

КОМПЛЕКСНОЕ ОБОСНОВАНИЕ СОСТАВА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ

Наиболее сложный и функционально значимый комплекс судов – это их энергетические установки. С ростом грузоподъемности и скорости судов повышается мощность судовых энергетических установок (СЭУ), насыщенность их различного рода механизмами, средствами механизации и автоматизации. Капитальные затраты на СЭУ достигают 40% стоимости судов, а эксплуатационные – 60% судовых расходов. В связи с этим технико-эксплуатационные показатели судов в значительной степени зависят от обоснованности принимаемых при проектировании СЭУ решений.

В настоящее время и на ближайшую перспективу доминирующим типом СЭУ остается дизельная энергетическая установка (ДЭУ). При этом традиционно считается, что для морских транспортных судов оптимальной является одновальная установка с винтом фиксированного шага (ВФШ), а для судов река-море плавания – двухвальная [1,2]. Такие установки относительно просты и удобны в обслуживании, достаточно эффективны (КПД главного энергетического комплекса достигает 34-35%) и имеют хорошие массогабаритные показатели. Использование двухвальной установки для судов смешанного плавания обуславливается необходимостью более эффективной переработки мощности главных двигателей при ограниченной их осадке, а также повышенными требованиями к маневренности и живучести судов в условиях ограниченного фарватера.

Между тем, в перестроечный период отечественное двигателестроение пришло в упадок, в результате чего резко уменьшилась номенклатура отечественных судовых дизелей с требуемыми технико-эксплуатационными показателями [3]. Последнее обстоятельство привело, с одной стороны, к сокращению поступлений новых судов, а с другой – на строящихся судах смешанного плавания стали использовать одновальные установки на базе зарубежных дизель-редукторных агрегатах (проекты судов 16290, 16291, 201, ТС-82 и типа «Комарно»).

В нулевые годы XXI века на государственном уровне была поставлена задача по обновлению флота и возрождению судостроительной базы страны, отправным моментом решения которой стала закладка первого судна река-море плавания типа «Валдай» (проект 01010) на «Северной верфи» в Санкт-Петербурге (рисунок 1), когда «...впервые в новейшей истории страны крупнейший отечественный судовладелец (ОАО «Северо-западное пароходство») заказал суда отечественному предприятию (ОАО «Северная верфь») и строит суда на российские финансы (ПАО «Сбербанк»)...

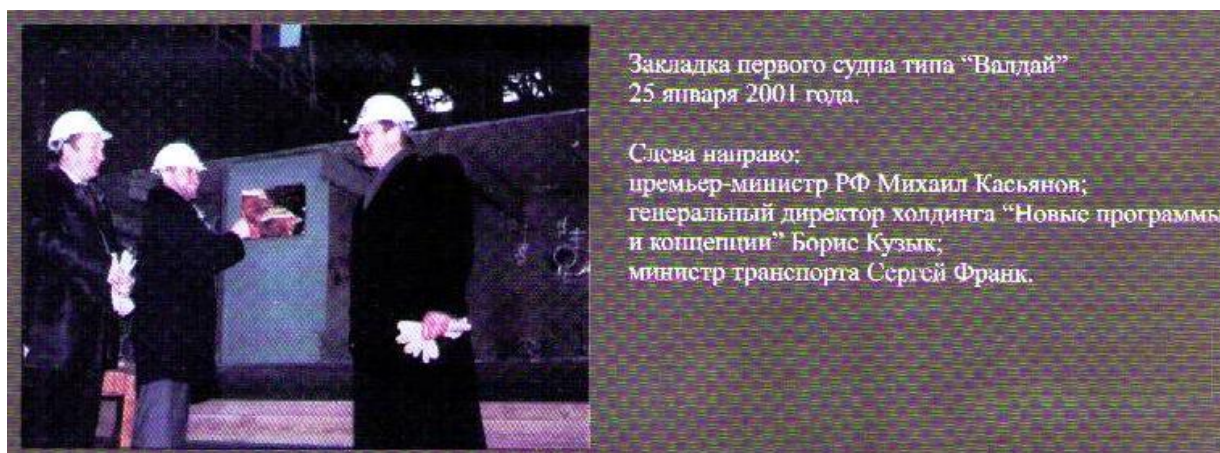


Рисунок 1. Закладка первого судна типа «Валдай»

Проектирование судна выполнялось ОАО «Вымпел», в процессе которого с непосредственным участием заказчика (ОАО «Северо-западного пароходство») обосновывались основные технические решения, в том числе и вальность (число гребных валов) энергетической установки с учетом результатов эксплуатации указанных выше одновальных судов [4].

