

ОПТИМИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ ТИПА CRP AZIPOD®

В современных пропульсивных комплексах сверхбольших контейнеровозов (ULCS's, ULCV's) пропускной способностью от 9000 до 15000 TEU [1, 2] и судов, перевозящих природный сжиженный газ (LNG carriers) вместимостью от 140 до 200 тыс. м³ [3], в качестве гребных дизель-электрических установок получили предпочтение, так называемые системы двойного питания (Dual-Fuel Electric Propulsion). Это обусловлено с тем, что такие суда для обеспечения скорости хода порядка 25,5 узла должны оборудоваться энергетической установкой мощностью 100 МВт. Строительство классических одновинтовых пропульсивных комплексов связано с проблемой производства винтов большого диаметра из-за эффекта срыва потока воды с кромки винта, и, возникающих при этом перегрузках дизеля. С другой стороны, двухвинтовые пропульсивные комплексы, состоящие из двух малооборотных дизелей (МОД), разнесенных по бортам, имеют сравнительно большую стоимость и меньшую гидродинамическую эффективность. Поэтому, оптимальным пропульсивным комплексом для таких судов является энергетическая установка типа CRP Azipod®, состоящая из МОД и, так называемого, винто-рулевого гидродинамического комплекса (ВРГК) типа Azipod [4].

Однако, наряду с такими преимуществами, как: высокая маневренность (скорость судна с максимальной до нулевой уменьшается за время от 20 до 30 с, в зависимости от загрузки судна, условий плавания, состояния корпуса; возможность достижения 60 % обратной скорости хода при максимальном значении момента обратного хода, момент достигает максимального значения уже при нулевой скорости.); резервирование мощности (возможность, в случае эксплуатационной необходимости, отбора мощности от энергетической установки, предназначенной для питания электродвигателя Azipod®), пропульсивные комплексы типа CRP Azipod® имеют и ряд существенных недостатков, которые не решены на сегодняшний день. Одним из таких недостатков является то, что при маневрировании судна (особенно при реверсе направления движения), энергия торможения, состоящая из энергии, полученной от винтов, работающих в режиме гидравлической турбины, и энергии, запасенной во вращающихся частях двигателей, валопроводов и гребных винтов с присоединенными массами

воды, расходуется в виде потерь в системе питания электродвигателя [5]. А именно, выделяется в виде обратной мощности, либо в сопротивлениях RBU, включенных в цепь постоянного тока в случае применения преобразователей частоты (ПЧ) с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ), например с инверторами типа NPC, либо в обмотках электрической машины и сопротивлениях динамического торможения при использовании циклоконвертеров, переведенных в выпрямительный режим работы.

Целью проводимых исследований является оптимальное управление энергетической установкой типа CRP Azipod® на маневрах по критерию минимума затрат электрической энергии на реверсирование. В [6] приведены результаты экспериментальных исследований показателей качества пропульсивных комплексов электроходов, оцениваемых по маневру "реверс", которые в основном определяются энерговооруженностью судна и параметрами частотно-управляемого гребного электродвигателя, которые, в свою очередь, зависят от таких величин, как напряжение на обмотках статора электродвигателя и частоты тока статора. В этой связи, требования к качеству напряжения на выходе ПЧ и оптимальное значение углов управления силовыми тиристорами инвертора являются очень важными параметрами, влияющими на такой критерий качества управления, как минимум затрат энергии. С другой стороны, с помощью существующих "классических" законов оптимального управления [7, 8], основывающихся на однозначных зависимостях момента сопротивления на валу от частоты вращения и осуществляющих регулирование при постоянном моменте, постоянной мощности и вентиляторной нагрузке, не возможно предотвратить занижение (или завышение) критериев оптимальности при изменении соотношений между частотой и напряжением на выходе ЧП.

Для достижения цели исследования, одна из главных задач, которую необходимо решить, это – при расчете характеристик момента сопротивления на валу электродвигателя, надо учесть влияние изменения характеристик пропульсивного комплекса при маневрах. Одним из эффективных способов решения поставленной задачи является применение параметров пропульсивных комплексов, учитывающих натурные испытания.

Расчеты проведены с использованием следующих выражений.

Относительная скорость движения винта, м/с,

$$V_a = (1 - w)v_s,$$

где v_s – абсолютная скорость движения судна, м/с; w – коэффициент попутного потока.

Относительный общий упор всех винтов

$$k_p \cdot T_p = \frac{R_u}{(1-t)},$$

где k_p – количество винтов; T_p – упор винта, Н; R_u – сила сопротивления движению судна, Н; t – коэффициент горизонтального удержания (засасывания).

Сопротивление движению судна

$$R_u = c_1 \cdot v_s^2,$$

где c_1 – коэффициент пропорциональности, который является функцией коэффициента c_0 , зависящим от скорости судна и многофункционального коэффициента y , который учитывает такие факторы, как степень обрастания корпуса, водоизмещение, состояние моря и глубину под килем,

$$c_1 = y \cdot c_0(v_s);$$

$y = f(\text{обрастание корпуса, водоизмещение, состояние моря, глубина под килем})$.

