

Исследование влияния цикловой подачи топлива на режим пуска малоразмерного дизельного двигателя Ч8,5/11

к.т.н. доц. Дадилов А.С.

МАДИ, Махачкалинский филиал
(965) 486- 95- 98, aydemir84@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрена возможность улучшения пусковых характеристик малоразмерного дизельного двигателя типа Ч8,5/11 путем замены вихревой камеры сгорания на камеру сгорания в поршне. Представлены формулы для определения оптимальной величины цикловой подачи топлива в режиме пуска дизеля, расчет испарения топлива в режиме пуска в объеме и со стенки цилиндрической камеры сгорания. Представлены некоторые результаты экспериментальных исследований влияния цикловой подачи топлива на продолжительность пуска малоразмерного дизеля.

Ключевые слова: малоразмерный дизельный двигатель, цикловая подача топлива, пусковые качества, цилиндрическая камера сгорания.

Малоразмерные дизельные двигатели типа Ч8,5/11, выпускаемые Каспийским ОАО «Завод Дагдизель», применяются в качестве главных двигателей для катеров, спасательных шлюпок и в качестве вспомогательных двигателей для привода различных установок – генераторов, насосов, компрессоров и т.д. Проблемы организации смесеобразования этих двигателей, связаны с конструктивными особенностями, а именно диаметром цилиндра менее 100 мм, который затрудняет размещение камеры сгорания и форсунки, впускного и выпускного клапанов, профилированных впускного и выпускного трактов, а также организации высокоэкономичного рабочего процесса в условиях недостаточного объема для развития и сгорания топливных факелов.

В настоящее время дизели типа Ч8,5/11 выпускаются с вихревой камерой сгорания. Несмотря на значительные успехи, достигнутые в совершенствовании показателей дизелей с вихревыми камерами сгорания, их недостатки, связанные с увеличенными потерями энергии на перетекание воздушного заряда, а также сравнительно высоким отношением поверхности камеры к ее объему, обуславливают пониженную экономичность и ухудшенные пусковые качества по сравнению с дизелями, имеющими однополостные камеры сгорания [1, 6, 7]. Применение вихревой камеры сгорания обуславливает затрудненный пуск двигателя и относительно высокие значения удельных расходов топлива на номинальных и долевых режимах работы, а для пуска их требуются дополнительные средства облегчения воспламенения топлива. Данное обстоятельство предопределяет целесообразность выполнения исследований по переводу дизелей с разделенными камерами сгорания на непосредственный впрыск и улучшение на этой базе их пусковых качеств.

Этот перевод оказывается особенно актуальным, для дизелей 4ЧСП8,5/11 «Каспий-30», используемых в качестве главных двигателей для спасательных шлюпок, к пусковым качествам которых предъявляются особо строгие требования, т.к. от них зависит возможность сохранения человеческих жизней при проведении спасательных операций на море. Учитывая результаты исследований, проведенных ранее на заводе «Дагдизель», в ЦНИДИ [3, 4], и опыт многих зарубежных фирм, в настоящее время проводятся комплекс исследований по эффективности использования в малоразмерном дизеле Ч8,5/11 камеры сгорания в поршне с расширенной горловиной.

Условия смесеобразования в камере сгорания при пуске значительно отличаются от условий смесеобразования при работе дизеля на номинальной мощности. При пуске холодного дизеля топливо, впрыскиваемое в камеру сгорания, имеет низкую температуру. Поэтому для нагрева капель топлива до температуры изотермического равновесного испарения требуется значительно больше времени, чем на рабочих режимах. Снижение интенсивности нагрева, испарения и ухудшение качества распыла топлива в период пуска затрудняет получение требуемой для самовоспламенения концентрации паров топлива в воздухе, для ее по-

лучения необходимо соответствующим образом подбирать величину цикловой подачи для опытного малоразмерного двигателя с цилиндрической камерой сгорания.

Одним из эффективных средств улучшения пусковых качеств малоразмерного дизеля является увеличение цикловой подачи топлива [1, 4, 5, 6]. При этом улучшаются условия смесеобразования и воспламенения топлива, что способствует сокращению продолжительности вращения коленчатого вала до момента возникновения первой вспышки и разгона дизеля до режима самостоятельной работы.