Как известно, при выборе числа гребных валов учитывается множество факторов [1]. В такой ситуации весьма плодотворным оказался опыт использования для оценки альтернативных составов ГЭК комплексного показателя их конкурентоспособности K_k в виде аддитивной функции «полином», которая (функция) представляла собой "свёртку" 7 параметров составляющих элементов комплекса и СЭУ в целом [5]:

$$K_k = (a_1 p / p_{\max}) + (a_2 r / r_{\max}) + (a_3 m_{\min} / m) + (a_4 b_{\min} / b_n) + \\ + (a_5 b_{\min} / b) + (a_6 \eta_{\text{пр}} / \eta_{\text{прmax}}) + (a_7 c_{\min} / c),$$

где K_k – комплексный показатель конкурентоспособности альтернативного состава ГЭК (с показателями p , r , m , b_n , b , $\eta_{\text{пр}}$ и c);

$p = P_{\text{ГК}} / (д \cdot ш \cdot в)$, (где $P_{\text{ГК}}$ – мощность ГЭК, кВт; $д$, $ш$ и $в$ – габариты (длина, ширина и высота) ГЭК, м) – удельная мощность ГЭК, кВт/м³;

r – ресурс до капитального ремонта главного двигателя, часов;

$m = M_{\text{ГК}} / P_{\text{ГК}}$, (где $M_{\text{ГК}} = x(M + M_{\text{п}} + M_{\text{в}} + M_{\text{г}})$ – масса ГЭК; M , $M_{\text{п}}$, $M_{\text{в}}$ и $M_{\text{г}}$ – масса главного двигателя, главной передачи, валопровода и гребного винта) – удельная масса ГЭК, кг/кВт;

b_n – удельный расход топлива главного двигателя, кг/кВт*ч;

b – удельный расход масла главного двигателя, кг/кВт*ч;

$\eta_{\text{пр}}$ – пропульсивный коэффициент гребного винта;

$c = k_{\text{тз}} [1 + (M_{\text{п}} + M_{\text{в}} + M_{\text{г}}) / M] C / (r P_{\text{н}})$, (где r – ресурс главного двигателя в часах; $k_{\text{тз}}$ – коэффициент, учитывающий степень использования мощности главных двигателей и затраты на эксплуатацию СЭУ (на эксплуатационные материалы, техническое обслуживание и ремонт и т.д.); C – стоимость главного двигателя, у.е.) – удельная стоимость энергии, вырабатываемой ГЭК при эксплуатации, у.е./кВт*ч;

p_{\max} – максимальное значение удельной мощности среди альтернативных составов ГЭК, кВт/м³;

r_{\max} – максимальное значение ресурса среди альтернативных главных двигателей, тыс. ч;

m_{\min} – минимальное значение удельной массы среди альтернативных составов ГЭК, кг/кВт;

b_{\min} – минимальное значение удельного расхода топлива среди альтернативных главных двигателей, кг/кВт*ч;

b_{\min} – минимальное значение удельного расхода масла среди альтернативных главных двигателей, кг/кВт*ч;

$\eta_{\text{прmax}}$ – максимальное значение пропульсивного коэффициента гребного винта среди альтернативных составов ГЭК;

c_{\min} – минимальное значение удельной стоимости энергии, вырабатываемой при эксплуатации, среди альтернативных составов ГЭК, у.е./кВт*ч.

a_i , (где $i = 1, 2, 3, \dots, 7$) – коэффициенты весомости указанных частных показателей, определяемые на основе попарного ранжирования их по значимости с последующим двухкратным нормированием, а именно: $\sum a_i = 1$ и значение коэффициентов весомости ограничивается числом 2/м.

Расчеты выполнялись применительно к сухогрузному судну смешанного плавания проекта 1814 грузоподъемностью 1700 тонн с двухвальной ДЭУ, где в качестве главных двигателей использовались отечественные судовые дизели 6ДР30/50, работающие напрямую на винты фиксированного шага (ВФШ) диаметром 2,0 м (таблица 1). Выбор судна был обусловлен наличием проектных данных по нему, а также эксплуатационных данных и опыта работы в качестве механика.

Альтернативные составы ГЭК базировались на судовых дизелях Коломенского завода размерности 26/26 (одного шестицилиндрового – одновальная установка и двух четырехцилиндровых – двухвальная установка) и на зарубежных двигателях фирмы SKL марки 6ВД26/20АЛ (двухвальная установка). Суммарные мощности этих двигателей примерно соответствовали мощности главных двигателей судна проекта 1814, а остальные технико-эксплуатационные показатели были заметно выше, чем у дизелей 6ДР30/50 и находились на уровне параметров зарубежных аналогов.

