

Вероятность безотказной работы определяется по формуле

$$P(W) = 1 - F(W) = \exp(-W/W_0)^m. \quad (14)$$

Литература:

1. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. . . . д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 32 с.
2. Гоц А.Н. Ускоренный метод оценки долговечности жидкостных демпферов крутильных колебаний// Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1988, № 6. – С. 11-12.
3. А.с. 1272030 СССР, МКИ F 16 F 15/12. Жидкостный демпфер крутильных колебаний/ А.Н. Гоц, В.Ф. Дрозденко, Г.Г. Меньшенин и др. Опубл. 23.11.86. Бюл. № 43.– 4 с.: ил. 3.
4. Гоц А. Н., Дрозденко В. Ф., Антонов Н. С. Отработка конструкций силиконового демпфера крутильных колебаний// Тракторы и сельхозмашины. – 1987. - №7. – С. 52-52.
5. Гоц А.Н. Расчет демпфера крутильных колебаний с упругим поглощающим элементом//Транспорт, экология – устойчиво развитие: Сб. докл. VII научн.-техн. конфер. с междунар. участием. – Болгария, Варна, Техн. ун-т, 2001.– С.93-101.
6. Антонов Н.С., Гоц А.Н., Исаев Е.В. и др. Методика безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний жидкостного трения// Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 6. – С. 7-11.

ДИЗЕЛЬ ДЛЯ ТИПОВОГО МОРСКОГО ТРАНСПОРТНОГО СУДНА МАЛОГО ДЕДВЕЙТА

Гаврилов В.В.

(Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Морские транспортные суда дедвейтом около 5000 тонн имеют весьма широкое распространение как в России, так и за рубежом. Специалистами прогнозируется значительная потребность в таких судах в перспективе. Поэтому в настоящее время актуальны работы, направленные на всемерное совершенствование пропульсивных комплексов указанных судов. Показатели пропульсивного комплекса прежде всего зависят от согласованности параметров гребного винта с типом, типоразмером и режимными параметрами главного двигателя. Указанная согласованность определяет топливную экономичность энергетической установки, ее стоимость, массу и габариты.

С учетом сказанного цель работы состоит в повышении технико-экономических показателей пропульсивных комплексов морских транспортных судов малого дедвейта.

Прежде всего необходимо определить основные параметры рассматриваемого типового судна. Воспользуемся известными результатами обобщения параметров судов [1]. В соответствии с указанным обобщением морское транспортное судно дедвейтом 5000 тонн имеет водоизмещение 8000 тонн, скорость полного хода от 12 до 14 узлов, длину корпуса (расстояние между перпендикулярами) 115 м, ширину корпуса 17 м, осадку 6,1 м, коэффициент общей полноты корпуса 0,67.

В работе проанализированы пропульсивные комплексы существующих судов, по параметрам близких к типовому. В анализ включены танкеры типов «Алтай», «Арарат», «Венспилс», «Дрогобыч», «Сергей Киров», «Tarquin Loch», а также су-

хогруз «Росток» и сухогруз проекта 15760. Все суда кроме танкеров типа «Сергей Киров» оборудованы одновальной главной энергетической установкой (ГЭУ) с двухтактным малооборотным двигателем (МОД). На танкере «Сергей Киров» установлена двухвальная ГЭУ со среднеоборотными двигателями. ГЭУ всех судов имеют прямую передачу мощности от главного двигателя (ГД) на гребной винт.

Анализ свойств перечисленных судов выполнен с использованием нашей программной системы ENGINES 2 для автоматизированного проектирования пропульсивных комплексов морских транспортных судов /2/. В расчетах учтены реальные параметры гребных винтов, в частности, диаметр винта D_v , частота его вращения n и отношение диаметра винта к осадке судна D_v/T . Отношение D_v/T для указанных судов лежит в пределах 0,46–0,60. Частота вращения винтов n одновальных судов составляет 170–225 мин⁻¹. Результаты расчетов показали, что в режиме полного хода значения КПД винтов в свободной воде η_p находятся на низком уровне 0,42–0,60. Соответствующие значения пропульсивного коэффициента η составляют всего 0,57–0,69.