Испарение увеличенной дозы топлива приводит, с одной стороны, к повышению концентрации его паров в воздухе, с другой стороны, к дополнительному охлаждению воздушного заряда. Влияние первого фактора на процессы смесеобразования и сгорания оказывается преобладающим. Решающую роль при этом играет коэффициент избытка воздуха при сгорании.

Очень богатые смеси, так же как и очень бедные, не обеспечивают качественного протекания процесса сгорания. В этом случае дизель развивает меньший индикаторный момент и медленнее разгоняется до начала самостоятельной работы.

Таким образом, при пуске оптимальной будет топливо-воздушная смесь, обеспечивающая наибольший тепловой эффект реакции сгорания. Исходя из условия получения требуемой концентрации паров топлива в камере сгорания можно получить выражение для определения оптимальной в режиме пуска цикловой подачи топлива $g_{ц.онм}^{нyc}$ [2].

Коэффициент избытка воздуха α_u определяется по формуле:

$$\alpha_u = \frac{G_{кc}}{l_0 \cdot \Omega_u \cdot g_u}, \quad (1)$$

где: $G_{кc}$ – масса заряда воздуха в объеме камеры сгорания, охваченном топливом; l_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, кг; g_u – пусковая цикловая подача топлива, мг/цикл; Ω_u – относительное количество пусковой цикловой подачи топлива, испарившегося в режиме пуска за цикл.

$$G_{эф} = \frac{(\varepsilon - 1)p_0 \cdot V_c \cdot \xi \cdot \zeta_n \cdot \eta_v}{R \cdot T_0 \cdot \zeta_e}, \quad (2)$$

где: ε_c – геометрическая степень сжатия; p_0 и T_0 – давление и температура окружающей среды; η_v и ζ_e – коэффициенты наполнения и дозарядки при работе дизеля на номинальном режиме; $\zeta_n = G_{з.вн} / G_a$ – коэффициент дозарядки в режиме пуска; $\xi = G_c / G_a$ – коэффициент сохранения заряда; R – газовая постоянная воздуха; G_c , $G_{з.вн}$ и G_a – массы заряда воздуха при положении поршня в ВМТ в момент закрытия впускного клапана и в НМТ объеме камеры сгорания в поршне ($V_{кc}$).

С учетом формулы (2) $g_{ц.онм}^{нyc}$ равна:

$$g_{ц.онм}^{нyc} = \frac{(\varepsilon - 1)p_0 \cdot V_{кc} \cdot \zeta_n \cdot \xi \cdot \eta_v}{l_0 \cdot \Omega_u \cdot R \cdot T_0 \cdot \zeta_e \cdot \alpha_{онм}}, \text{ мг/цикл.} \quad (3)$$

Из этого выражения следует, что $g_{ц.онм}^{нyc}$ определяется количеством заряда воздуха в камере сгорания и Ω_u . Поэтому задача сводится к определению $\Omega_u = \Omega_v + \Omega_{mc}$, где Ω_v и Ω_{mc} – доли цикловой подачи топлива, испарившегося в объеме камеры сгорания и из топливного слоя, соответственно. Расчеты были выполнены при использовании методики МГТУ им. Баумана, разработанной проф. Д.Н. Вырубовым [8] для расчета испарения капель топлива в объеме, и методики ЦНИДИ, разработанной д.т.н. Б.Н. Семеновым [9] для расчета испарения топлива с топливного слоя на рабочих режимах.

Расчеты выполнялись с использованием программ Matcad и Microsoft Excel.

Аналогичный расчет с использованием методик Д.Н. Вырубова и Б.Н. Семенова для режима прогрева малоразмерного дизеля был выполнен в работе [6] М.М. Фатаховым.

При определении выражения для расчета количества испарившегося топлива в режиме

пуска в настоящей работе исходили из следующих соображений. Для малоразмерных дизелей вследствие малого диаметра цилиндра (<100 мм) трудно разместить камеру сгорания в центре поршня и форсунку вертикально по оси цилиндра. Поэтому ось камеры сгорания приходится сместить от оси поршня на 3 – 5 мм, а ось форсунки наклонить от вертикальной оси до 30 ÷ 40°.

Топливо в камеру сгорания дизеля впрыскивается за 28 ÷ 30° до прихода поршня в ВМТ с помощью распылителя РД 3×0,3×120°, имеющего три сопловых отверстия диаметром $d_c = 0,3$ мм (таблица 1). Следовательно, цикловая подача топлива, равная в режиме номинальной мощности $g_u = 25$ мг/цикл., распыливается в объеме камеры в поршне тремя топливными факелами, размещенными по окружности камеры равномерно через 120°.

