

Разработка устройства противодействия впрыску для регулировочных стенов топливной аппаратуры дизелей

Р.М. Баширов, д.т.н., профессор, **Ф.Р. Сафин**, преподаватель, **С.З. Инсафуддинов**, к.т.н., Башкирский ГАУ; **А.А. Сорокин**, к.т.н., Оренбургский ГАУ

Основные технико-экономические показатели работы автотракторных дизелей во многом определяются качеством работы их топливной аппаратуры (ТА) [1]. Поэтому в процессе эксплуатации тракторов и автомобилей особое внимание уделяется диагностированию и регулировке ТА.

Качество регулировки ТА определяется используемыми при этом регулировочными стендами. Основным недостатком ныне применяемых регулировочных стенов – впрыск производится в среду с атмосферным давлением, тогда как на двигателе – в цилиндр с высоким, причём возрастающим по мере впрыска, давлением газов. Из-за этого несоответствия при установке ТА на двигатель цикловая подача топлива уменьшается. С учётом этого на стенде ТА регулируют на подачу, увеличенную на 10–25%. Однако это в полной мере проблему всё же не решает. Возникшая ситуация объясняется тем, что из-за гидравлической неидентичности секций ТА рассматриваемое снижение цикловой подачи оказывается неодинаковым по цилиндрам двигателя и обуславливает существенное возрастание неравномерности топливоподачи, и, как следствие, затрудняет достижение должных технико-экономических показателей работы двигателя.

Цель исследования – приближение условий работы ТА на стенде к таковым на двигателе.

Материалы и методы исследования. Для создания при регулировке ТА таких же условий работы, что и при работе её в дизелях стали разрабатывать специальные устройства.

Наиболее простыми по конструкции оказались те, в которых противодействие впрыску создаётся самим впрыскиваемым топливом.

Камера впрыска таких устройств выполняется в виде заполненного топливом замкнутого объёма (аккумулятора), спроектированного в оптимальном случае так, чтобы давление в нём в процессе впрыска менялось так же, как и в цилиндре двигателя.

Результаты исследований. В общем случае аккумулятор выполняется в виде поршенькового пружинного. Схема его работы показана на рисунке 1.

У такого аккумулятора в камере впрыска всегда будет какой-то объём топлива, причём возрастающий по мере впрыска (поступления в неё) топлива. В этой связи поршеньковый аккумулятор может считаться комбинированным гидромеханическим. Закономерность изменения давления в нём определяется жёсткостью механической пружины и

объёмом находящегося в нём топлива (жёсткостью гидравлической пружины).

Качество работы рассматриваемого аккумулятора может оцениваться, как и всех других аккумуляторов, его жёсткостью:

$$C_{ак} = \frac{\Delta p}{\Delta V}, \quad (1)$$

где ΔV – количество поступившего топлива;
 Δp – нарастание давления в аккумуляторе.

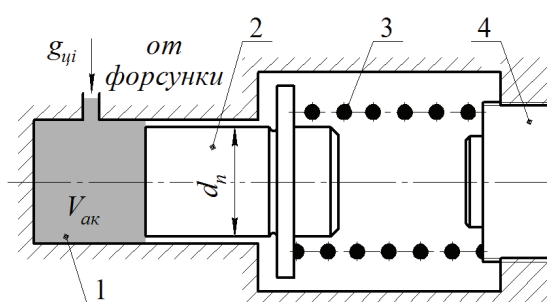


Рис. 1 – Схема комбинированного гидромеханического аккумулятора:

1 – камера впрыска; 2 – поршень противодействия; 3 – механическая пружина; 4 – регулировочный винт предварительного натяга пружины; d_n – диаметр поршня противодействия; $V_{ак}$ – начальный объём камеры впрыска (гидравлического аккумулятора); $g_{цп}$ – текущее значение объёма топлива, поступающего в камеру впрыска

Текущую жёсткость аккумулятора можно определять по предлагаемому выражению, учитывающему возрастание объёма топлива в нём:

$$C_{акi} = \frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m} + \beta \cdot \left(V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_i}{16 \cdot c_m} \right)}, \quad (2)$$

где β – коэффициент сжимаемости топлива;
 c_m – жёсткость механической пружины;
 Δp_i – текущее значение повышения давления топлива.