Основная причина столь низких показателей пропульсивных комплексов состоит в том, что существующие МОД требуемого для рассматриваемых судов диапазона мощности имеют повышенную частоту вращения коленчатого вала. Это вынуждает принимать заниженные значения D_v/T , то есть винты уменьшенных диаметров, которые обеспечивают малые КПД η_p и, соответственно, малые пропульсивные коэффициенты η .

Какие гребные винты могут обеспечить максимально возможные показатели пропульсивных комплексов рассматриваемых судов? Для ответа на этот вопрос нами выполнено расчетное исследование с использованием ENGINES 2. Была учтена известная рекомендация о том, что отношение D_v/T для одновинтовых морских транспортных судов (именно такие суда наиболее распространены в мировом судоходстве) желательно иметь около 0,67. В этом случае частота вращения оптимальных гребных винтов для указанных судов находится в пределах 110–140 мин⁻¹, а ожидаемое улучшение пропульсивного коэффициента составляет от 6 до 32%. Таким образом, для рассмотренных судов в качестве главных двигателей желательно располагать дизелями относительно небольшой мощности, с указанной сниженной частотой вращения коленчатого вала на расчетном режиме эксплуатации. Однако таковых мировая дизелестроительная промышленность в настоящее время не производит. На рисунке в координатах «мощность-частота вращения» показаны поля спецификационных режимов дизелей фирмы MAN-B&W [3] (с различными числами цилиндров), ближайшие к требуемой области. Видим, что в требуемом диапазоне 110–140 мин⁻¹ дизелей необходимого уровня мощности нет. Можно предположить, что отмеченное обстоятельство зачастую вынуждает принимать решение об установке на подобном судне дизель-редукторной ГЭУ, которая позволяет наилучшим образом решить проблему обеспечения максимального η (в ущерб другим показателям судна).

Необходимо ответить на следующий вопрос: каковы должны быть поля спецификационных режимов недостающего типоразмера дизеля? Для получения ответа рассчитаны линии потребных мощностей ГД для описанного выше типового судна и скоростей v_s 12, 13 и 14 узлов. Линии показаны на рисунке. Расчет выполнен по программе ENGINES 2. Введено ограничение $D_v/T \leq 0,67$. При этом для каждого значения частоты вращения определены параметры гребного винта, обес-

печивающего максимальный для данной частоты пропульсивный коэффициент (минимальную потребную мощность). В ходе расчета в области малых частот вступало в силу ограничение D_B/T и автоматически выполнялась оптимизация шагового отношения винта. В области повышенных частот для каждой частоты оптимизировался винт по диаметру и шаговому отношению одновременно.

Из рисунка следует, что при указанных трех скоростях хода наилучшие гребные винты должны иметь частоту вращения соответственно около 120, 130 и 140 мин⁻¹. Этим частотам соответствуют минимальные значения потребной мощности для привода гребного винта и, соответственно, максимальные пропульсивные коэффициенты η , которые находятся на уровне 0,70–0,71.