Результаты выполненных расчетов свидетельствуют о том, что на эффективность ГЭК заметно влияют показатели всех его составных элементов (главных двигателей, главных передач, валопровода и гребных винтов), а также и вальность установки (число гребных валов). Причем, комплексный показатель одновальной установки несколько выше по сравнению с двухвальными установками, вследствие большей экономичности двигателя 6ЧН26/26 и главным образом более высоких массогабаритных показателей одновальной установки (удельных мощности и массы), а также повышения допустимых частоты вращения валов валопровода n_r и упора гребных винтов $У$ по причине увеличения диаметров валов валопровода и винта:

$$n_r \leq 102500 \{ 1 - 3,3(l_2/l)^3 [1 + 1,87\Theta D_B^3 / (\gamma l_2 d_r^2)] \} d_r / l_1^2;$$

$$Y \leq 32150000 [1 - (n_r/n_{кр})^2] (d_r)^4 / (l_{max})^2;$$

где l_1 и l_2 – длина дейдвудного пролета и консоли гребного вала, м; $l_{max} = l_2 + l_1, м$;
 D_B и Θ – диаметр в м и дисковое отношение гребного винта;
 d_r и γ – диаметр в м и удельный вес материала гребного вала, кН/м³;
 $[1 - (n_r/n_{кр})^2] = 1$ при $n_r > n_{кр}$; $n_{кр}$ – критическая частота вращения гребного вала.

Таблица 1

Сопоставление эффективности вариантов главного энергетического комплекса судна

Параметры, размерность	Марка дизелей			
	6ЧН26/26	4ЧН26/26	6ВД26/20АЛ	6ДР30/50-6
Судно				
Грузоподъёмность, т	1700	1700	1700	1700
Осадка в полном грузу, м	3,4	3,4	3,4	3,4
Скорость в полном грузу, км/ч	21,6	20,6	21,9	21,2
Главные двигатели				
Количество главных двигателей	1	2	2	2
Номинальная эффективная мощность, кВт	1050	500	530	515
Ном. частота вращения коленчат. вала, мин ⁻¹	1000	1000	1000	300
Удельный расход топлива, г/кВт*ч	188	192	212	242
Удельный расход масла, г/кВт*ч	0,9	0,9	2	2,2
Габаритные размеры, мм:				
длина	3930	3090	3310	4405
ширина	1580	1580	1300	1700
высота	2310	2330	2180	3150
Масса, кг	11000	8000	8690	18000
Ресурс до капитального ремонта, тыс. часов	65	65	40	40
Главные передачи				
Оптимальное передаточное число	4,325	4,600	6,190	1,359
Номинальное передаточное число	3,952	4,409	4,409	1
Габаритные размеры, мм:				
длина	1620	1010	1010	0
ширина	1510	1090	1090	0
высота	1700	1300	1300	0
Масса, кг	4500	1250	1250	0
Валопроводы				
Диаметр промежуточного вала, м	0,16	0,13	0,13	0,12
Диаметр гребного вала, м	0,18	0,15	0,15	0,14
Гребные винты				
Диаметр, м	2,4	2,1	2,1	2,0
Масса гребного винта, кг	1148	819	819	660
Оптимальная частота вращения, мин ⁻¹	231	217	162	221
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	253	227	227	300
Пропульсивный коэффициент	0,54	0,57	0,57	0,50
Главные энергетические комплексы				
Номинальная мощность ГЭК, кВт	1019	970	1028	1030
КПД ГЭК	0,23	0,24	0,22	0,17
Удельная мощность, кВт/м.куб.	50,3	32,1	42,0	21,8
Удельная масса, кг/кВт	16,3	20,8	20,9	36,2
Удельная стоимость энергии, у.е./кВт*ч	0,040	0,033	0,028	0,019
Комплексный показатель K_k	0,908	0,885	0,745	0,686

Влияние других факторов неоднозначно и можно сказать, что даже противоречиво. Действительно, если сравнить альтернативные варианты с дизелями Коломенского завода, то при практически одинаковых прочих условиях при одновальной установке пропульсивный коэффициент винтов $\eta_{пр}$ и КПД ГЭК заметно ниже ($\eta_{пр}$ на 5,3%), чем у двухвальной.

