

УДК 621.436.1 (621.431.74)

Литвиненко В.П.,
Азовский морской институт НУ «ОМА»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСШИРЕНИЯ ПОСРЕДСТВОМ ОЦЕНКИ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ ОБЪЕМНЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ

Введение. Степень предварительного расширения является одним из фундаментальных параметров, используемых в расчете дизеля. Его применяют, например, при определении количества подводимого – q_1 и отводимого – q_2 тепла в цикле работы дизеля, в расчетах термодинамического к.п.д., отображающего связь по сути всех параметров цикла. В тоже время, расчет этого параметра осуществляется по многокритериальным зависимостям, на основании ряда допущений, которые ограничивают возможность получения относительно точных значений.

Анализ состояния проблемы. В сложившейся теории, расчет степени предварительного расширения выполняется по условию определения температуры в конце видимого сгорания – T_Z , основываясь на ряде теоретических допущений. Задаются наибольшим давлением сгорания – P_Z , либо степенью повышения давления – λ , определяющей – P_Z .

Используя первый закон термодинамики, из расчета, что теплота сгорания топлива расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение работы расширения в изобарном процессе, рассматривается следующее соотношение:

$$\xi_Z \cdot Q_H = (U_Z)_{T_c}^{T_z} + L_{ZZ} \quad (1)$$

где ξ_Z – коэффициент выделения тепла;

Q_H – низшая теплота сгорания топлива;

$(U_Z)_{T_c}^{T_z}$ – приращение внутренней энергии рабочего тела в интервале температур в такте сжатия – T_C и в активной фазе сгорания – T_Z .

$$(U_Z)_{T_c}^{T_z} = (U_Z)_0^{T_z} - (U_C)_0^{T_c} \quad (2)$$

где $(U_Z)_0^{Tz}$ и $(U_C)_0^{Tc}$ - внутренняя энергия рабочего тела в такте сжатия и в активной фазе сгорания.;

$L_{ZZ'}$ - работа расширения в изобарном процессе.

После относительно сложного ряда преобразований и допущений определяется уравнение сгорания смешанного цикла, выражаемое следующим соотношением:

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{\alpha \times M_0} + (C_{V\mu}' + 1,986\lambda) \cdot T_C + \gamma_2 \cdot (C_{V\mu}'' + 1,986\lambda) \cdot T_C = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_2) \cdot C_{P\mu}'' \cdot T_Z \quad (3)$$

где α - коэффициент избытка воздуха;

M_0 - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг;

$C_{V\mu}'$ - средняя молярная изохорная теплоемкость для сухого воздуха, кДж/моль $^{\circ}\text{K}$;

$C_{V\mu}''$ - средняя молярная изохорная теплоемкость для продуктов сгорания, кДж/моль $^{\circ}\text{K}$;

λ - степень повышения давления;

$C_{P\mu}''$ - средняя молярная изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/моль $^{\circ}\text{K}$;

T_C, T_Z - температура рабочего тела в такте сжатия и фазе активного сгорания, $^{\circ}\text{K}$;

γ_2 - коэффициент остаточных газов.

В дальнейших расчетах, посредством подстановки числовых значений, выражение (3) приводят к квадратному уравнению относительно температуры – T_Z , поскольку средняя молярная теплоемкость $C_{P\mu}''$ содержит – T_Z . Уравнение (3) принимает следующий вид:

$$A \cdot T_Z^2 + B T_Z - C = 0 \quad (4)$$

Это уравнение решается способом последовательных приближений за счет априорного выбора значений T_Z - методом последовательных приближений.

В другом случае допускается, что степень предварительного расширения связана с окончанием расширения, что учитывается соотношением

$\left(\frac{P_B}{P_Z}\right)^{\frac{1}{n_2}}$ и используется зависимость вида:

$$\rho = \left[\frac{(\zeta_\delta - 1) \times (1 - \psi_P)}{1 - \psi_C} + 1 \right] \cdot \left(\frac{P_B}{P_Z} \right)^{\frac{1}{n_2}} \quad (5)$$

где ζ_δ - действительная степень сжатия;

ψ_C - доля объема цилиндра, занятая процессом на ходе сжатия;

ψ_P - доля объема цилиндра, занятая процессом при расширении;

P_B - давление газов на линии расширения, МПа;

P_Z - давление газов в активной фазе сгорания, МПа;

n_2 - показатель политропы расширения, 1,2 – 1,3.