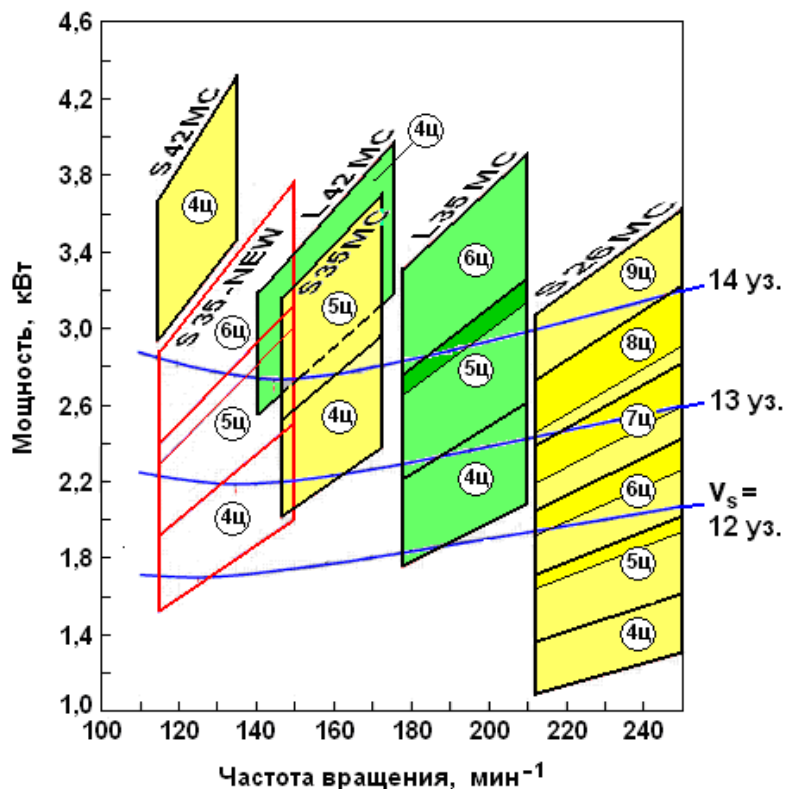


Рис. Потребная максимальная длительная мощность и варианты полей спецификационных режимов главного двигателя для типового судна дедвейтом 5000 тонн

На рисунке также указаны поля спецификационных режимов различных вариантов главного двигателя.

В данном случае может быть рассмотрена возможность использования дизелей L42MC, S35MC, L35MC и S26MC.

Однако поля многих из них расположены вдали от интересующей нас области минимумов потребной мощности, то есть вдали от рассчитанных выше точек наилучших гребных винтов. Поля дизелей S35MC и L42MC для v_s , равной 13 и 14 уз., расположены вполне благоприятно. Но эти двигатели имеют значительную высоту, не позволяющую их разместить в корпусе типового судна. Очевидна потребность в новом типоразмере дизеля, максимальная длительная мощность (МДМ) которого может быть назначена в указанной области минимумов и который имеет приемлемые габариты.

Таким образом, для существенного улучшения пропульсивных свойств судов рассматриваемого типа целесообразно разработать новый типоразмер дизеля со сниженной частотой вращения, который обеспечил бы для морских транспортных судов малого дедвейта с прямой передачей мощности на винт максимально возможный η . Спецификационная мощность дизеля (при различных числах цилиндров) должна находиться в пределах 1,4–3,0 МВт при спецификационных частотах вращения коленчатого вала в диапазоне 115–150 мин⁻¹. Высота дизеля должна позволить разместить его в корпусе типового судна с высотой борта 8 м. Уровень

надежности, ресурсные показатели двигателя должны быть не ниже уровня существующих дизелей того же класса.

Нами изучена возможность создания такого дизеля. Поле спецификационных режимов предлагаемого типоразмера двигателя, рабочее название которого S35-NEW, показано на рисунке.

Обоснованы параметры и дана предварительная оценка ожидаемых показателей нового дизеля (см. таблицу).

Таблица 1. Сравнительные данные об ожидаемых параметрах и показателях нового и существующих дизелей

Наименование величины, размерность	Обозначение величины	Сравниваемые дизели		
		L35MC	S35MC	S35-NEW
Номинальная частота вращения вала, мин ⁻¹	n	210	173	150
Диаметр цилиндра, мм	D	350	350	350
Ход поршня, мм	S	1050	1400	1280
Высота двигателя (с учетом выемки поршня), м	H ₁	5400	6425	6000
Цилиндровая мощность, кВт	N _{ец}	650	740	625
Среднее эффективное давление, МПа	p _e	1,84	1,91	2,03
Средняя скорость поршня, м/с	c _m	7,35	8,21	6,40
Комплексный показатель уровня форсировки, МПа·м/с	c _m p _e	13,5	15,7	13,0
Максимальное давление цикла, МПа	p _z	13,5	14,5	15,5
Удельный эффективный расход топлива, кг/кВт·ч	b _e	0,177	0,178	(0,177 – 0,178)

