

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КПД НЕКОТОРЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

О. П. Шураев

*Волжский государственный университет водного транспорта,
Нижний Новгород, Российская Федерация*

Обобщены результаты теплотехнических испытаний ряда дизелей, используемых в учебном процессе ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта» и его филиалах. Несмотря на то, что цели испытаний в каждом случае были различными, в ходе исследований всегда снимались индикаторные диаграммы рабочего процесса в каждом цилиндре. Анализ полученных индикаторных диаграмм позволил определить в каждом случае индикаторную мощность двигателя. Путем сопоставления индикаторных показателей с соответствующими эффективными показателями выполнена оценка величины механического КПД каждого рассматриваемого двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала. Исследования проводились на двигателях марок 6NVD48AU, 6L275RrII/PN, 8NVD36U, 6L160PNS. Отмечается, что практически во всех случаях в состав механических потерь входили вентиляционные потери в нагрузочных устройствах и потери трения в их подшипниках. Рассматривается понятие винтовой характеристики. Построен график винтовой характеристики в относительных единицах, и определены режимы работы двигателей при проведении испытаний. Отмечено, что задать конкретное требуемое для испытаний значение частоты вращения коленчатого вала очень сложно, действительные точки будут находиться вблизи теоретических, смещаясь по винтовой характеристике. Представлен алгоритм проведения испытаний и обработки результатов. Проанализированы известные в литературе зависимости (аналитические и статистические) для определения механического КПД.

Ключевые слова: испытания дизелей, рабочий процесс дизеля, винтовая характеристика, индикаторная диаграмма, индикаторные и эффективные показатели, механический КПД.

Для цитирования: Шураев О. П. Экспериментальное определение механического КПД некоторых судовых дизелей // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2020. № 4. С. 69–78. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-4-69-78.

Введение

Учебный процесс по специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок» включает в себя дисциплину «Судовые двигатели внутреннего сгорания» (СДВС), в которой, в частности, исследуются вопросы ремонта и эксплуатации судовых дизелей. Одна из рассматриваемых в рамках этой дисциплины тем – подготовка и проведение теплотехнического контроля судовых дизелей. Обычно в учебных заведениях есть дизели в работоспособном состоянии, вполне пригодные для этой цели. Сложнее обстоят дела с нагрузкой для подобных дизелей. Часто нагрузочные устройства либо отсутствуют вовсе, либо их эксплуатация невозможна или существенно ограничена. Но даже без нагрузочного устройства (или с неработающим нагрузочным устройством) двигатель остается интересным объектом для проведения не только лабораторных занятий, но и для выполнения исследовательских работ.

Имеющиеся в ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта» и филиалах двигатели (марок 6NVD48AU, 6L275RrII/PN, 8NVD36U, 6L160PNS) оснащены индикаторными кранами, что позволяет при помощи специального аппаратно-программного комплекса записать индикаторную диаграмму для каждого цилиндра. Анализ таких диаграмм позволяет определить индикаторную мощность сначала каждого из цилиндров, а затем мощность, развиваемую дизелем на данном режиме.

Теоретические сведения

В теории СДВС, говоря о мощности двигателя, принято различать индикаторную мощность, развиваемую в рабочих цилиндрах, и эффективную, снимаемую на выходном фланце ко-

ленчатого вала. Индикаторную мощность можно определить с помощью планиметрирования диаграммы изменения давления в рабочем цилиндре за цикл, зная количество таких циклов в единицу времени. Эффективная мощность может быть определена по зависимости

$$P_e = M_{кр}n, \quad (1)$$

где крутящий момент $M_{кр}$, кН·м, на установившемся режиме работы двигателя равен тормозному моменту, создаваемому нагрузкой. В этом случае частота вращения коленчатого вала n , рад/с, будет неизменной. Тормозной момент измеряется с помощью различных устройств, достаточно подробный анализ которых выполнен в работе [1]. Одним из наиболее часто используемых нагрузочно-измерительных устройств является гидротормоз. Работа гидротормоза основана на сопротивлении жидкости разрыву и на возникновении сил трения между жидкостью и ротором, движущимся в ней. Поглощаемая тормозом мощность расходуется на нагревание воды, которая пропускается через гидротормоз. Корпус гидротормоза (статор) вывешивается на подшипниках, и при вращении ротора под действием крутящего момента на статор действует такой же, но противоположный по знаку опрокидывающий момент. Его регистрация измерительным устройством позволяет определить в итоге крутящий момент двигателя, а по формуле (1) – и его мощность. При изменении количества воды в гидротормозе изменяется и создаваемый им тормозной момент, и, следовательно, необходимая для его преодоления эффективная мощность.

