к нестабильности топливоподачи. Для устранения такого явления можно применить метод, заключающийся в согласовании моментов нагнетания плунжера насоса и топливоподачи. Однако это не снижает важности задачи по минимизации $\Delta p_{ак}$.

Решить задачу по снижению затрат мощности на привод ТНВД при обеспечении требуемой подачи и давления $p_{ак}$, остановив выбор на каком-либо одном критерии качества, невозможно. Так, при выбранном способе регулирования, когда $p_{ак}$ устанавливается регулируемым сбросом топлива из аккумулятора, подача насоса должна быть больше расхода топлива через форсунки

$$\frac{Q_{ТНВД}}{\sum_{i=1}^{i_{\phi}} (q_{ц_i} + q_{z_i})} \cdot n_{ТНВД} \geq 1, \quad (1)$$

где $Q_{ТНВД}$ – объемная подача ТНВД ($\text{м}^3/\text{цикл}$); $q_{ц}$, q_z – цикловая подача в цилиндр и расход топлива на управление топливоподачей, отнесенные к одному циклу, соответственно; $n_{ТНВД}$ – частота вращения вала насоса; i_{ϕ} – количество форсунок.

Принимая для удобства анализа результатов безразмерную форму, условие (1) можно записать в виде

$$K_r = \frac{Q_{ТНВД}}{Q_{\phi} - 1}, \quad (2)$$

причем лучший показатель K_r будет соответствовать минимальному значению.

При решении данной задачи затраты мощности определены с помощью критерия K_n , величина которого составляет

$$K_n = \frac{N_{ТНВД}}{N_e}, \quad (3)$$

где $N_{ТНВД}$ – мощность, затрачиваемая на привод насоса; N_e – эффективная мощность.

Например, $K_n = 0,02$, если принять $N_e = 80$ кВт, а мощность, затрачиваемая на привод ТНВД, расчетным путем определена – 1,6 кВт. Очевидно, необходимо стремиться к минимизации K_r и K_n .

Дополнительным условием поиска оптимального сочетания параметров ТНВД является ограничение по величине достигаемого уровня давления $p_{ак} \geq 90$ МПа.

Результаты численного эксперимента показывают положительную корреляционную связь давления $p_{ак}$ и мощности, затрачиваемой на привод ТНВД с коэффициентом корреляции 0,996. В результате сканирования из множества 64 допустимых точек 16 оказались эффективными (табл. 1). На рис. 2 показано положение данных точек на плоскости критериев (K_r , K_n). В каждой из этих точек эффективность работы ТНВД по указанным критериям ($K_r = 0,23 - 0,75$; $K_n = 0,024 - 0,083$) значительно повышается по сравнению с точкой 1 ($K_r = 0,79$; $K_n = 0,3$), соответствующей исходному набору параметров ТНВД (табл. 1).

На компромиссную кривую попало семь точек, которые находятся на огибающей кривой А (рис. 2) в области, очерченной прямыми В и С. Номера этих точек – 3, 7, 13, 19, 23, 31, 43, 63, а часть кривой, соединяющей данные точки, является приближенной компромиссной. Из указанных векторов можно выделить точку 13, в которой варьируемые параметры принимают значения $d_{пл} = 7,783$ мм и $k_h = 1,004$. При этом мощность на привод ТНВД равна 2,73 кВт, подача насоса превышает расход через форсунки в 1,2278 раза, а давление $p_{ак}$ по принятым условиям численного эксперимента достигает максимального значения 117 МПа.

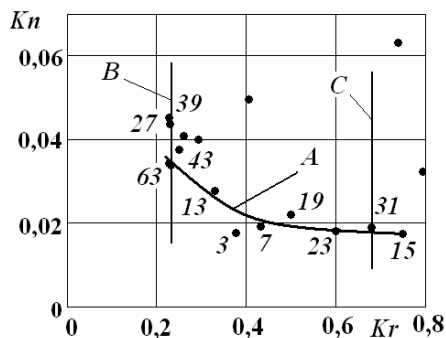


Рис. 2. Распределение эффективных точек в плоскости критериев K_n и K_r .

Результаты испытания ТНВД

С учетом рекомендаций данной работы в КП ХКБД разработана конструкция ТНВД (рис. 3) для первой отечественной аккумуляторной системы. В отличие от ТНВД топливной аппаратуры (ТА) непосредственного действия, в насосе для аккумуляторной ТА перемещение плунжеров 3 обеспечивается при вращении эксцентрика 2, установленного на валу 1 насоса на игольчатых подшипниках. Насосные секции имеют дезаксаж, что позволяет снизить момент, перекашивающий плунжер 3 во втулке 4. В ТНВД реализовано регулирование производительности изменением момента начала нагнетания топлива в линию высокого давления.