Диаметр цилиндра дизеля следует выбирать из ряда 260, 350, 420 мм. Какие либо промежуточные значения рассматривать нецелесообразно, учитывая очевидную необходимость унификации размеров деталей нового и существующих дизелей. Диаметр 260 мм не может быть выбран, так как в этом случае при сниженной частоте вращения коленчатого вала до требуемого диапазона 115–150 мин⁻¹ для получения необходимой мощности двигателя потребовалось бы слишком большое число цилиндров (особенно для скорости хода 13 и 14 уз.), что вызвало бы чрезмерно увеличенную длину ГД. Кроме того, при указанном малом диаметре цилиндра и сниженной частоте вращения потери теплоты из рабочего цикла двигателя через стенки цилиндра ожидаются столь значительными, что удержать топливную экономичность дизеля на уровне, характерном для современных МОД, при этом не удастся. Выбор диаметра 420 мм также невозможен. Дело в том, что при таком диаметре для обеспечения требуемого диапазона мощностей пришлось бы весьма существенно снизить уровень среднего эффективного давления в дизеле, что повлекло бы за собой недопустимое увеличение его удельной массы. Таким образом, из перечисленных трех диаметров следует выбрать промежуточный диаметр, равный 350 мм.

Допустимая высота двигателя, оцененная с учетом высоты борта типового судна, пространства над двигателем для выемки поршня со штоком и положения оси валопровода относительно основной линии корпуса судна при диаметре гребного винта до 4,0 м, должна быть не более 6000 мм. Среднее эффективное давление p_e по сравнению с исходным дизелем S35MC должно быть повышенным. Это позволит частично компенсировать снижение частоты вращения и получить при-

емлемую удельную массу нового дизеля. Учитывая сказанное, а также достигнутый фирмой MAN-B&W уровень p_e в серийно выпускающемся дизеле S42MC, равный 1,95 МПа /3/ и устойчивую тенденцию повышения этого уровня в мировом дизелестроении, примем для нового дизеля $p_e \approx 2,0$ МПа.

Исходя из принятого уровня форсировки двигателя по p_e , учитывая допустимую высоту двигателя, установлено, что ход поршня S проектируемого дизеля должен быть принят равным 1280 мм.

Средняя скорость поршня c_m при номинальной частоте вращения вала двигателя составляет $c_m = S \cdot n / 30 = 6,4$ м/с, что значительно ниже, чем в существующих дизелях. Однако по комплексному показателю $c_m p_e$ новый дизель имеет практически тот же уровень форсировки, что и L35MC ($c_m p_e = 13,0$ МПа·м/с). Во избежание чрезмерных удельных механических нагрузок в подшипниках кривошипно-шатунного механизма, которые вызваны повышенным до 15,5 МПа максимальным давлением рабочего цикла p_z , в предлагаемом дизеле следует принять увеличенными диаметры шеек коленчатого вала и цапф поперечины крестковца. Описанные здесь и другие решения позволяют рассчитывать на то, что надежность, ресурсные показатели нового дизеля не будут ухудшены по сравнению с таковыми для существующих двигателей.

Удельный эффективный расход топлива b_e дизелей L35MC, S35MC и S42MC при работе в режиме номинальной МДМ составляет 177–178 г/кВт·ч. При изменении параметров нового дизеля (по отношению к существующим дизелям) действуют факторы, влияющие как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения b_e относительно указанных значений. С одной стороны, снижение частоты вращения по сравнению с дизелями L35MC и S35MC и соответствующее увеличение продолжительности рабочего цикла вызовет рост потерь теплоты из цикла в стенки цилиндра (вследствие увеличения времени теплообмена), что влечет за собой ухудшение топливной экономичности. С другой стороны, при этом можно выделить факторы, улучшающие b_e . Укажем эти факторы.

а) При примерно неизменной продолжительности горения топлива, выраженной в миллисекундах, продолжительность, выраженная в градусах поворота коленчатого вала (п.к.в.), сокращается, то есть подвод теплоты в цикл происходит в узком диапазоне углов п.к.в в окрестности ВМТ поршня, когда температура подвода теплоты высока, что обеспечивает повышение термического КПД цикла и, соответственно, улучшение b_e .