Когда полезная нагрузка отсутствует, эффективная (тормозная) мощность P_e равна нулю, и на установившемся режиме вся развиваемая двигателем индикаторная мощность P_i будет равна мощности механических потерь $P_{мп}$:

$$P_e = P_i - P_{мп}$$

$$\text{при } P_e = 0; \quad P_i = P_{мп}.$$

Отсутствием нагрузки может являться как физическое отсутствие нагрузочного устройства (дизель 8NVD36U), так и отсутствие воды в гидротормозе (дизели 6NVD48AU и 6L160PNS), а также разомкнутая цепь возбуждения генератора (дизель 6L275RtII/PN). То есть во всех случаях, за исключением первого, в состав механических потерь будут входить вентиляторные потери в нагрузочных устройствах, а также потери трения в их подшипниках.

Режим работы двигателя может быть представлен на диаграмме: мощность P – частота вращения коленчатого вала n . Семейство точек на этой диаграмме, соответствующее работе двигателя при каких-либо определенных условиях, принято называть характеристиками. Указанные двигатели используются в качестве главных на речных судах ряда проектов, поэтому представляет интерес рассмотрение зависимости мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала при работе на гребной винт фиксированного шага. В этом случае между частотой вращения коленчатого вала и эффективной мощностью существует соотношение

$$P_e = k_2 \rho_v \pi D^5 n^3,$$

где k_2 – коэффициент момента; ρ_v – плотность воды; D – диаметр винта.

Получаемая таким образом характеристика называется винтовой [2].

При снятии винтовой характеристики дизеля на стенде произведение

$$c = k_2 \rho_v \pi D^5$$

считают постоянным ($c = \text{const}$), а к названию винтовой характеристики добавляется слово «стендовая» [3]:

$$P_e = cn^3. \quad (2)$$

Винтовую характеристику, проходящую через точку, соответствующую номинальной мощности двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала, называют нормальной. Если номинальная мощность достигается при частоте вращения коленчатого вала ниже номинальной, то такая винтовая характеристика будет гидродинамически тяжелой. Наиболее тяжелой будет швартовная винтовая характеристика при максимальном значении относительной поступи винта у неподвижного судна и, соответственно, при максимуме коэффициента момента k_2 . Наоборот, если при номинальной частоте вращения коленчатого вала номинальная мощность не достигается, то двигатель работает по гидродинамически легкой характеристике.

Правильно спроектированный гидротормоз путем изменения количества воды в его рабочей полости позволяет воспроизводить работу двигателя по любой из указанных характеристик. Можно сформировать режимы работы двигателя по винтовой характеристике нулевого упора, когда тормозная мощность P_e становится равной нулю и выполняется равенство $P_i = P_{мп}$.

Испытания дизелей, работающих по винтовой характеристике, обычно проводят на четырех режимах, соответствующих 100, 75, 50 и 25 % номинальной мощности (например, см. [4]). Тогда частота вращения коленчатого вала для каждого режима находится выражением, следующим из формулы (2):

$$\frac{P_e}{P_{e\text{ ном}}} = \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^3.$$

Наконец, для целей сравнения результатов испытания двигателей удобно перейти к выражению частоты вращения и мощности через соответствующие номинальные значения. Тогда для любого двигателя можно построить винтовую характеристику в относительных единицах (рис. 1).