В этом выражении второй член суммы внутри скобки представляет величину увеличения объёма гидравлического аккумулятора за счёт перемещения поршня противодействия (топливом, поступающим в камеру впрыска).

На основе этого выражения можно найти жёсткости простейших аккумуляторов:

– чисто гидравлического (при $c_m = \infty$):

$$C_{ак} = \frac{1}{\beta \cdot V_{ак}}, \quad (3)$$

– чисто механического (при $V_{ак} = 0$ и пренебрежении объёмом топлива, поступающего в аккумулятор):

$$C_{ак} = \frac{16 \cdot c_m}{\pi^2 \cdot d_n^4} \quad (4)$$

При механическом аккумуляторе выполнить камеру впрыска с изначально пренебрежимо малым объёмом практически невозможно. К тому же в процессе впрыска объём топлива в нём возрастает за счёт впрыснутого топлива. В этой связи аккумулятор не может быть чисто механическим.

Из выражения (2) следует, что с увеличением объёма камеры впрыска $V_{ак}$ жёсткость аккумулятора снижается. Увеличить её можно повышением жёсткости механической пружины. Однако при чрезмерном увеличении жёсткости пружины механический аккумулятор вообще работать не будет.

В этой связи интерес представляет определение минимально и максимально возможных объёмов гидравлического аккумулятора.

Б.Н. Файнлейб считает, что при использовании камеры впрыска с достаточно малым объёмом в случае, если давление не превышает 6 МПа, можно сжимаемостью топлива пренебречь [2]. Однако понятие «достаточно малый объём», на наш взгляд, нуждается в уточнении.

Минимально возможный объём гидравлического аккумулятора определяется конструктивными особенностями — количеством устанавливаемых форсунок, их расположением и габаритными размерами носка распылителя и др.

Форсунки могут устанавливаться как крестообразно (звездообразно), так и рядно. При крестообразной установке одна камера впрыска обслуживает все форсунки и исключаются каналы, соединяющие камеры впрыска отдельных форсунок. Благодаря этому достигается минимальный объём камеры впрыска.

Внутренний объём аккумулятора (топлива, помещающегося в нём) при, например, четырёх форсунках составил $V_{ак.мин} = 1536 \text{ мм}^3$. При шести форсунках этот объём возрастает до $V_{ак.мин} = 2254 \text{ мм}^3$.

При конструировании устройства выявились и неучтённые выше дополнительные объёмы — канала, связывающего линию слива с камерой впрыска (164 мм^3), между торцами дополнительно установленных узлов (механического аккумулятора, перепускного клапана и датчика давления) и камеры впрыска (1005 мм^3).

При учёте этих дополнительных объёмов суммарный начальный объём топлива гидравлического аккумулятора будет 2705 мм^3 . Это и является минимально возможным объёмом аккумулятора.

В этом объёме может аккумулироваться (за счёт сжимаемости) топливо объёмом

$$\Delta V_c = \beta \cdot V_{ак.мин} \cdot p_i, \quad (5)$$

где β — коэффициент сжимаемости топлива;

p_i — текущая величина давления.

Как известно, коэффициент сжимаемости топлива зависит от давления [1]

$$\beta = (90 - 0,5 \cdot p_i) \cdot 10^{-5}. \quad (6)$$

В выполненных двигателях, в частности в дизеле Д-144, давление в цилиндре p_i в конце впрыска приблизительно равно $p_i = 7 \text{ МПа}$ [3].