Таблица 1

Характеристики распылителей

Тип	d_c , мм	i_0 , ШТ	α_1	α_2	α_3	$\mu_c f_c$
РД 3×0,3×120°	0,3	3	120°	120°	–	0,173
РД 4×0,29×110°	0,29	4	128°	70°	90°	0,226

Здесь $\mu_c f_c$ – эффективная площадь соплового отверстия.

Вследствие смещения оси камеры в поршне от оси поршня на 3 мм и выступающего из головки цилиндра на 0,7 ÷ 1,0 мм соплового наконечника распылителя от оси цилиндра на 11 мм (рисунок 1) и на 8 мм от оси камеры в поршне, топливные факелы №1, №2, №3 преодолевают неодинаковые расстояния от соплового наконечника распылителя до стенки камеры в поршне. Указанное расстояние существенно больше для топливного факела №1, но его можно принять одинаковым для топливных факелов №2 и №3.

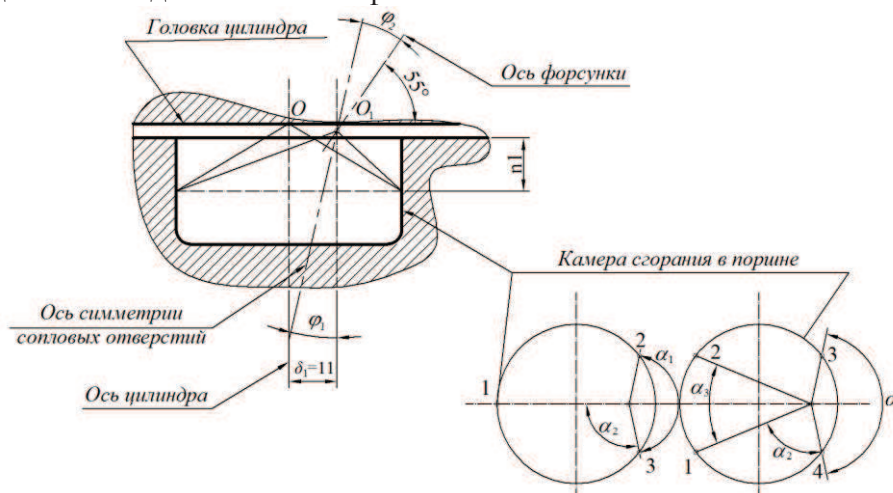


Рисунок 1. Модель ориентирования топливных факелов 3-х и 4-х дырчатых распылителей в камере сгорания в поршне дизеля 4Ч8,5/11

Выражение для расчета количества топлива, испарившегося в режиме пуска малоразмерного дизеля (Ω_u) в относительных параметрах, выраженных в долях единицы, имеет следующий вид:

$$\Omega_u = [1 - (A + 2B)] + \Omega_{тс}, \quad (4)$$

где: A – количество топлива, нанесенного на стенку камеры топливным факелом №1, после испарения части его в объеме камеры в поршне; $2B$ – количество топлива, нанесенного на стенку камеры в поршне топливными факелами №2 и №3, после испарения части их в объеме камеры в поршне; $[1 - (A + 2B)] = \Omega_v$ – количество топлива испарившегося в объеме камеры; $\Omega_{тс}$ – количество топлива, испарившегося со стенки камеры в поршне, выраженное в долях цикловой подачи топлива; g_u – цикловая подача топлива, выраженная в долях единицы.

$$A = -\frac{np}{Z_m^{np}} \int_{\frac{\sqrt{K \cdot \tau_{но.л}}}{\sqrt{1+K \cdot K_1}}}^{\infty} Z^{np-4} \left[(1 + K \cdot K_1) Z^2 - K \cdot \tau_{но.л} \right]^{1,5} \cdot e^{-(Z/Z_m)^{np}} \cdot dZ, \quad (5)$$

$$B = - \frac{n_p}{Z_m^{n_p}} \int_{\frac{\sqrt{K \cdot \tau_{нол2}}}{\sqrt{1+K \cdot K_1}}}^{\infty} Z^{n_p-4} \left[(1 + K \cdot K_1) Z^2 - K \cdot \tau_{нол2} \right]^{1,5} \cdot e^{-(Z/Z_m)^{n_p}} \cdot dZ, \quad (6)$$

$$\Omega_{m.c.} = \frac{\beta_u \cdot P_n \cdot F}{g_{ц}} \int_0^{\tau_{m.c.}} dt, \quad (7)$$

