

Транспортное и энергетическое машиностроение



ГРИШИН

Юрий Аркадьевич
доктор технических наук,
профессор кафедры
«Поршневые двигатели»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

УДК 621.436.052

Анализ динамического наддува и повышение экономичности дизелей

Ю.А. Гришин

В результате проведения расчетно-экспериментальных исследований явления динамического наддува четырехтактных поршневых двигателей и соответствующих моторных испытаний показана возможность не только их форсирования по мощности, но и снижения удельного эффективного расхода топлива.

Ключевые слова: поршневой двигатель; динамический наддув; коэффициент наполнения; мощность; экономичность.

As a result of the carried out calculations and experimental investigations of the inertia supercharging phenomenon for four-cycle reciprocating motors and corresponding motor tests there has been demonstrated a possibility to augment the engine's power and to decrease the specific effective fuel consumption.

Keywords: reciprocating motor, inertia supercharging, delivery ratio, power, cost-effectiveness.

Улучшение показателей качества газообмена поршневых двигателей, в частности, повышение коэффициента наполнения η , путем специальной организации волновых явлений в трубопроводах называется динамическим наддувом (ДН). Принцип ДН состоит в следующем. При открытии органов впуска, т. е. клапанов или окон, вследствие всасывания свежего заряда в цилиндр во впускном канале на входе в цилиндр генерируется волна разрежения. Распространяясь по отдельному для каждого цилиндра впускному трубопроводу и дойдя до его начала, волна разрежения отражается волной сжатия. Задача

конструктора состоит в подборе таких геометрических параметров трубы, в первую очередь длины, чтобы отраженная волна подошла к закрывающемуся органу впуска ближе к моменту его закрытия, производя таким образом интенсификацию процесса впуска [1—5]. ДН позволяет не только увеличить η_v (и, следовательно, мощность двигателя), что известно уже давно, но и снизить удельный эффективный расход топлива g_e . Экспериментальный факт улучшения топливной экономичности отмечен в работах [6, 7]. Очевидно, это требует физического обоснования.

Объектом исследований в данной работе являлся двигатель Д-120 (2Ч10,5/12) производства ОАО «Владимирский моторно-тракторный завод» (ВМТЗ). В экспериментах с ДН исследовалось влияние на коэффициент наполнения геометрии впускных труб, а именно их длины L и диаметра d проходного сечения при частоте вращения $n = 1\,800$ об/мин. Минимальная длина получается при отсутствии труб. В этом случае впускные каналы длиной $L = 0,08$ м в головках двигателя были соединены непосредственно с гасящим колебания ресивером объемом 200 л с расходомером на входе.

Соответствующие численные расчеты проводились методом характеристик с плавающей сеткой как наиболее точного [8]. При этом использовались также продувочные характеристики клапанов, а для рабочего цикла в цилиндре — однозонная термодинамическая модель [9] и программный комплекс «Дизель РК» [10]. Рассматривались трубы диаметром d проходных сечений 32, 36, 40, 42 и 44 мм и длиной L до 1,9 м. Соответствующие графики $\eta_v = f(L)$ приведены на рис. 1. Как и экспериментальные кривые, представленные в работах [2—6], они показывают с увеличением L постепенное нарастание от исходного η_v , затем снижение. На этот фон накладывается «модуляция более высокой частоты», в результате имеет место чередование локальных максимумов и минимумов η_v . При всех исследованных диаметрах d отмечаются два достаточно близко расположенных самых больших $\eta_{v\max}$, между которыми существует значительная впадина.

Наиболее высокие значения коэффициента наполнения для рассматриваемого дизеля получились при L , равных примерно 1,3 и 1,70 м, для $\eta_v \approx 0,96$. Расчеты показали также, что при $d = 40, 42$ и 44 мм получаются близкие результаты, увеличение $d > 44$ мм приводит к снижению η_v . Заметное снижение наполнения отмечается и при $d < 36$ мм.

Со стандартными трубами с внутренним диаметром $d = 36$ и 42 мм в диапазоне изменения L до 1,9 м были проведены экспериментальные исследования. Соответствующие результаты по η_v , в частности, при $d = 42$ мм, приведенные на рис. 2, показывают хорошее согласование с расчетами. Максимальные $\eta_v \approx 0,97$ получены на $L = 1,2$ и 1,6 м при $d = 36$ мм и на $L = 1,26$ и 1,7 м при $d = 42$ мм. Как и в расчетах, отмеченные $\eta_{v\max}$ разделены впадиной, т. е. имеется локальный минимум η_v на длине $L \approx 1,4$ м. Поскольку два практически равных $\eta_{v\max}$ получены на существенно различных L , для реального применения на двигателях, очевидно, целесообразно выбирать меньшую, так называемую первую длину настройки.