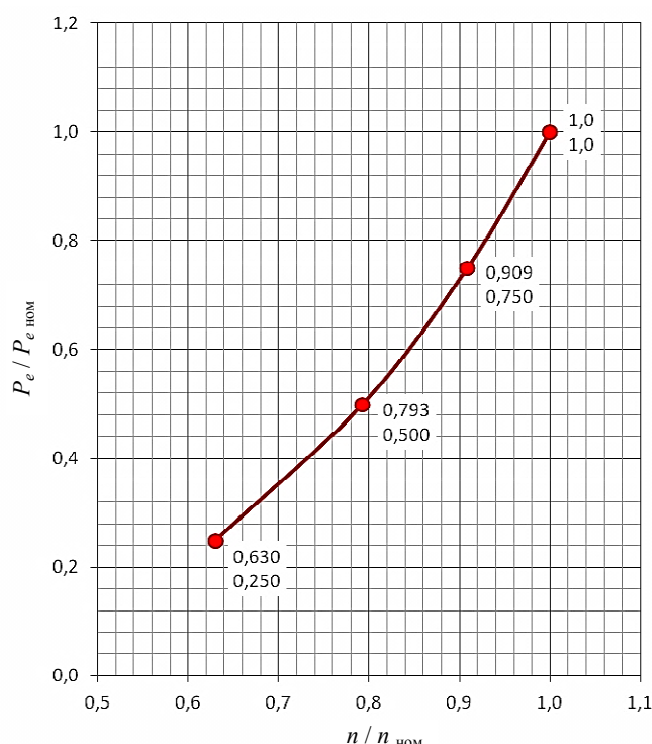


Рис. 1. Теоретическая винтовая характеристика в относительных координатах (указаны значения относительной частоты вращения (верхние) и относительной мощности на испытательных режимах)

Понятно, что задать именно то значение частоты вращения коленчатого вала, которое требуется для испытательного режима, при проведении испытаний достаточно сложно, а зачастую и невозможно вовсе. Тогда действительные точки будут находиться вблизи теоретических, соответственно смещаясь по винтовой характеристике.

Для оценки механического КПД мы придерживались следующего алгоритма проведения испытаний и обработки их результатов:

1. Для каждого испытательного режима следует снять индикаторную диаграмму во всех цилиндрах двигателя. По ней определить индикаторную мощность каждого цилиндра и суммарную индикаторную мощность двигателя на холостом ходу $P_{i\text{ хх}}$.

2. При этой же частоте вращения коленчатого вала по винтовой характеристике определить эффективную мощность двигателя P_e .

3. Найти индикаторную мощность двигателя при работе по теоретической винтовой характеристике путем сложения эффективной мощности при работе по винтовой характеристике и индикаторной мощности холостого хода:

$$P_i = P_e + P_{i\text{хх}}. \quad (3)$$

4. Тогда оценить механический КПД двигателя на рассматриваемом режиме можно по формуле

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}. \quad (4)$$

Указанный способ определения механического КПД дает погрешность

$$\delta\eta_m = \delta P_e + \delta P_{i\text{ц}}, \quad (5)$$

где $P_{i\text{ц}}$ – индикаторная мощность отдельного цилиндра.

В работе [5] проиллюстрировано, что относительная погрешность определения индикаторной мощности δP_i практически тождественна относительной погрешности определения индикаторной мощности отдельных цилиндров $\delta P_{i\text{ц}}$. Там же приведены оценки практически достижимых погрешностей: $\delta P_{i\text{ц}} = 2\%$, $\delta P_e = 1\%$. Тогда согласно формуле (5) погрешность определения механического КПД $\delta\eta_m = 3\%$, что можно признать вполне удовлетворительным результатом. Более того, поскольку испытания всех двигателей проводились в стендовых, а не в судовых условиях, и эффективная мощность определялась по нормальной стендовой винтовой характеристике, погрешность δP_e можно не учитывать.

Измерительное оборудование

Запись индикаторных диаграмм осуществлялась с помощью системы диагностирования Depas Handy 4.0H, разработанной лабораторией «Мониторинг СДВС» [6] Одесского национального морского университета. Система включает в себя малоинерционный датчик давления в рабочем цилиндре, который устанавливается на индикаторный кран двигателя, и вибродатчик с магнитным креплением, улавливающий виброимпульсы движения деталей топливной аппаратуры и газораспределительного механизма (в зависимости от места установки). По каждому цилиндру за один замер записывается три цикла с наложенными виброимпульсами впрыска топлива и открытия/закрытия клапанов (рис. 2).