где: n_p – характеристика распределения, определяющая равномерность распыливания топлива; Z_m – константа размера, определяющая мелкость распыливания топлива; Z – текущий диаметр капли топлива; K – константа испарения; K_1 – константа подогрева; $g_{ц}$ – цикловая подача топлива; F – поверхность испарения; β_u – коэффициент массообмена; p_n – парциальное давление топлива, равное на поверхности топливного слоя давлению насыщенных паров; $\tau_{нол.}$ – время от начала впрыска элементарной части цикловой подачи топлива $\Delta g_{ц}$ через одно из трех сопловых отверстий распылителя до достижения им стенки камеры сгорания.

Суммарная объемная кривая распределения капель топлива представлена на рисунке 2.

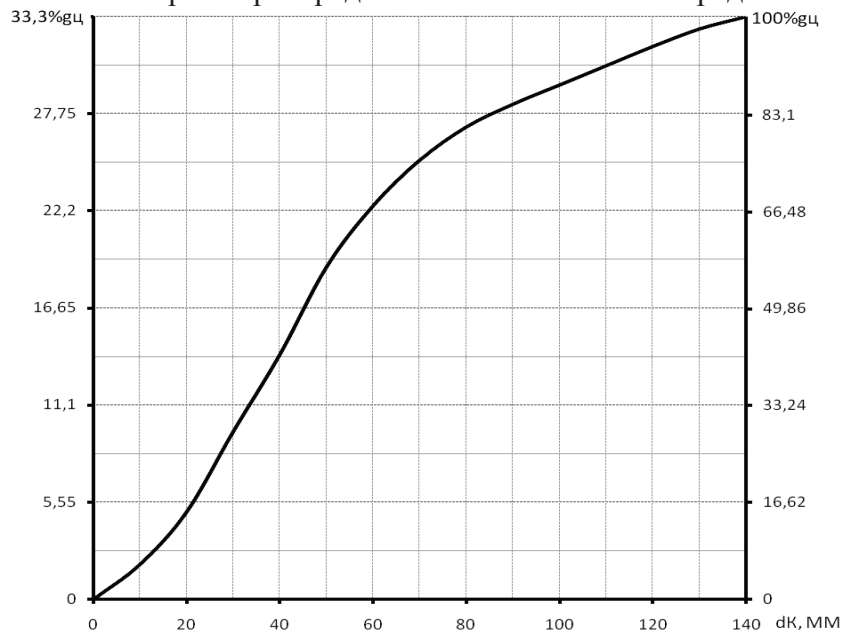


Рисунок 2. Суммарная объемная кривая распределения капель

Результаты расчета испарения последовательных порций топлива, впрыскиваемых через каждые 0,5 мс в объем, и со стенки камеры в поршне приведены на рисунке 3.

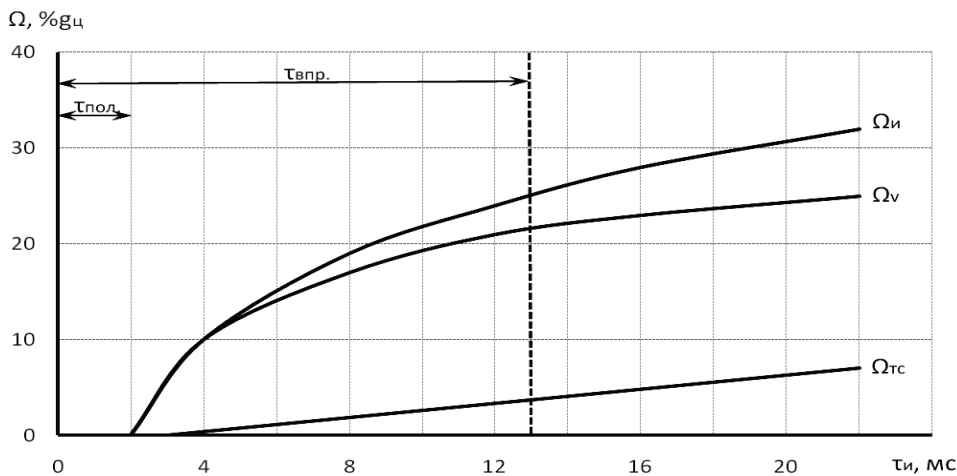


Рисунок 3. Испарение топлива в объеме и из топливной пленки на стенке в режиме пуска малоразмерного дизеля

Как показывает анализ расчетных характеристик распыливания, параметров топливных факелов и динамики испарения топлива в объеме и со стенки при пуске малоразмерного дизеля только 25% цикловой подачи топлива испаряется в объеме, а 75% наносится на стенку камеры в виде топливного слоя.