Как известно, пропульсивный коэффициент $\eta_{пр}$ - это произведение КПД винтов η_p и коэффициента влияния корпуса судна η_k . Анализ их влияния на $\eta_{пр}$ показывает, что их действие в данном случае противоположно, а именно: при диаметральной установке винта его КПД значительно (приблизительно на 10%) снижается вследствие резкого (в 1,6 раза) увеличения удельная нагрузка на винт, а коэффициент влияния корпуса судна повышается согласно (1).

$$\Delta\eta_k = (2\delta^2 + 5,2\delta - 21,1)/(\delta^2 + 7,5\delta - 21,3), \quad (1)$$

где $\Delta\eta_k$ - степень изменения коэффициента влияния корпуса судна при диаметральной расположении винта (одновальная установка) по сравнению с бортовым (двухвальная установка); δ - коэффициент полноты водоизмещения судна.

Еще значительно, причем обратно пропорционально, на пропульсивный коэффициент винтов влияет частота их вращения, оптимальное значение которой (частоты) n_d зависит, как от перерабатываемой винтом мощности и состава ГЭК, так и от вальности установки, а именно:

$$n_d = \{265[(P_n \eta_p \eta_v \eta_{пр})/v(1-t)]^{1/2}\}/(D_{вmax})^2,$$

где P_n - номинальная мощность главного двигателя, кВт;

η_p, η_v и $\eta_{пр}$ - КПД главной передачи, валопровода и пропульсивный коэффициент винтов;

v - скорость судна в полном грузу, км/ч;

t - коэффициент засасывания ($t = 0,2\psi^2 + 0,8\psi$ - для бортового винта и $t = 0,4\psi^2 + 0,6\psi$ - для диаметрального винта);

ψ - коэффициент попутного потока ($\psi = 0,5\delta - 0,16$ - для бортового винта и $\psi = 0,5\delta - 0,1$ - для диаметрального винта);

$D_{вmax}$ - максимально возможный диаметр ВФШ ($D_{вmax} = 0,65T$ для бортового винта и $D_{вmax} = 0,75T$ для диаметрального винта; T - осадка судна в полном грузу, м), м.

В таблице приведены значения n_d для каждого из вариантов СЭУ, а также обеспечиваемая частота вращения винтов выбранным составом оборудования, которая, как следует из таблицы, существенно отличается от первой (n_d). Дело в том, что номенклатура, как судовых главных двигателей, так и главных передач, выпускаемых промышленностью, ограничена. Поэтому в данном случае удалось подобрать реально возможные редукторные передачи с показателями хотя и близкими к требуемым, но не полностью отвечающим расчетным. Последнее также повлияло в конечном итоге и на эффективность вариантов СЭУ. Причем влияние это даже, несмотря на то, что редукторные передачи не с самыми оптимальными показателями, оказалось определяющим (пропульсивный коэффициент винтов повысился на 14%). В связи с этим при принятии решения по составу СЭУ судов проекта 01010 предпочтение было отдано двухвальным установкам на базе дизель-редукторных агрегатов мощностью 1000 кВт каждый, имея в виду, что такие установки при достаточной эффективности обладают значительно большей маневренностью и живучестью, чем одновальные.

Таким образом, резюмируя изложенное, можно сделать вывод о том, что, хотя одновальные установки несколько и повышают эффективность СЭУ, однозначно говорить об их заметном преимуществе для судов смешанного плавания невозможно. В каждой конкретной ситуации решение должно приниматься на основе комплексного многофакторного анализа с учетом реальных поставок основного судового оборудования с необходимыми технико-эксплуатационными характеристиками.

Литература

1. Проектирование судов внутреннего плавания/Н.К.Дормидонтов, В.Н.Анфимов, П.А.Малый и др.- Л.: Судостроение, 1974. - 335 с.
2. Ачкинадже, А.Ш. Автоматизированное проектирование пропульсивного комплекса морского транспортного судна: учебное пособие/ А.Ш. Ачкинадже, В.В.Гаврилов, И.Э.Степанов. - СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2000. - 75 с.
3. Сорокин В.А. Современное состояние отечественного судового двигателестроения: материалы третьей Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы морской энергетики». - СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2014. С.28-32.
4. Баёв, А.С. Северо-Западное пароходство: основа компании - флот. История и перспективы./А.С.Баёв // Морской вестник, 2002, № 4.
5. Методические указания по курсовому проектированию по дисциплине «Судовые энергетические установки»: специальность 140200/А.С.Баёв - СПб.: ИПЦ СПбГУВК, 1997.