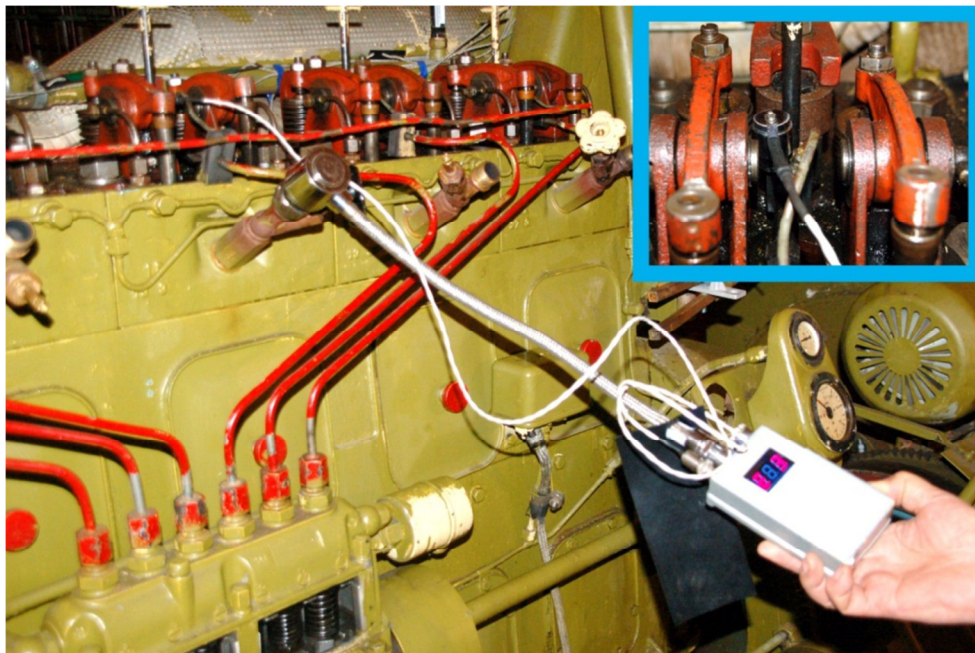


Рис. 2. Запись индикаторных диаграмм и вибродиаграмм впрыска прибором Depas Handy

На всех исследуемых двигателях вибродатчик PS-20 комплекса Depas Handy размещался на корпусе форсунки, рядом с топливоподводящей трубкой. Такое расположение датчика позволяет записать не только вибросигнал, вызываемый подъемом и посадкой форсуночной иглы, тем самым определить момент начала и окончания подачи топлива в рабочий цилиндр, но и виброимпульс от посадки впускного и выпускного клапанов в момент закрытия. Благодаря магнитному креплению датчик устойчиво держался даже на двигателе 8NVD36U, где верхняя часть корпуса форсунки выполнена ступенчато, при этом ширина ступенек меньше диаметра датчика.

Частота вращения коленчатого вала задавалась по штатному тахометру двигателя с контролем по переносному тахометру АКПП-9202, закрепленному на струбцине. На маховик наклеивалась световозвращающая метка. Для измерения параметров окружающей среды использовался термогигрометр Testo 622.

Проведение испытаний и обработка результатов

На величину механического КПД влияет трение в подшипниках, зависящее, в том числе, от вязкости масла. В свою очередь, вязкость масла является функцией температуры, следовательно, механический КПД будет зависеть и от того, насколько хорошо прогрет двигатель. Прогрев двигателя без нагрузки происходит очень медленно. В этом случае для сокращения времени прогрева двигателя целесообразно проведение испытаний, начиная с больших частот вращения коленчатого вала к меньшим. Критерием стабилизации теплового режима может являться установившееся значение температуры масла на выходе из двигателя.

Следует отметить различное техническое состояние двигателей. В некоторых случаях после анализа индикаторных диаграмм выполнялась регулировка топливной аппаратуры двигателя, проводились повторные испытания.

Результаты испытаний указанных двигателей сведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты испытаний