Количество топлива, испарившегося за период задержки воспламенения из топливного слоя, не превышает 7%. В результате из распыленного в камере сгорания $g_u = 25$ мг/цикл в режиме пуска испаряется только 8 мг/цикл, в том числе 6,25 мг в объеме и 1,75 мг со стенки камеры, что существенно обедняет рабочую смесь. Очень бедные смеси не способствуют улучшению процесса сгорания, так как вследствие повышения периода задержки воспламенения до 22÷24 мс воспламенение и сгорание смещаются за ВМТ и осуществляются в условиях увеличивающегося объема, понижающихся значений температуры и давления.

Таким образом, отмечаемое объемно-пленочное смесеобразование в цилиндрической камере сгорания в поршне дизеля Ч8,5/11 характеризуется: нанесением до 75% распыленного в камере сгорания топлива на ее стенку в виде топливного слоя с весьма развитой пленочной составляющей на начальном этапе; испарением 25% распыленного в камере сгорания топлива в ее объеме и только до 7% из топливного слоя на ее стенке, что свидетельствует о решающей роли объемной составляющей смесеобразования для запуска малоразмерного дизеля.

Пользуясь приведенными формулами, было произведено сравнение расчетных данных с результатами опытов.

Исследование проводилось для опытного дизеля 5Д4 (4Ч8,5/11) (рисунок 4), который отличался от серийных двигателей наличием цилиндрической камеры сгорания в поршне и впускными каналами, которые обеспечивали тангенциальную закрутку заряда воздуха на впуске. Чтобы создать завихрение заряда, в цилиндрах исследуемого дизеля были разработаны и изготовлены сварные головки цилиндров с разнесенными в разные стороны всасывающим и впускным трактами. Во впускных трактах были выполнены профилированные каналы для обеспечения закрутки заряда воздуха на всасывании.

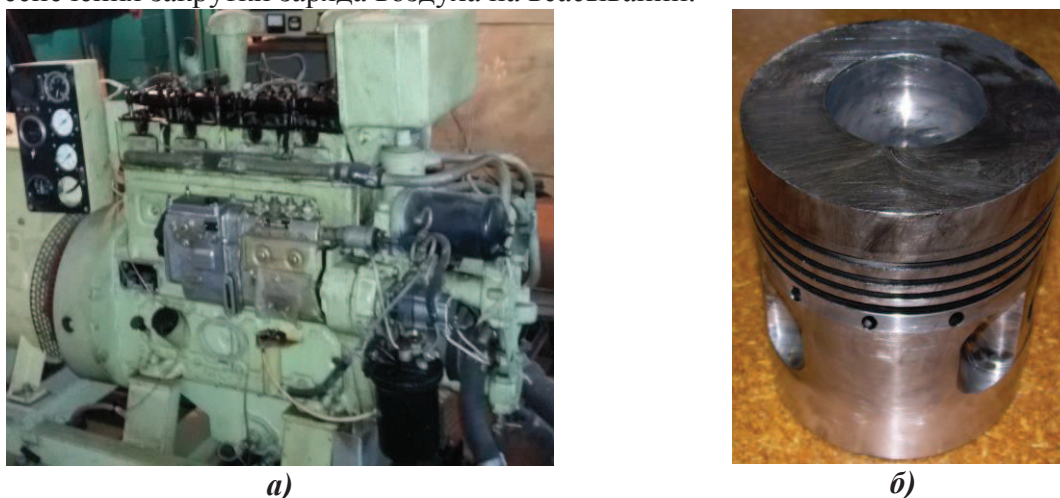


Рисунок 4. Экспериментальный малоразмерный дизель (а), опытный поршень с цилиндрической камерой сгорания (б)

Величина цикловой подачи топлива определялась непосредственно на дизеле при двух скоростных режимах для шести фиксированных положений рейки топливного насоса. При этом коленчатый вал дизеля вращался с заданной частотой вращения в течение 60 с. Струи топлива из рабочих форсунок направлялись в предварительно взвешенные колбы. Цикловая подача топлива определялась методом взвешивания колб до и после впрысков.