Для анализа явления ДН важным является осциллографирование колебаний давления в трубах перед впускным клапаном, представ-

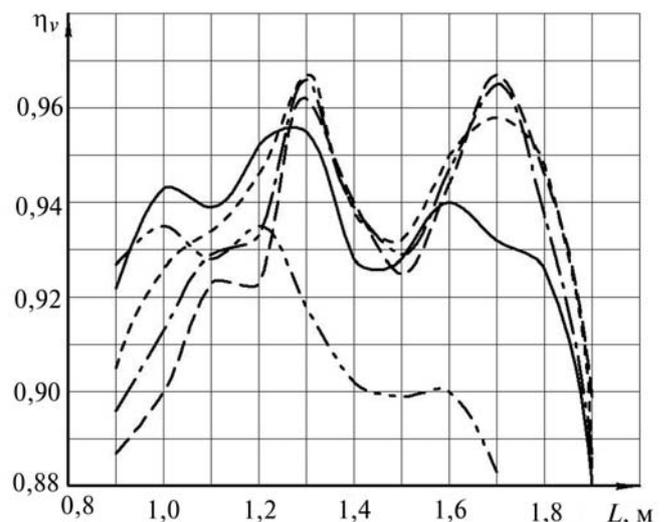


Рис. 1. Влияние геометрии впускных труб на коэффициент наполнения η_v при $n = 1\,800$ об/мин: результаты расчетов — $d = 32$ мм; — $d = 36$ мм; - - - $d = 40$ мм; - · - · $d = 42$ мм; - - - - $d = 44$ мм

ленное в работах [4, 5]. На осциллограммах весь цикл 720° УПКВ можно представить состоящим из двух частей. Первая, $\Delta\varphi_{\text{в}}$ — это область вынуждающего воздействия, когда клапан открыт и где накладываются три процесса: всасывающее действие поршня, приход отраженной волны сжатия и свободные затухающие колебания, которые были бы записаны, если бы клапан не открылся. Вторая, $\Delta\varphi_{\text{к}}$ — это область свободных затухающих (остаточных) колебаний, когда клапан закрыт. Было показано, что в основе ДН лежат не резонансные явления и дозарядка цилиндра, а особенности взаимодействия остаточных колебаний с началом всасывания. Так при всех L , обеспечивающих локальные $\eta_{\text{v max}}$, на осциллограммах, в том числе и полученных другими авторами [2, 3], отмечается наличие z целых и еще $1/4$ периода остаточных колебаний. В результате перед открытием клапана в трубе имеется положительная полуволна давления. Это уменьшает заброс отработавших газов во впускной трубопровод и, самое главное, получается фазовое соответствие заднего фронта последней волны свободных колебаний и начала всасывающего действия поршня. Согласованное сложение этих двух факторов образует наиболее мощную волну разрежения, которая подходит к открытому концу трубы и отражается назад волной сжа-

тия, значительно улучшающей наполнение. Таким образом отмеченное условие по числу периодов $z + 0,25$ и создает периодически повторяющийся с увеличением L эффект динамической форсировки двигателя. Этот анализ позволил предложить формулу [4, 5] для оценки длины труб при настройке локальные $\eta_{\text{v max}}$, многократно проверенную для большого числа двигателей:

$$L_{\eta_{\text{v max}}} = \frac{a}{2n \sqrt{\left[\frac{720(z + 0,25)}{540 - 0,5\Delta\varphi_3} \right]^2 + \left[0,22 \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right]^2}}, \quad (1)$$

где a — скорость звука; D — диаметр цилиндра.

Два наибольших максимума ($\eta_{\text{v max max}}$) получаются при $z = 2$ и 3 , и лучший вариант для практического применения — когда $z = 3$ (труба короче).