б) Удлинение цикла, выраженное в миллисекундах, позволяет сократить угол опережения открытия выпускного клапана, что увеличивает степень расширения рабочего тела в цилиндре, увеличивает индикаторную работу и также снижает b_e .

в) Планируемое повышение максимального давления рабочего цикла p_z с 14,5 МПа в существующих дизелях до 15,5 МПа при некотором увеличении степени сжатия, хотя и ставит вопрос сохранения надежности нового дизеля на прежнем уровне, тем не менее, позволит несколько улучшить b_e .

В какой мере описанные факторы улучшат топливную экономичность нового дизеля предстоит решить в предстоящей работе. Здесь же вполне обоснованно можно утверждать, что топливная экономичность нового дизеля ожидается на уровне, свойственном указанным выше существующим дизелям, то есть $b_e = 177$ –178 г/кВт·ч.

Из результатов расчетов (см. рисунок) следует, что использование предлагаемого дизеля в качестве ГД на типовом морском транспортном судне малого дедвейта по сравнению с использованием дизеля L35MC позволит уменьшить потребляемую мощность для привода гребного винта на 4% при скорости хода $v_s=14$ уз. и на 8% при $v_s=12$ уз. Указанное уменьшение обеспечено улучшением пропульсивных качеств судна.

Литература:

1. Сулов В.Ф., Даниловский А.Г., Шаманов Н.П. Оптимизация судового машиностроительного оборудования / Под общ. ред. В.Ф. Сулова: В 2-х т. – СПб.: Издательский центр СПбГМТУ, 2004. – Том 2. – 230 с.
2. Ачкинадзе А.Ш., Гаврилов В.В., Степанов И.Э. Автоматизированное проектирование пропульсивного комплекса морского транспортного судна: Учебное пособие. – СПб.: СПбГМТУ, 2000. – 75 с.
3. Marine Engine: Programme 2nd edition, 2005. – Copenhagen: MAN B&W Diesel A/S, 2005. – 128 p.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВС КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ V-6 БЕЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БАЛАНСИРНЫХ ВАЛОВ

Гусаров В.В., Ашишин А.А.

(Московский государственный индустриальный университет)

Двигатели конструктивной схемы V-6 в последние годы находят всё большее применение на автомобилях. Такая компоновка, хотя и уступает рядной R-6 по уравновешенности, но превосходит её по компактности и жесткости.

В автомобильных двигателях схемы V-6 наиболее часто применяют 3-х коленный вал с углом расклинки кривошипов 120° и углом развала цилиндров 90° .

Такая компоновка может обеспечить равномерное чередование вспышек только при разрезной конструкции шатунных шеек коленчатого вала. В этом случае для уравновешивания момента от сил инерции 1-го порядка $\sum M_{ji}$ обычно устанавливают балансирный вал. Ранее выполненный анализ показал, что в такой схеме частичное уравновешивание $\sum M_{ji}$ можно обеспечить за счет специально подобранных нащечных противовесов коленчатого вала [1] без применения балансира вала, что существенно упрощает конструкцию.

В настоящей работе проанализирована уравновешенность ДВС схемы V-6 с разрезными шатунными шейками, обеспечивающими равномерное чередование вспышек, при разных углах развала цилиндров. Причём уравновешивание момента $\sum M_{ji}$ во всех случаях рассматривали без применения балансира вала, только естественным способом – с помощью нащечных противовесов.

Количественную оценку виброактивности выполнили для пяти вариантов углов развала: $\gamma = 100^\circ, 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$. С учетом ранее полученных результатов, свидетельствующих о резком увеличении виброактивности ДВС такой схемы, при неравномерном чередовании вспышек [1], выбирали для каждого варианта такой угол смещения шатунных шеек α (рис.1), при котором бы обеспечивалось равномерное чередование вспышек. Очевидно, что для рассматриваемой схемы это условие выполняется при: $\alpha = 120^\circ - \gamma$ (рис.1).

Таким образом, пять анализируемых вариантов ДВС схемы V-6 с 3-х коленным валом и разрезными шатунными шейками, характеризовались следующими