Количество впрысков подсчитывалось по ленте прибора Осипова-Глазунова, а цикловая подача топлива по формуле:

$$g_u = G_m / 1000 \cdot i_1,$$

где G_m – масса топлива, впрыснутого в колбу в процессе опыта, г; i_1 – число впрысков.

Влияние величины g_u на пусковые качества оценивалось по продолжительности пуска

дизеля.

По результатам опытов строилась зависимость продолжительности пуска от цикловой подачи топлива, т.е. $\tau_{\text{пус.}} = f(g_u)$ (рисунок 5). По полученной экспериментальной кривой $\tau_{\text{пус.}} = f(g_u^{\text{нyc}})$ с помощью формулы (3) для точки, соответствующей наименьшей $\tau_{\text{пус.}}$ и, следовательно, оптимальной $g_{u,\text{onm}}^{\text{нyc}}$ исходя из условия $\alpha_u = 1$, определялись Ω_u , а затем по Ω_u и g_u строилась кривая $\alpha_u = f(g_{u,\text{onm}}^{\text{нyc}})$ (рисунок 5).

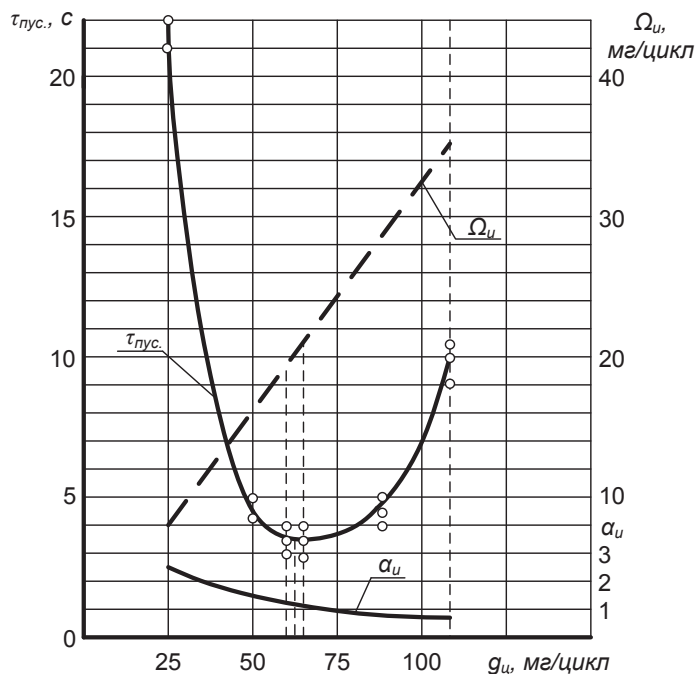


Рисунок 5. Влияние цикловой подачи топлива на продолжительность пуска ($\tau_{\text{пус.}}$), количество испарившегося топлива (Ω_u) и коэффициент избытка воздуха (α_u)

Обработка экспериментальных и расчетных данных показали, что в режиме пуска дизеля Ч8,5/11 $g_{u,\text{onm}}^{\text{нyc}} = 60 \div 80$ мг/цикл и $\Omega_s = 0,28 \div 0,31$, т.е. за П.З.В. в пусковом цикле испаряется только $28 \div 33\% g_u$. Значения $\Omega_V = 0,22 \div 0,25$; $\Omega_{\text{mc}} = 0,07$. Увеличение цикловой подачи топлива с 25 мг, соответствующей режиму номинальной мощности, до $g_{u,\text{onm}}^{\text{нyc}} = 70$ мг, т.е. в 2,5 раза, сокращает продолжительность пуска с 22 до 3 с, т.е. в 7 раз. При этом минимальный удельный расход топлива отмечается в режиме номинальной мощности при угле опережения подачи топлива порядка $14 \div 18^\circ$ ПКВ до ВМТ.

Увеличение цикловой подачи топлива с 25 мг/цикл до $60 \div 65$ мг/цикл, т.е. в $2,4 \div 2,6$ раза по сравнению с номинальным значением, позволяет уменьшить продолжительность пуска при температуре 273 К с 22 до 3,3 с. Дальнейшее увеличение цикловой подачи топлива с $60 \div 65$ мг/цикл до 110 мг/цикл вызывает резкое возрастание времени пуска дизеля. Объясняется это тем, что при пуске дизеля вследствие недостаточного объема для развития топливного факела 75% цикловой подачи топлива наносится на холодные стенки камеры в поршне в виде топливного слоя.