Использование индивидуальных впускных труб позволяет решить еще одну важную практическую задачу — повышение топливной экономичности двигателя. Из результатов исследований (рис. 3), проведенных в ЦНИДИ [6] видно, что в среднем расход топлива с увеличением L от 0 постепенно снижается до зоны максимальной форсировки динамическим наддувом, за тем нарастает. Кривая $g_e = f(L)$, имея волнообразный характер, в области практически реальных длин трубопроводов своими экстремумами совпадает по фазе с $\eta_{\text{v}} = f(L)$. Ха-

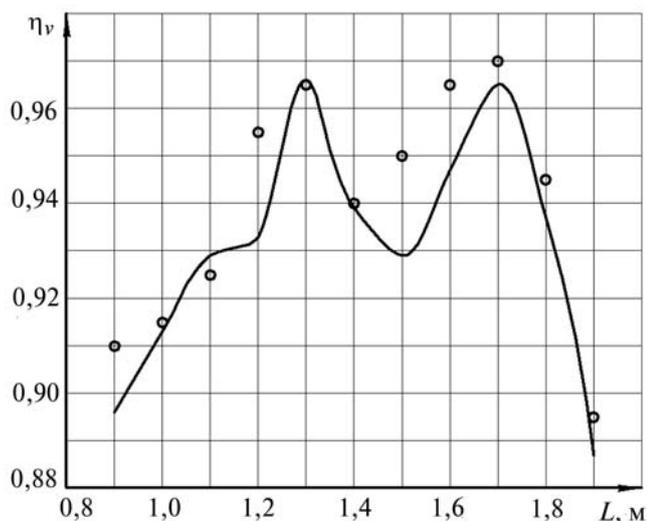


Рис. 2. Сравнение результатов расчета и эксперимента при $d = 42$ мм:

— — расчетные результаты; о — результаты

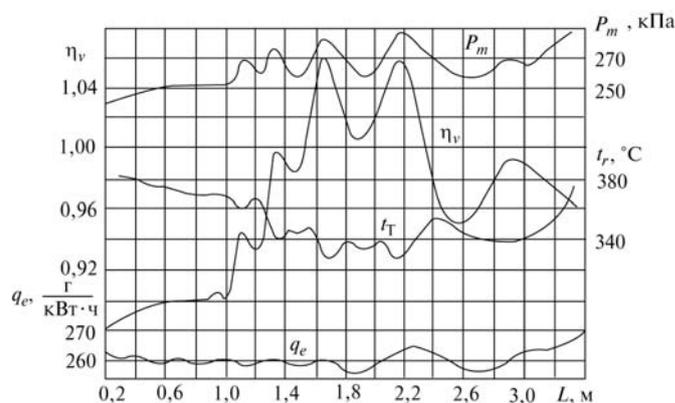


Рис. 3. Влияние длины впускной трубы на коэффициент наполнения η_{v} , удельный эффективный расход топлива g_e , температуру выпускных газов t_r и среднее давление трения $p_{\text{тр}}$ в дизеле 1С 8,5/11 при $n = 1500$ об/мин, $p_c = 0,673$

рактенно, что главный $g_{e \min}$ находится между двумя главными $\eta_{v \max}$, если смотреть по аргументу L . Таким образом, настройка на максимальную экономичность должна соответствовать условию по числу периодов свободных колебаний $(3,25 + 2,25)/2 = 2,75$. Тогда для расчета длины соответствующих впускных труб будем иметь [7]:

$$L_{g_{e \min}} = \frac{a}{2n \sqrt{\left[\frac{720 \cdot 2,75}{540 - 0,5 \Delta \varphi_3} \right]^2 + \left[0,22 \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right]^2}}. \quad (2)$$

Эксперименты с такой длиной (для Д-120 $L = 1,4$ м) показали следующее. С точки зрения η_v эта длина не является одной из самых благоприятных. Последняя полуволна свободных колебаний по фазе окончания как раз оказывается противоположной всасывающему действию поршня и интенсивность отраженной волны сжатия уменьшается, что приводит к некоторому снижению η_v по сравнению с $\eta_{v \max}$. Однако при этом затраты на газообмен будут ниже, чем при $L = 1,26$ м. Это подтверждается экспериментами ЦНИДИ (см. рис. 3), в которых показано, что в этот момент кривая среднего давления механических потерь p_m вследствие снижения затрат на насосные хода имеет локальный минимум.

Причиной всему этому является согласование по фазе «старого» колебательного процесса и «новых» свободных колебаний. Таким образом на каждом из циклов работы двигателя затраты на организацию «нового» колебательно-го процесса будут минимальными, что и обеспечивает $g_{e \min}$.