Режим P_e ном, %	Частота вращения коленчатого вала			Мощность				Механический КПД
	$n_{випт}$, мин ⁻¹	n , мин ⁻¹	$n / n_{ном}$	$P_{i\text{зх}}$, кВт	P_e , кВт	$P_e / P_e \text{ ном}$	P_i , кВт	
6NVD48AU; $P_{e \text{ ном}} = 485,4$ кВт; $n_{ном} = 330$ мин ⁻¹								
100	330	325	0,985	80,4	463,7	0,955	544,1	0,852
75	300	303	0,918	80,5	375,7	0,774	456,2	0,824
50	262	260	0,788	61,5	237,2	0,489	298,7	0,794
25	208	218	0,661	54,8	139,9	0,288	194,7	0,719
50	262	265	0,803	79,5	251,4	0,518	330,9	0,760
25	208	228	0,690	69,3	159,2	0,328	228,5	0,697
50	262	260	0,787	83,5	236,9	0,488	320,4	0,739
75	300	296	0,897	77,2	350,3	0,722	427,5	0,819
75	300	298	0,903	77,1	356,0	0,733	433,1	0,822
50	262	247	0,748	86,5	203,1	0,418	289,6	0,701
8NVD36U; $P_{e \text{ ном}} = 300,0$ кВт; $n_{ном} = 500$ мин ⁻¹								
50	397	398	0,796	35,8	151,3	0,504	187,1	0,809
6L275RrII/PN; $P_{e \text{ ном}} = 405,0$ кВт; $n_{ном} = 500$ мин ⁻¹								
100	500	501	1,002	39,0	407,4	1,006	446,4	0,913
100	500	501	1,002	37,6	407,4	1,006	445,0	0,916
75	454	452	0,904	34,9	299,2	0,739	334,1	0,896
50	397	403	0,806	29,5	212,1	0,524	241,6	0,878
75	454	455	0,910	42,3	305,2	0,754	347,5	0,878
6L160PNS; $P_{e \text{ ном}} = 139,7$ кВт; $n_{ном} = 750$ мин ⁻¹								
100	750	751	1,001	39,8	140,1	1,003	179,9	0,779
50	595	600	0,800	24,7	71,5	0,512	96,2	0,743
100	750	753	1,004	35,7	141,5	1,013	177,2	0,798
75	681	686	0,914	30,3	106,8	0,764	137,1	0,779
50	595	595	0,794	24,7	69,8	0,500	94,5	0,739
25	472	473	0,631	24,7	35,1	0,251	59,8	0,587
100	750	753	1,004	35,7	141,4	1,012	177,1	0,798
75	681	686	0,915	30,3	106,9	0,765	137,2	0,779
50	595	595	0,793	24,7	69,8	0,499	94,5	0,738

Режим $P_{e\text{ ном}}, \%$	Частота вращения коленчатого вала			Мощность				Механический КПД
	$n_{\text{винт}}, \text{мин}^{-1}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$n / n_{\text{ном}}$	$P_{i\text{ xx}}, \text{кВт}$	$P_e, \text{кВт}$	$P_e / P_{e\text{ ном}}$	$P_i, \text{кВт}$	
6L160PNS; $P_{e\text{ ном}} = 139,7 \text{ кВт}$; $n_{\text{ном}} = 750 \text{ мин}^{-1}$								
25	472	473	0,631	24,7	35,0	0,251	59,7	0,587
25	472	473	0,631	19,9	35,0	0,251	54,9	0,638
25	472	473	0,631	28,9	35,1	0,251	64,0	0,548
50	595	595	0,793	31,5	69,6	0,498	101,1	0,688
50	595	593	0,791	32,0	69,2	0,495	101,2	0,684
75	681	683	0,911	37,2	105,5	0,755	142,7	0,739

В табл. 1 помимо частоты вращения коленчатого вала n на испытательных режимах приведены значения частоты вращения, соответствующие назначенному режиму работы двигателя по винтовой характеристике $n_{\text{винт}}$, а также относительная частота вращения $n / n_{\text{ном}}$. Индикаторная мощность $P_{i\text{ xx}}$ получена в результате обработки индикаторных диаграмм отдельных цилиндров при работе двигателя без нагрузки при частотах вращения коленчатого вала, соответствующих испытательным режимам по винтовой характеристике. Эффективная мощность P_e взята с нормальной стендовой характеристики. По формуле (3) выполнена оценка индикаторной мощности P_i , а затем по формуле (4) рассчитан механический КПД.

Согласно данным табл. 1 построены графики зависимости механического КПД от частоты вращения коленчатого вала (рис. 3).