В результате в режиме холодного пуска малоразмерного дизеля испаряется только 32% цикловой подачи топлива, и вследствие дефицита паров топлива коэффициент избытка воздуха α_u оказывается на уровне 2,5.

Бедная горючая смесь сгорает „вяло“, сгорание смещается далеко за ВМТ, а дизель развивает меньшую индикаторную мощность и медленнее разгоняется на вспышках. При увеличении g_u до $60 \div 65$ мг/цикл количество мелких капель ($d_k < 25$ мк) в топливных факелах увеличивается, что способствует росту количества паров топлива и тем самым снижает ко-

эффицент избытка воздуха до $\alpha_u = 0,9 \div 1,1$, а горючая смесь оказывается стехиометрического состава или весьма близкой к ней. Такие смеси имеют наибольшую скорость сгорания в условиях характерных пусковым режимам, что позволяет сжечь большее количество топлива вблизи ВМТ на ходе расширения, и тем самым увеличить индикаторную мощность пусковых циклов, и тем самым сократить продолжительность пуска в 6 раз.

Как при бедных ($\alpha_u > 1,1 \div 2,5$), так и при богатых ($\alpha_u < 0,9$) горючих смесях вследствие ухудшения процесса сгорания и смещения его за ВМТ в условиях расширяющегося объема цилиндра дизель развивает меньшую индикаторную мощность и медленнее разгоняется до режима холостого хода.

Для дизелей Ч8,5/11 с цилиндрической камерой сгорания в поршне и распылителем РД $3 \times 0,3 \times 120^\circ$ оптимальным для пусковых режимов является цикловая подача топлива равная $60 \div 65$ мг/цикл. Полученные данные близко совпадают с ранее выполненными исследованиями на дизелях спасательных шлюпок 4ЧСП8,5/11 с вихревой камерой сгорания, свечой накаливания и штифтовым распылителем РШ $6 \times 25^\circ$, для которых в качестве оптимальной рекомендована и внедрена цикловая подача топлива равная $60 \div 80$ мг/цикл. Сравнительный анализ их показывает, что нижний предел пусковой цикловой подачи топлива совпадает, а верхний предел отличается на 15 мг/цикл или на 23%, что объясняется влиянием качества распыливания топлива. В первом случае топливо распыливается в камере в поршне тремя топливными факелами распылителя РД $3 \times 0,3 \times 120^\circ$, в которых мелких капель больше, чем во втором случае, где топливный факел создается штифтовым распылителем РШ $6 \times 25^\circ$.

Необходимо отметить, что серийные топливные насосы допускают увеличение цикловой подачи топлива только до 35 мг/цикл, что объясняется отсутствием пускового обогатителя на насосе и малой производительностью секций с заводской регулировкой.

Заключение

Проведенные исследования позволяют констатировать, что специфической особенностью дизелей Ч8,5/11 является характер зависимости продолжительности пуска от величины цикловой подачи топлива, имеющий явно выраженный минимум, в отличие от дизелей большей размерности.

Литература

1. Аливагабов М.М. Проблема обеспечения запуска дизелей для спасательных шлюпок и пути ее решения // Энергомашиностроение. – 1977. – №2э – С. 38 – 39.
2. Аливагабов М.М. Определение оптимальной в режиме пуска величины цикловой подачи топлива // Тракторы и сельхозмашины. – 1975. – №4. – С. 14 – 15.
3. Бордуков В.В. Исследование влияния закрутки заряда на показатели рабочего процесса высокооборотного дизеля // Научн. тр. ЦНИДИ. Л., 1980.
4. В. Н. Семенов, М. Я. Завлин, В. В. Бордуков. Организация эффективного смесеобразования в высокооборотном малоразмерном дизеле с камерой в поршне // Двигателестроение. – 1982. – №2. – С. 10-12.
5. Аливагабов М.М. Определение соотношения между долями топлива, распыленного в объеме камеры сгорания и нанесенного на ее стенку в режиме пуска дизеля // Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – №2. – С. 5 – 6.
6. Фатахов М.М. Исследование и улучшение маневренных качеств дизелей средств коллективного спасения экипажей морских судов: Дис...канд. техн. наук. Астрахань, 2007.
7. Дадилов А.С. Исследование пусковых качеств и рабочего процесса судового малоразмерного дизеля с камерой сгорания в поршне: Дис...канд. техн. наук. Астрахань, 2007.
8. Вырубов Д.Н. О методике расчета испарения топлива // Труды МВТУ им.Баумана. – 1954. – №25. С. 20.
9. Семенов Б. Н. К расчету процессов нагрева и испарения капель топлива в дизеле // Труды ЦНИДИ, вып. 54. – Л., 1965.
10. Дадилов А. С., Габалов Г.М. Исследование пусковых качеств на этапе разгона коленчатого вала судового малоразмерного дизеля посторонним источником энергии // Вестник