При таком давлении коэффициент сжимаемости топлива составит $\beta = 86,5 \cdot 10^{-5} \text{ МПа}^{-1}$, а объём аккумулированного топлива будет $\Delta V_c = 16,4 \text{ мм}^3$.

В тракторных дизелях цикловые подачи находятся в пределах $50\text{--}170 \text{ мм}^3$. У рассматриваемого двигателя, например, она равна (впрыскивается в цилиндр двигателя) 51 мм^3 . Получается, что вычисленный объём аккумулированного топлива составляет 32% от цикловой подачи.

Отсюда следует, что гидравлический аккумулятор (камера впрыска) даже при минимальном объёме за счёт аккумулирования цикловой подачи будет существенно влиять на характер нарастания давления и должен учитываться при анализе его работы и расчётах.

Объём аккумулятора будет максимальным в случае применения чисто гидравлического аккумулятора. Его можно определить по величине нарастания давления газов в процессе впрыска топлива. У дизеля Д-144 она равна 5 МПа. В соответствии с этим, если учесть, что вся цикловая подача будет аккумулироваться топливом аккумулятора, максимальный его объём по выражению (5) должен составить $V_{ак.макс} = 11792 \text{ мм}^3$.

Таким образом, у устройства противодействия впрыску в случае ТА дизеля Д-144 объём гидравлического аккумулятора будет находиться внутри пределов $2,71\text{--}11,79 \text{ см}^3$.

Конкретные значения объёма гидравлического аккумулятора и жёсткости пружины механического аккумулятора могут определяться с учётом объёма цикловой подачи топлива по приведённому выражению (2). За исходные данные при этом следует принимать индикаторную диаграмму двигателя (рис. 2) и закон топливоподачи.

Для упрощения расчётов индикаторную диаграмму можно представить в виде линеаризованных участков 0—1 и 1—2, а закон топливоподачи считать линейным (т.е. предполагать, что топливо впрыскивается с постоянной скоростью).

Необходимое давление в камере впрыска к моменту начала впрыска p_0 можно создать за счёт устройства остаточного давления.

В реальных условиях работы двигателя первая порция топлива поступает в период задержки самовоспламенения (до точки 1), а вторая — в период интенсивного горения топлива (после точки 1).

Для приближения условий впрыска топлива в регулировочном стенде ТА и в двигателе можно применить схему работы аккумулятора, при котором в первом периоде (в зоне 0—1) будет работать чисто гидравлический аккумулятор, а во втором (в зоне 1—2) в работу включится пружинный аккумулятор. Однако это усложнит конструкцию устройства, в

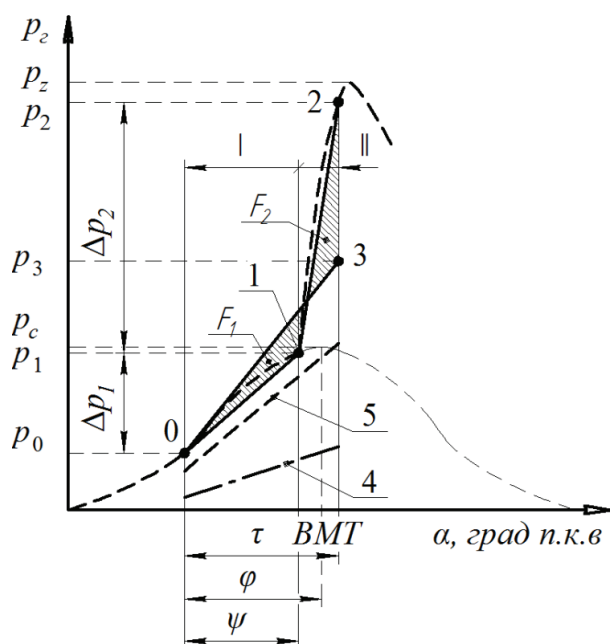


Рис. 2 – Индикаторная диаграмма двигателя (штриховые линии) и её линейаризованные участки (сплошные):