В последующем, с целью установления связи между степенью нарастания давления – λ и степенью предварительного расширения – ρ , процессы сжатия и расширения, а по сути сгорания объединяются в единую систему в виде соотношения:

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \frac{M + M_2}{M_1 + M_2} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (6)$$

где, M_1 - количество свежего заряда воздуха.

Из соотношения (6) посредством простых преобразований взаимосвязь между степенью нарастания давления – λ и степенью предварительного расширения – ρ , представляется в виде выражения:

$$\lambda \rho = \beta_z \frac{T_z}{T_c} \quad (7)$$

откуда, определяется степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} \quad (8)$$

Анализируя выражения (4-8) можно сделать вывод о том, что используемые при проектировании и в инженерной практике расчеты показателя предварительного расширения оказываются сложными и

характеризуются низкой точностью. Такое положение привносит необходимость использования в расчетах известные параметры, характерные для двигателей принятых в качестве аналогов. Однако при таком подходе не обеспечивается возможность анализа совершенства конструкции дизелей, с учетом особенностей организации внутрицилиндровых процессов на конкретном дизеле. Ограничиваются условия выявления характера влияния привносимых в конструкцию дизеля инноваций на процессы преобразования тепловой энергии.

Целью исследования в статье стало совершенствование подходов к проектированию конструкции дизелей.

Таким образом, на основании обзора состояния рассматриваемого вопроса, [1-4], в статье ставилась задача расчета показателя степени предварительного расширения, решение который оказалось бы простым и доступным при использовании в инженерной практике. При этом принималось во внимание необходимость учета характера протекания внутрицилиндровых процессов.

Изложение нового материала. В основу исследования было положено допущение о том, что отношение N_e/P_e определяет скорость процесса образования движущей силы в цилиндре двигателя. Так, что с учетом коэффициента пропорциональности эта скорость может быть представлена соотношением:

$$V_{об} = k \cdot \frac{N_e}{P_e} \quad (9)$$

где, $V_{об}$ - объемная скорость, $м^3/с$;

N_e - эффективная цилиндровая мощность дизеля, $кВт$;

P_e - среднее эффективное давление цилиндра, $бар$;

k - коэффициент пропорциональности.

Заметим, что в сложившейся теории мощность двигателя - N_e определяется из соотношения:

$$N_e = \frac{P_e \cdot U_h \cdot n \cdot i}{m} \quad (10)$$

где, U_h - рабочий объем цилиндра;

i - количество цилиндров;

n - число оборотов двигателя;

m - коэффициент тактности.

Так, что с учетом выражения (9) объемная скорость определится из выражения:

$$V_{об} = \frac{U_h \cdot n \cdot i}{m} \quad (11)$$

Рассматривая процесс для одного цилиндра двухтактного двигателя, заметим, что в этом случае $m=1$, $i=1$ выражение (11) примет вид:

$$V_{об} = U_h \cdot n \quad (12)$$

и, при условии, что $U_h = S \cdot h$,

где S - площадь поршня;

h - ход поршня. Имеем:

$$V_{об} = S \cdot h \cdot n \quad (13)$$

Заметим, что воздействие расширяющихся газов на поршень зависит от скорости его перемещения, которая обеспечивает высвобождение объема цилиндра за счет сил инерции, установившихся вследствие вращения коленчатого вала.

Так, что условие оптимальности выразится в соотношении: $V_{об} \geq V_{ц}$, где $V_{ц}$ – скорость высвобождения объема цилиндра по ходу движения поршня, m^3/c . Заметим что условие при котором $V_{об} \geq V_{ц}$ и будет указывать на объем цилиндра, высвобождаемый вследствие «мгновенного» воздействия расширяющихся газов в цикле дизеля. То есть является объемом предварительного расширения, которое характеризует процесс при постоянном давлении сгорания - P_z .