Астраханского государственного технического университета, Сер.: Морская техника и технология. – 2009. – № 1. – С. 147 – 150.

11. Луканин В.Н., Шатров М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Книга 2. Динамика и конструирование. – М.: Высш. шк., 2007. – 400 с.

Эффективность применения комбинированной энергетической установки при экстренном торможении

к.т.н. доц. Дементьев Ю.В., к.т.н. доц. Круташов А.В, Деев О.И.

Университет машиностроения

oleg-deev@ro.ru

Аннотация. В статье рассмотрена эффективность применения комбинированной энергетической установки с функцией несимметричного изменения потока мощности при торможении на покрытиях с разными коэффициентами сцепления.

Ключевые слова: экстренное торможение, КЭУ, несимметричная тяга, АБС

Безопасность автомобиля во многом зависит от его способности быстро затормозить, сохраняя при этом первоначальную траекторию движения. В связи с этим в настоящее время широкое распространение в автомобилестроении получили антиблокировочные системы (АБС), которые позволяют сохранить габаритный коридор в случае различного сцепления колёс автомобиля с дорогой. Для ряда категорий транспортных средств (грузовые автомобили, автобусы, тяжёлые прицепы и полуприцепы) они являются обязательными элементами конструкции. АБС нашли широкое применение и в легковых автомобилях, начиная от автомобилей бюджетной ценовой категории и заканчивая автомобилями класса люкс, в последних АБС также дополняется системой курсовой устойчивости. Основное назначение АБС – сохранить прямолинейную траекторию движения автомобиля при экстренном торможении, т.е. предотвратить неуправляемый занос.

Эффективность данной системы растет с уменьшением коэффициента сцепления с дорогой, на снежном покрытии или льду данная система незаменима, однако преимущество в виде сохранения прямолинейной траектории нивелируется увеличением тормозного пути. Например, на снежном покрытии при торможении со скорости 50 км/ч на шипованных шинах разница тормозного пути между испытуемым автомобилем с АБС и без данной системы составляет более 5м (рисунок1).

Экстренное торможение

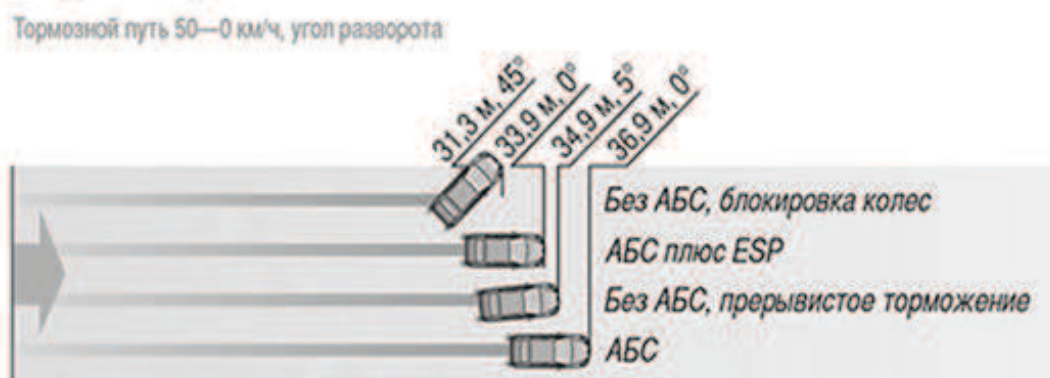


Рисунок 1. Экстренное торможение с электронными системами и без них

Система курсовой устойчивости (ESP) сокращает тормозной путь, однако она не в состоянии в полной мере реализовать такие функции, как:

- подтормаживание определенных колес;
- изменение крутящего момента двигателя;
- изменение угла поворота передних колес (при наличии системы активного рулевого