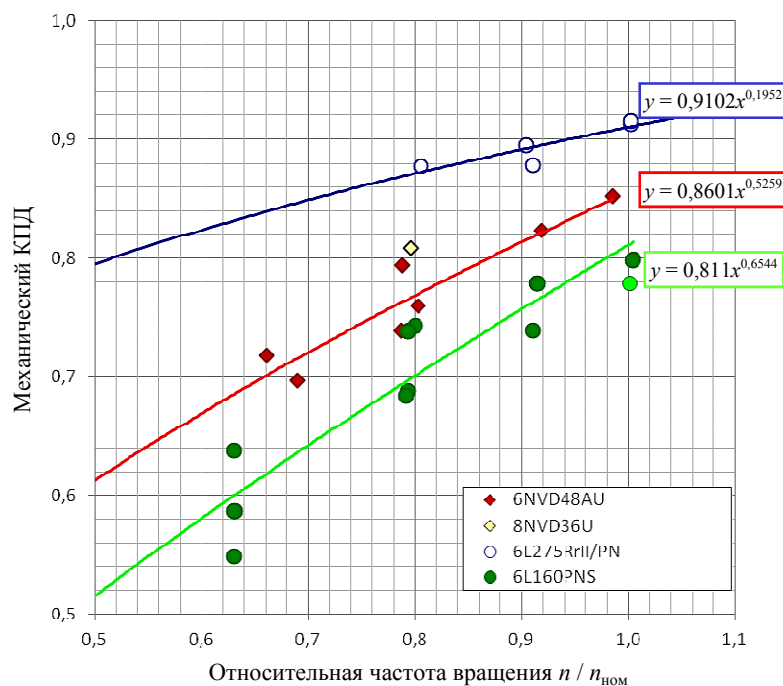


Рис. 3. Зависимость механического КПД от относительной частоты вращения вала

Аппроксимация графиков может быть выполнена с помощью степенной функции вида

$$y = Ax^m.$$

В этом случае коэффициент A представляет собой механический КПД двигателя на номинальном режиме (при $x = \frac{n}{n_{\text{ном}}} = 1$). Тогда показатель степени m будет характеризовать влияние частоты вращения коленчатого вала на механический КПД: чем ниже m , тем меньше зависит механический КПД от частоты вращения. Обратим внимание, что для всех рассматриваемых двигателей $m < 1$.

Полученные значения механического КПД хорошо ложатся в диапазон 0,70–0,94, приведенный, например, в работе [3]. Также соответствует известным данным и закономерность изменения механического КПД в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Для всех рассматриваемых двигателей при уменьшении частоты вращения коленчатого вала механический КПД снижается.

Механический КПД снижается и при уменьшении эффективной мощности двигателя по винтовой характеристике (рис. 4).

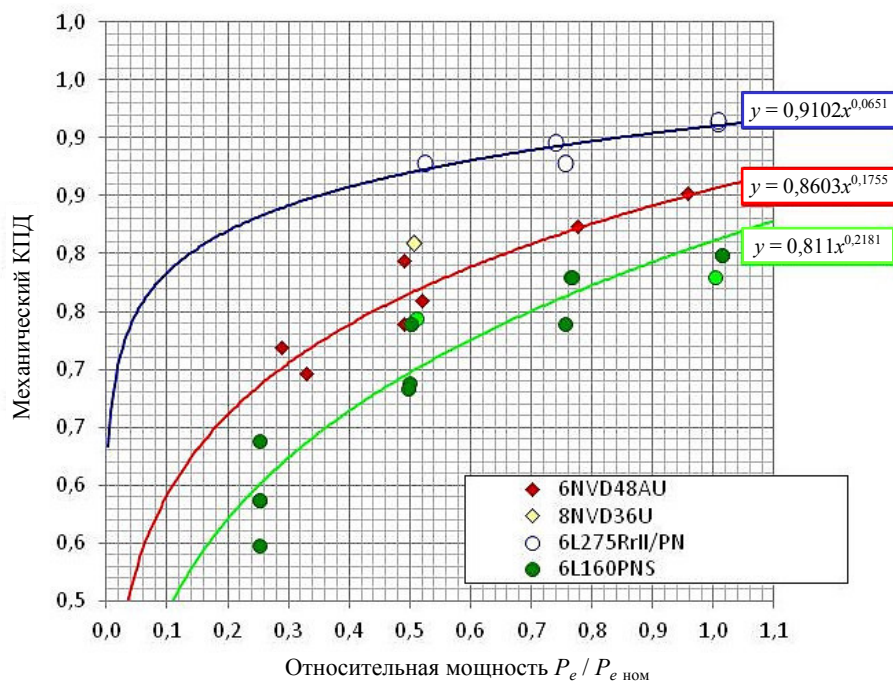


Рис. 4. Зависимость механического КПД от относительной мощности

Снижение механического КПД на рис. 4 объясняется более резким снижением эффективной мощности по сравнению с мощностью механических потерь [7].

Аналитическая оценка механического КПД

Следует отметить практически полное отсутствие в широко известной литературе аналитических выражений для определения механического КПД дизелей. Распространена формула П. И. Бажана и В. Я. Аладышкина [8], вошедшая в учебник [2]:

$$\eta_m = 1 - 0,05831 \frac{d^{0,62} n^{0,0337} p_{\max}^{0,425}}{s^{0,589} p_{me}^{0,984}} \pm 0,018, \quad (6)$$

где d – диаметр цилиндра, м; s – ход поршня, м; p_{\max} – максимальное давление цикла, МПа; p_{me} – среднее эффективное давление цикла, МПа. Приведенная формула получена статистическими методами и позволяет определить механический КПД только на номинальном режиме. Сравнение экспериментальных значений (при номинальной частоте вращения вала) и значений КПД по формуле (6) подтверждает, что указанная формула пригодна лишь для оценки величины КПД (табл. 2).