Учитывая, что «старые» и «новые» свободные колебания при настройке на экономичность практически совпадают по фазе, и на всем цикле в 720° УПКВ в этом случае условно размещаются примерно четыре полных периода свободных колебаний. Вместо формулы (2) можно получить и более простую формулу:

$$L_{g_{e \min}} \approx \frac{a}{2n \sqrt{16 + 0,05(D/d)^4}}. \quad (3)$$

Получение выражений (1)–(3) для расчета длины настроенных впускных труб имеет важное практическое значение. Что же касается определения конкретных значений увеличения мощности или экономичности при ДН, то необходимо использовать специальный расчетный комплекс, куда кроме МХПС или других численных методов газовой динамики должны входить модели высокого уровня, описывающие реальные особенности рабочего процесса и теплообмена в цилиндрах и системе выпуска. Однако определенные результаты можно получить и аналитическим путем, если кроме коэффициентов наполнения иметь данные по затратам на насосные хода.

Поскольку в экспериментах на первой длине настройки при $d = 42$ мм, $L = 1,26$ м (вар. 1) и $d = 36$ мм, $L = 1,2$ м (вар. 2) были получены близкие результаты по η_v , встал вопрос практического выбора варианта. И на следующем этапе с помощью индицирования периода газообмена были записаны соответствующие кривые изменения давления. Для сравнения были проиндицированы также вар. 3 с $d = 42$ мм, $L = 1,4$ м (локальный минимум η_v) и при всасывании непосредственно из атмосферы (вар. 0). Индицирование показало значительные отличия по затратам на газообмен. Среднее давление насосных ходов $p_{\text{нх1}}$ в вар. 1 оказалось на 61% больше, чем в исходном. Обозначим $k_{\text{н1}} = p_{\text{нх1}} / p_{\text{нх0}} = 1,61$; для вар. 2. $k_{\text{н2}} = p_{\text{нх2}} / p_{\text{нх0}} = 1,78$. Как и следовало ожидать прирост затрат на газообмен в вар. 3 оказался наименьшим: $k_{\text{н3}} = p_{\text{нх3}} / p_{\text{нх0}} = 1,28$.

Для аналитической оценки форсирования воспользуемся формулой

$$Ne = \frac{H_u}{\alpha l_0} \frac{i V_h n}{30 \tau} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m, \quad (4)$$

где применяются общепринятые обозначения [9].

При форсировании двигателя с помощью ДН большее количество заряда, попавшего в цилиндр, позволяет увеличить цикловую подачу топлива. Коэффициент избытка воздуха α поддерживается постоянным, например, на пределе дымления. Тогда можно принять допущение о постоянстве индикаторного КПД η_i как функции α . В результате возможности форсирования будут определяться соотношением значений комплекса $\eta_v \eta_m$.

Для соответствующих приростов коэффициента наполнения в рассмотренных вариантах обозначим:

$$k_{v1} = \eta_{v1} / \eta_{v0} = k_{v2} = \eta_{v2} / \eta_{v0} = 0,97 / 0,82 = 1,183;$$

$$k_{v3} = \eta_{v3} / \eta_{v0} = 0,94 / 0,82 = 1,146.$$

Механический КПД $\eta_m = N_e / N_i = p_e / p_i = (p_i - p_{н.х} - p_{т}) / p_i$ отражает работу механических потерь, складывающуюся из работы насосных ходов, оцениваемой соответствующим $p_{н.х}$, и из работ трения движущихся деталей и привода агрегатов, которые в сумме оцениваются средним давлением трения $p_{т}$. Предварительный термодинамический расчет базового, дизеля без ДН, проведенный с помощью программного комплекса «Дизель РК» [10], дал следующие результаты: $p_{i0} = 0,800$ МПа, $p_{н.х0} = 0,0269$ МПа, $p_{т0} = 0,1593$ МПа. При ДН, очевидно, $p_i = k_v p_{i0}$; и, поскольку число оборотов остается постоянным, $p_{т} = p_{т0}$. Теперь для оценки возможности форсирования дизеля с помощью ДН можно записать

$$\frac{N_e}{N_{e0}} = \frac{\eta_v}{\eta_{v0}} \frac{\eta_m}{\eta_{m0}} =$$

$$= k_v \frac{p_i - p_{н.х} - p_{т0}}{p_i} \frac{p_{i0}}{p_{i0} - p_{н.х0} - p_{т0}} = \quad (5)$$

$$= \frac{k_v p_{i0} - k_n p_{н.х0} - p_{т0}}{p_{i0} - p_{н.х0} - p_{т0}}.$$

Подставляя соответствующие значения для вар. 1, получим:

$$\frac{N_{e1}}{N_{e0}} = \frac{1,18 \cdot 0,800 - 1,61 \cdot 0,027 - 0,159}{0,800 - 0,027 - 0,159} = 1,21.$$

Аналогично получилось: $N_{e2} / N_{e0} = 1,20$; $N_{e3} / N_{e0} = 1,18$. Последующие моторные испытания показали близкие результаты. Наибольший прирост N_e был отмечен в вар. 1 — 20 %; в вар. 2, как и в расчетных оценках, несколько меньше — 19 %. Наименьшее увеличение N_e отмечено в вар. 3 — 16 %.