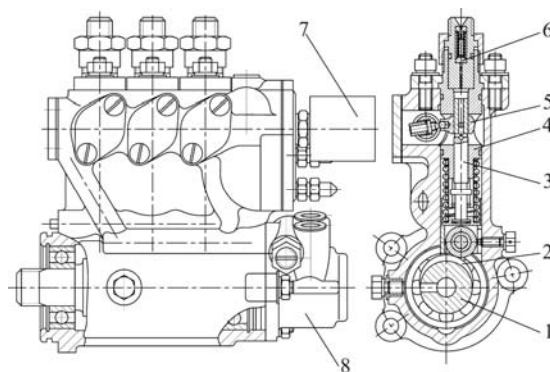


Рис. 3. Рядный ТНВД для аккумуляторной ТА дизеля 4ДТНА: 1 – вал; 2 – эксцентрик; 3 – плунжер; 4 – втулка; 5 – дозатор; 6 – нагнетательный клапан; 7 – соленоид; 8 – топливоподкачивающий насос

Изменение начала нагнетания осуществляется при помощи соленоида 7, который определяет положение дозатора 5. На выходе из ТНВД установлен нагнетательный клапан 6 упрощенной конструкции.

Регулирование производительности ТНВД и давления в аккумуляторе $p_{ак}$ осуществляется с помощью изменения начала активного хода плунжера ТНВД и регулятора давления.

Характеристическая карта (рис. 4), полученная для ТА дизеля 4ДТНА, показывает, что с помощью данного электромагнитного регулятора получить максимальную величину давления в топливном аккумуляторе 120 МПа возможно только при максимальной производительности ТНВД ($h_p = 14$ мм). Очевидно, что если требуется задать $p_{ак} < 60$ МПа, целесообразно снизить производительность и, как следствие, уменьшить затраты мощности на

привод ТНВД путем изменения величины h_p положения рейки насоса.

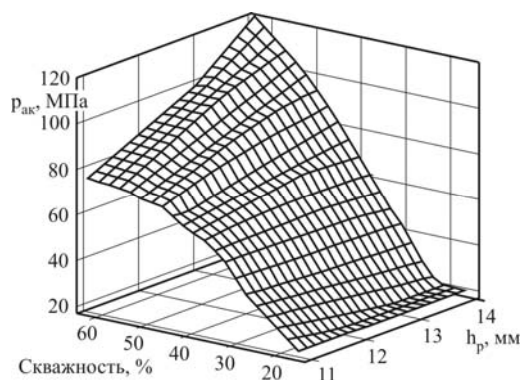


Рис. 4. Характеристическая карта ТНВД дизеля 4ДТНА: h_p – положение рейки насоса; скважность – относительная длительность сигнала, подаваемого на электромагнит регулятора давления $p_{ак}$

Выводы

В работе получены рекомендации по выбору конструктивной схемы топливного насоса высокого давления для аккумуляторной топливной системы, а также его основных конструктивных параметров, которыми являются диаметр и ход плунжера. На основании проведенных расчетов определена целесообразность использования для работы четырехтактного высокооборотного дизеля трех нагнетательных секций диаметром 8 мм и максимальным ходом 5 мм, обеспечиваемым эксцентриковой шайбой. Учитывая особенности компоновки элементов топливной аппаратуры на двигателе и технологическую базу отечественного производства, выбрана рядная компоновка ТНВД.

Предложен метод регулирования давления топлива в аккумуляторе, состоящий из установки в аккумулятор регулятора давления топлива и оснащения ТНВД устройством, изменяющим активный ход плунжеров.

Расчетно-экспериментальным методом определено, что при объеме топливного аккумулятора $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ колебания давления в нем не превышают 6 МПа при максимально достигнутом давлении 120 МПа. Исследуемый топливный насос на режиме пуска обеспечивает за 1,84 с установление уровня давления 20 МПа.

Литература

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
2. Фонов В.В. Компоненты перспективных топливных систем аккумуляторного типа с электронным управлением для транспортных дизелей: автореф. дисс... на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.04.02 «Тепловые двигатели» / В.В. Фонов. – М., 2004. – 18 с.
3. Jorach R. The upcoming generation of common rail injection systems for large bore engines from L'ORANGE GMBH. Design, Application, Performance and Emissions Of Modern Internal Combustion Engine Systems and Components / R. Jorach, H. Ressel, W. Scheibe, R. Prillwitz, L. Bakaj // ICE. – ASME. – 2002. – Vol. 39. – P. 17–27.
4. Врублевский А.Н. Научные основы создания аккумуляторной топливной системы для быстроходного дизеля: моногр. / А.Н. Врублевский. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – 216 с.
5. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.

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

Статья поступила в редакцию 3 июня 2011 г.