Таблица 2

Сравнение значений механического КПД

Двигатель	Механический КПД		Величина отклонения относительно среднего, %
	По формуле (6)	По экспериментальным данным	
6NVD48AU	0,8761	0,8601	-2,8
6L160PNS	0,8656	0,811	-6,5
8NVD36U	0,8771	0,809	-8,1
6L275RrII/PN	0,8643	0,9102	+5,2

В статье [9] Г. А. Конаковым предложена формула для определения механического КПД через параметры номинального режима:

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n}\right)^2 \frac{1 - \eta_{m \text{ НОМ}}}{\eta_{m \text{ НОМ}}}}$$

Недостаток данного подхода состоит в том, что его можно использовать лишь в том случае, когда известна величина механического КПД на номинальном режиме. Кроме того, подстановка в эту формулу экспериментальных значений механического КПД из табл. 2 дает завышенные результаты на долевых режимах.

Среди других работ отметим статью [10], в которой аналитическим способом определена мощность механических потерь для дизеля 2Ч9,5/11 ($P_m = 4,66$ кВт, механический КПД при этом составил 0,702). Там же рассмотрена методика проведения проверочного эксперимента. Однако такой эксперимент способен дать результат только в предположении, что двигатель идеально отрегулирован и мощности цилиндров равны между собой.

Заключение

Конечно, результаты одиночных испытаний и даже серии испытаний не позволяют установить какое-либо «точное» значение механического КПД всех двигателей данного типа. Более того, можно утверждать, что в каждом случае для каждого конкретного двигателя будет своя зависимость η_m от частоты вращения коленчатого вала, учитывающая особенности соединения двигателя с потребителем, использование навесных механизмов, состояние поверхностей трения и множество прочих факторов, которые влияют на величину механического КПД. Но по мере накопления статистической информации можно ожидать получения некоторой среднестатистической зависимости как индивидуально для рассмотренных двигателей, так и обобщенной, характерной для типа двигателей. Первая пригодна для косвенной оценки эффективной мощности двигателя по результатам индицирования рабочего процесса, вторая иллюстрирует общие тенденции двигателестроения и может служить для определения механического совершенства конструкции двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Одинец С. С., Топилин Г. Е.* Средства измерения крутящего момента. М.: Машиностроение, 1977. 160 с.
2. *Лебедев О. Н., Сомов В. А., Калашиников С. А.* Двигатели внутреннего сгорания речных судов. М.: Транспорт, 1990. 328 с.
3. *Лебедев О. Н., Калашиников С. А.* Судовые энергетические установки и их эксплуатация. М.: Транспорт, 1987. 336 с.
4. *ГОСТ 30574-98.* Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов. Циклы испытаний. Минск: Межгосударственный совет по метрологии, стандартизации и сертификации, 1999. 6 с.
5. *Стефановский Б. С., Скобцов Е. А., Корси Е. К. и др.* Испытания двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1972. 368 с.
6. *DEPAS D4.0H.* URL: http://depas.od.ua/pdf/DEPAS_Handy_brochure_rus_print.pdf (дата обращения: 25.10.2013).
7. *Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П.* Эксплуатация судовых дизелей. М.: Транспорт, 1990. 344 с.
8. *Бажан П. И., Аладышкин В. Я.* Зависимость для расчета механического КПД и составляющих теплового баланса в воду и масло среднеоборотных дизелей // Двигателестроение. 1986. № 3. С. 16–18.
9. *Конаков Г. А.* Механический КПД двигателей внутреннего сгорания на частичных режимах // Судовая энергетика. 1993. № 1. С. 25–27.
10. *Шуаитов А. А.* Расчетно-аналитический метод определения внутренних потерь в судовом двигателе внутреннего сгорания // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2011. № 2. С. 128–133.

Статья поступила в редакцию 05.08.2020

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Шураев Олег Петрович – Россия, 603950, Нижний Новгород; Волжский государственный университет водного транспорта; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок; eseu@vgavt-nn.ru.