В целях проверки выдвинутых положений, определялась скорость высвобождения объема по ходу движения поршня в такте расширения использованием известного соотношения, определяемого линейное перемещение поршня [2].

$$V_n = R \cdot \omega (\sin \alpha + 0,5 \lambda \sin 2\alpha) \quad (14)$$

где R – радиус кривошипа;

ω – угловая скорость коленчатого вала;

α – угол поворота коленчатого вала;

λ – постоянная кривошипно-шатунного механизма,

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (15)$$

где L – длина шатуна.

Принимая во внимание сделанные ранее допущения, выражение (14) преобразовывалось к удобному для расчетов виду, с этой целью параметры R , λ и ω заменялись соответствующими выражениями: $R=H/2$, $\lambda=H/2L$ и $\omega=\pi n/30$. Тогда, с учетом допущений, выражение (14) преобразовывалось к виду удобному для выполнения расчетов скорости высвобождаемого объема в результате перемещения поршня.

$$V_y = 0,041 \cdot D^2 \cdot n \cdot (H \sin \alpha + 0,25 \frac{H^2}{L} \sin 2\alpha) \quad (16)$$

где n – число оборотов коленчатого вала двигателя.

Используя технические характеристики дизелей, приведенные в табл. 1, в работе выполнен расчет - $V_{об}$ и $V_{ц}$. Определен угол поворота коленчатого вала - α , при котором соблюдается условие $V_{об} \geq V_{ц}$, а также объем цилиндра - V_x , высвобождаемый при перемещении поршня за счет поворота коленчатого вала на рассчитанное значение угла. В расчете (V_x), при известном угле (α) определялось как произведение площади поршня - (S_n) его перемещения - (S_x) при повороте коленчатого вала на определенный угол.

$$V_x = S_n \cdot \frac{H}{2} \cdot (1 - \cos \alpha) \cdot (1 + 0,25 \frac{H^2}{L} (1 + \cos \alpha)) \quad (17)$$

Расчет степени предварительного расширения - ρ осуществлялся по прямому соотношению между объемом, высвобождаемым в результате движения поршня под воздействием расширяющихся газов - V_z и объемом камеры сжатия - V_c .

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \quad (18)$$

При этом учтено, что $V_z = V_x + V_c$.