p_c и p_2 – давление газов в цилиндре в конце их сжатия и максимальное; p_0 и p_2 – давление в камере впрыска в моменты начала и конца впрыска топлива; p_1 – давление начала ощутимого возрастания давления в цилиндре после самовоспламенения топлива; Δp_1 и Δp_2 – нарастания давления газов, соответствующие первому и второму периодам процесса сгорания; φ и τ и ψ – опережение и продолжительность впрыска и период задержки самовоспламенения топлива; $ВМТ$ – верхняя мёртвая точка поршня двигателя; 4 и 5 – рабочие характеристики (по давлению) гидравлической и механической пружин; 0-3 – упрощённая усреднённая рабочая характеристика (по давлению); F_1 и F_2 – условные площади

связи с тем, что для каждого двигателя придётся подбирать объём гидравлического аккумулятора и жёсткость пружины механического.

Более простая конструкция устройства получится в случае параллельной работы гидравлического и механического аккумуляторов. Такой аккумулятор можно рассчитывать, ориентируясь на упрощённую усреднённую линию 0–3 индикаторной диаграммы, проведённую так, чтобы обеспечивалось равенство площадей $F_1 = F_2$.

При этом гидравлический аккумулятор должен иметь минимально возможный объём, а механический – для каждого двигателя свои сменные пружины.

Подбор жёсткости пружины механического аккумулятора был произведён на примере того же двигателя Д-144 (табл.). Давление в точках 0 и 3 (рис. 2) у этого двигателя равно 2,0 МПа и

Расчётные данные по пружине механического аккумулятора

Параметр	Значение
Материал	Б-2-1,5
Наружный диаметр, мм	14,0
Диаметр проволоки, мм	1,5
Число рабочих витков	2,0
Полное число витков	3,5
Рабочий ход, мм	3,45
Длина пружины в свободном состоянии, мм	10,54
Длина пружины при предварительной деформации, мм	8,56
Длина пружины при рабочей деформации, мм	5,11
Масса пружины, кг	0,002
Жёсткость пружины, Н/мм	12,72

5,5 МПа. При использовании выражений (1) и (2) жёсткость пружины составит $c_m = 12,96$ Н/мм. С помощью программы «Kompas-Spring» акционерного предприятия АСКОН по этой жёсткости была подобрана пружина сжатия.

Эксперименты показали, что при устройстве противодействия впрыску с комбинированным гидравлическим (объёмом 2,71 мм³) и механическим (с жёсткостью пружины 12,72 Н/мм) аккумуляторами в камере впрыска действительно обеспечивается упрощённый усреднённый линейаризованный участок индикаторной диаграммы.

При регулировках величина цикловой подачи контролировалась по давлению в камере впрыска аккумулятора, используя ЭВМ и электронный блок, работающий по предложенной нами программе [4].

Выводы. Основной недостаток ныне применяемых регулировочных стенов топливной аппаратуры дизелей, заключающийся в том, что условия регулировки не соответствуют таковым при работе на двигателе, может быть устранён введением противодействия впрыску топлива.

Предложено простейшее устройство противодействия впрыску с комбинированным гидромеханическим аккумулятором. Использование предложенного устройства поможет модернизировать все ныне применяемые регулировочные стеноды топливной аппаратуры дизелей.

Литература

1. Баширов Р.М. Топливные системы автотракторных и комбайновых дизелей, конструктивные особенности и показатели работы. Уфа: Издательство БГАУ, 2004. 232 с.
2. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Л.: Машиностроение, 1990. 352 с.
3. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчёт автотракторных двигателей. М.: Колос, 1992. 414 с.
4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014611323 от 30.01.2014 г. Диагностика топливных систем дизелей при впрыске в среду с противодействием / Инсафуддинов С.З., Сафин Ф.Р., Гайсин Э.М., Давлетов А.Ф.