EXPERIMENTAL DETECTION OF MECHANICAL EFFICIENCY
OF MARINE DIESEL ENGINES

O. P. Shurayev

Volga State University of Water Transport,
Nizhny Novgorod, Russian Federation

Abstract. The article summarizes the results of heat engineering tests of diesels used in the educational process of Volga State University of Water Transport and its branches. Although the test goals were different in each case, the indicator diagrams of the working process in each cylinder were recorded in the course of the tests. Analysis of indicator diagrams helped to determine the indicator power of the engine in each case. By comparing the indicator parameters with the corresponding effective ones there was performed the estimation of the mechanical efficiency of each engine at different speeds of rotation of the crankshaft. The studies were carried out on engines of brands 6NVD48AU, 6L275RrII/PN, 8NVD36U, 6L160PNS. It was found that in almost all cases, mechanical losses included fan losses in load devices and friction losses in their bearings. The concept of a screw characteristic is considered. A graph of the propeller characteristics in relative units for various types of engines is built. It is noted that it is very difficult to set a specific value of the crankshaft speed required for testing, the actual points will be close to the theoretical ones, shifting along the helical characteristic. An algorithm for testing and processing the results is presented. There have been analyzed the dependences covered in literature (analytical and statistical) for determining the mechanical efficiency.

Key words: testing diesel engines, working process of a diesel engine, screw characteristic, indicator diagram, indicator and effective parameters, mechanical efficiency.

For citation: Shurayev O. P. Experimental detection of mechanical efficiency of marine diesel engines. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2020;4:69-78. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2020-4-69-78.

REFERENCES

1. Odinets S. S., Topilin G. E. *Sredstva izmereniia krutiashchego momenta* [Torque moment measuring instruments]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 160 p.
2. Lebedev O. N., Somov V. A., Kalashnikov S. A. *Dvigateli vnutrennego sgoraniia rechnykh sudov* [Internal combustion engines for river vessels]. Moscow, Transport Publ., 1990. 328 p.
3. Lebedev O. N., Kalashnikov S. A. *Sudovye energeticheskie ustanovki i ikh ekspluatatsiia* [Ship power plants and their operation]. Moscow, Transport Publ., 1987. 336 p.
4. *GOST 30574-98. Dvigateli vnutrennego sgoraniia porshnevye. Vybrosty vrednykh veshchestv i dymnost' otrabotavshikh gazov. Tsikly ispytaniia* [GOST 30574-98. Piston internal combustion engines. Emissions of harmful substances and smoke of exhaust gases. Test cycles]. Minsk, Mezghosudarstvennyi soviet po metrologii, standartizatsii i sertifikatsii, 1999. 6 p.
5. Stefanovskii B. S., Skobtsov E. A., Korsi E. K. i dr. *Ispytaniia dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Internal combustion engine testing]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 368 p.
6. *DEPAS D4.0H*. Available at: http://depas.od.ua/pdf/DEPAS_Handy_brochure_rus_print.pdf (accessed: 25.10.2013).
7. Kamkin S. V., Voznitskii I. V., Shmelev V. P. *Ekspluatatsiia sudovykh dizelei* [Operation of marine diesel engines]. Moscow, Transport Publ., 1990. 344 p.

8. Bazhan P. I., Aladyshkin V. Ia. Zavisimost' dlia rascheta mekhanicheskogo KPD i sostavliaiushchikh teplovogo balansa v vodu i maslo sredneoborotnykh dizelei [Dependence for calculating mechanical efficiency and components of heat balance in water and oil of medium-speed diesel engines]. *Dvigatelistroenie*, 1986, no. 3, pp. 16-18.

9. Konakov G. A. Mekhanicheskii KPD dvigatelei vnutrennego sgoraniia na chastichnykh rezhimakh [Mechanical efficiency of internal combustion engines in partial modes]. *Sudovaia energetika*, 1993, no. 1, pp. 25-27.

10. Shuaipov A. A. Raschetno-analiticheskii metod opredeleniia vnutrennikh poter' v sudovom dvigatele vnutrennego sgoraniia [Computational and analytical method for determining internal losses in marine internal combustion engine]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaiia tekhnika i tekhnologiya*, 2011, no. 2, pp. 128-133.

The article submitted to the editors 05.08.2020

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Shurayev Oleg Petrovich – Russia, 603950, Nizhny Novgorod; Volga State University of Water Transport; Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Operation of Ship Power Plants; eseu@vgavt-nn.ru.