Подобный анализ позволяет оценить и изменение топливной экономичности при ДН. Поскольку [9]

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e H_u} = \frac{3600}{\eta_i \eta_m H_u}$$

и $\eta_i = \eta_{i0}$, то, учитывая (5), можно записать

$$\frac{g_{e0}}{g_e} = \frac{\eta_m}{\eta_{m0}} = \frac{N_e}{k_v N_{e0}}. \quad (6)$$

Для соответствующих вариантов получилось: $g_{e0} / g_{e1} = 1,025$; $g_{e0} / g_{e2} = 1,018$; $g_{e0} / g_{e3} = 1,030$. В экспериментах с замерами расхода топлива, как и при оценке форсирования по мощности, также были получены близкие результаты. Для вар. 1 снижение g_e по сравнению с ненастроенной впускной системой составило около 5 г/кВт·ч, или ≈ 2 %. Вариант 2 с $d = 36$ мм показал наихудший результат (2 г/кВт·ч) и не был рекомендован для практического использования. Наибольшее снижение расхода 10 г/кВт·ч (≈ 4 %) получилось в третьем случае, т. е. пришлось на седловину между двумя основными всплесками η_v , когда $L = 1,4$ м и число периодов свободных колебаний $z = 2,75$.

С использованием данных, приведенных в работе ЦНИДИ [6] также была выполнена оценка изменения удельного эффективного расхода топлива с применением ДН на дизеле 1Ч8,5/11 при $n = 1500$ об/мин. Расчеты показали, что при настройке на первый основной пик η_v (длина впускного трубопровода 1,65 м, (см. рис. 3) снижение g_e составило 1,6 %, что соответствует эксперименту. Если же приме-

нялся трубопровод 1,9 м, соответствующий на графике $\eta_v = \eta_v(L)$ впадину между двумя основными пиками η_v , снижение g_e достигло максимума и составило 3 %, в эксперименте 3,6 %. Это заметный выигрыш в экономичности по абсолютной величине — 9 г/кВт·ч.

Таким образом, в данной работе показаны реальные возможности и принципиальное физическое отличие настройки впуска четырехтактных двигателей на режимы форсирования по мощности и снижения расхода топлива.

Литература

1. Рудой Б.П. Теория газообмена ДВС. Уфа: Изд-во УАИ, 1978. 109 с.
2. Чер Дюла. Влияние впускного тракта на рабочие показатели дизелей с непосредственным смесеобразованием: Автореф. дисс...канд. техн. наук. М., 1968. 24 с.
3. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982. 151 с.
4. Гришин Ю.А., Клименко С.А., Круглов М.Г. Динамический наддув дизелей. Zbornik prednasok. Motor-Sympo-1984, Vysoke Tatry, 1984.
5. Гришин Ю.А. Исследование физических основ динамического наддува // Математическое моделирование и исследование процессов в ДВС. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1997. С. 116—126.
6. Семенов Б.Н., Комов А.П. Акустический наддув как средство снижения удельного эффективного расхода топлива. М.: НИИИНФОРМТЯЖ-МАШ, (4—71—13), 1972. С. 30—35.
7. Гришин Ю.А. Повышение топливной экономичности ДВС за счет динамического наддува // В сб. научн. тр. Совершенствование машин, дизелей и теплоэнергетических установок. Барнаул. Изд-во Алт ГТУ, 2000. С. 75—84.
8. Гришин Ю.А., Хазов Н.В. Использование метода характеристик при моделировании нестационарных течений в газоздушных трактах поршневых двигателей // Вестник МГТУ им.Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2009. № 3. С. 28—37.
9. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
10. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // Proc. Mechanical Engineers. Journal of Power and Energy. 2008. Vol. 222. Part A. P. 309—321.

Статья поступила в редакцию 04.10.2011