Таблица 1 Результаты расчета степени предварительного расширения

| № п/п | Модель двигателя | Цилиндрическая мощность, кВт. | Среднее эффективное давление, $P_{\text{эф}}$, бар | Номинальное число оборотов, n , мин ⁻¹ | Диаметр цилиндра, D , мм | Холостая высота, H , мм | Объемная скорость проточка, $V_{\text{пр}}$, м ³ /с | α при $V_{\text{пр}}$ | Холостая по предварительному расширению, $S_{\text{М}}$ | Объем цилиндра по предварительному расширению, $V_{\text{пр}}$, м ³ | Рабочий объем цилиндра - $V_{\text{рб}}$, м ³ | Объем камеры сгорания - $V_{\text{сг}}$, м ³ | Степень предварительного расширения ρ |
|-------|------------------|-------------------------------|---|---|----------------------------|---------------------------|---|------------------------------|---|---|---|--|--|
| 3 | K90MC-C | 4560 | 18 | 104 | 900 | 2300 | 2,533 | 13 ⁰ 37 | 0,0435 | 0,0277 | 1,243 | 0,073 | 1,378 |
| 4 | K80MC-C | 3610 | 18 | 104 | 800 | 2300 | 2,006 | 13 ⁰ 29 | 0,044 | 0,0221 | 0,982 | 0,058 | 1,381 |
| 5 | K98MC-C | 5710 | 18,2 | 104 | 980 | 2400 | 3,137 | 13 ⁰ 24 | 0,0452 | 0,0341 | 1,537 | 0,090 | 1,379 |
| 1 | K98MC | 5720 | 18,2 | 94 | 980 | 2660 | 3,143 | 13 ⁰ 09 | 0,0487 | 0,0367 | 1,705 | 0,100 | 1,367 |
| 2 | L35MC | 650 | 18,4 | 210 | 350 | 1050 | 0,353 | 13 ⁰ 07 | 0,0193 | 0,0019 | 0,0858 | 0,005 | 1,370 |
| 6 | S50MC | 1430 | 18 | 127 | 500 | 1910 | 0,794 | 12 ⁰ 57 | 0,0348 | 0,0068 | 0,319 | 0,019 | 1,359 |
| 7 | S70MC | 2810 | 18 | 91 | 700 | 2674 | 1,561 | 12 ⁰ 57 | 0,0486 | 0,0187 | 0,874 | 0,051 | 1,365 |
| 8 | S42MC | 1080 | 19,5 | 136 | 420 | 1764 | 0,554 | 12 ⁰ 57 | 0,0320 | 0,0044 | 0,208 | 0,012 | 1,369 |
| 9 | S80MC | 3840 | 19 | 79 | 800 | 3056 | 2,021 | 12 ⁰ 56 | 0,0553 | 0,02778 | 1,305 | 0,077 | 1,361 |
| 10 | S60MC | 2040 | 18 | 105 | 600 | 2292 | 1,133 | 12 ⁰ 56 | 0,0415 | 0,0117 | 0,551 | 0,032 | 1,366 |
| 11 | S26MC | 400 | 18,5 | 250 | 260 | 980 | 0,216 | 12 ⁰ 55 | 0,0177 | 0,00094 | 0,041 | 0,002 | 1,469 |
| 12 | S46MC-C | 1310 | 19 | 129 | 460 | 1932 | 0,689 | 12 ⁰ 36 | 0,0345 | 0,00573 | 0,273 | 0,016 | 1,358 |
| 13 | S80MC-C | 3880 | 19 | 76 | 800 | 3200 | 2,042 | 12 ⁰ 31 | 0,0563 | 0,02828 | 1,366 | 0,08 | 1,354 |
| 14 | S90MC-C | 4890 | 19 | 76 | 900 | 3188 | 2,574 | 12 ⁰ 31 | 0,0562 | 0,0357 | 1,723 | 0,102 | 1,350 |
| 15 | S70MC-C | 3105 | 19 | 91 | 700 | 2800 | 1,634 | 12 ⁰ 30 | 0,0505 | 0,0192 | 0,915 | 0,054 | 1,356 |
| 16 | S50MC-C | 1580 | 19 | 127 | 500 | 2000 | 0,832 | 12 ⁰ 30 | 0,0351 | 0,0069 | 0,334 | 0,020 | 1,344 |
| 17 | S60MC-C | 2255 | 19 | 105 | 600 | 2400 | 1,187 | 12 ⁰ 29 | 0,0412 | 0,0116 | 0,576 | 0,034 | 1,342 |
| 18 | S35MC | 740 | 19,1 | 183 | 350 | 1400 | 0,387 | 12 ⁰ 10 | 0,0225 | 0,0022 | 0,114 | 0,007 | 1,309 |

Объем камеры сжатия рассчитывался из условия, что рабочий объем цилиндра может быть определен из известных конструктивных соотношений дизелей, с учетом части объема предусмотренной для органов газообмена в такте расширения в виде коэффициента потерянного объема - ψ_p . Так, что объем камеры сжатия рассчитывался по выражению:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot H \cdot (1 - \psi_p)}{4(\varepsilon - 1)} \quad (19)$$

где, ε - действительная степень сжатия, в расчетах принята равной 18 единицам для всех рассматриваемых дизелей.

Результаты выполненных таким образом расчетов приведены в табл. 1.

Выводы. Допущения относительно целесообразности использования показателей развития объемных процессов, использованием объемной скорости в определенной мере подтвердились, поскольку полученные расчетом значения степени предварительного расширения в полной мере коррелируются с известными значениями, которые находятся в интервале 1,2 – 1,6. Рассмотренная методика расчета степени предварительного расширения дизеля характеризуется четким физическим смыслом и не требует, каких либо допущений и эмпирических показателей для применения в инженерной практике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васькевич Ф.А. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, эксплуатация, обслуживание: учебное пособие / Ф. А. Васькевич. – Новосибирск: НГМА, 2001. – 296с.
2. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1964. – 287с.
3. Миклос А. Г. Судовые двигатели внутреннего сгорания / А. Г. Миклос, Н. Г. Чернявская, С. Г. Червяков. - Л.: Судостроение, 1986. - 360 с.
4. Гогин А. Ф. Судовые дизели: основы теории, устройство и эксплуатация / А. Ф. Гогин, Е. Ф. Кивалкин, А. А. Богданов. - М.: Транспорт, 1988. - 439 с.