Кривая сопротивления судну для фактической загрузки строится методом *Bi*-линейной интерполяции с квадратичным приближением к значению меньшему, чем измеренное, при помощи MatLab Simulink:

$$R(u) = X_{uu} \times u^2 + \text{polyval}(pR_u, \max(u_ship - up_start, 0)),$$

где $R(u)$ – сопротивление корпусу судна в функции скорости; X_{uu} – сопротивление движению судна, кПа; u – скорость судна, м/с; u_ship – реальная скорость судна в зависимости от загрузки, м/с; up_start – начальная скорость судна, м/с.

Таблицы начальных данных нужны для каждого конкретного судна. Данные получают путем натурных испытаний и они задаются применяя средства обработки данных, которые разрабатываются на базе подхода Data Mining (дословно: "добыча данных"), так называемые DMI модели:

DMI модель 78023.31 водоизмещением 12840 м³:

$kuRwtn = [$	15.0	37053	0.121	0.181	119.3;
	15.5	40083	0.126	0.179	123.0;
	16.0	43763	0.125	0.177	127.5;
	16.5	47902	0.122	0.176	132.4;
	17.0	52333	0.119	0.177	137.5;
	17.5	56936	0.115	0.179	142.7;
	18.0	61673	0.113	0.180	147.8;
	18.5	66586	0.112	0.181	152.8;
	19.0	71858	0.111	0.179	157.9;
	19.5	77827	0.109	0.176	163.2;
	20.0	85025	0.106	0.169	169.0],

где n – частота вращения гребного винта.

На рис. показана модель динамики скорости судна, исходным параметром которой является скорость гребного винта в отношении воды (V_a).

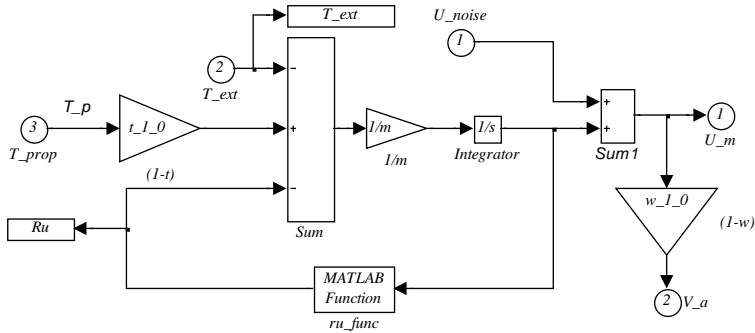


Рис. Модель динамики судна: T_{prop} – упор (*thrust*) гребного винта; $t_{1_0} = 1 - t$ – среднее значение коэффициента горизонтального удержания (*thrust deduction*) в относительных единицах (о.е.) измеренных данных для соответствующей модели судна; T_{ext} – упор внешней силы (*External Force*); $m = 12840 \cdot 1025$ (водоизмещение * масса единицы объема морской воды) + 105 (груз судна); U_{noise} – отклонение ("шум") скорости судна; Ru_func – функция расчета сопротивления судна (Ru); $w_{1_0} = 1 - w$ – среднее значение коэффициента попутного потока (*wake fraction*) в о.е. для соответствующей модели судна; U_m – скорость судна

Полученные значения упора T_{prop} и момента Q_{prop} , которые рассчитываются в зависимости от угла атаки и известных коэффициентов CT и CQ , полностью учитывают натурные испытания конкретного судна и, следовательно, при расчете зависимости момента сопротивления на валу от частоты вращения, что, в свою очередь позволит оптимизировать систему управления ПЧ с точки зрения формирования зависимостей управляющих импульсов для получения оптимальных законов управления напряжением и частотой на обмотке статора гребного электродвигателя энергетической установки пропульсивного комплекса типа CRP Azipod®.

Дальнейшие исследования предполагается направить на усовершенствование полученных результатов путем учета изменения КПД и коэффициента мощности гребного электродвигателя ВРГК, а также их взаимодействия с МОД пропульсивного комплекса типа CRP AZIPOD®.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Радченко А.П., Будашко В.В. Комбінована енергетична установка сучасного контейнеровоза // Судовые энергетические установки: наук.- техн. зб. – 2001. - № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 90 – 96.
2. Barend Thijssen. The propulsion of ultra large container vessels // Marine news. Wärtsilä, 2000. - № 2. – P. 20 – 23.
3. J. F. Hansen, R. Lysebo. Electric propulsion for LNG carriers // LNG Journal, 2004. - №9 - 10. – P. 41 – 64.
4. Томи Вейконхеймо, Матти Туртайнен. Гребной винт противоположного вращения Azipod® увеличивает КПД морской силовой установки // АБВ Ревю. – 2003. - №1. С. 6 - 11.
5. J. F. Hanse, R. Lysebo. Comparison of electric power and propulsion plants for lng carriers with different propulsion systems // ABB AS (www.abb.com/marine). 2007. – Oslo, Norway. 15 p.
6. Яровенко В.О. Розрахунок та оптимізація перехідних режимів пропульсивних комплексів електроходів. – Одеса: Маяк, 1999. – 188 с.
7. Калачев Ю.Н. Управляемый асинхронный электропривод // Электротехника. – 2002. - №11. С. 13 - 18.
8. Евзеров И.Х., Лаптева Н.М. Исследование алгоритмов управления частотно-регулируемым электроприводом. – С.-Петербург: 1992. – 54 с.