

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СУДОВОЙ ПРОПУЛЬСИВНОЙ УСТАНОВКЕ С ДВС

*В.К. Румб, к.т.н., проф. СПбГМТУ,
В.И. Паюсов, к.т.н., главный конструктор,
Е.В. Чихачев, директор филиала НПО «Сатурн»*

Рассмотрены судовые пропульсивные установки, состоящие из дизеля, передачи и гребного винта регулируемого шага. Для перечисленных элементов приведены уравнения динамики. Их решение выполнено методом Рунге-Кутты четвертого порядка, который позволяет на каждом шаге интегрирования учитывать изменяющиеся значения коэффициентов уравнений. Такое изменение характерно для продолжительных переходных процессов. Приведены переходные процессы при воздействии на топливopодачу дизеля и на шаг винта.

подавляющая часть ходового времени транспортного судна приходится на установившиеся режимы работы пропульсивной установки. Во время этих режимов соблюдается баланс между энергией, вырабатываемой двигателем, и энергией, поглощаемой гребным винтом. Внешним проявлением установившегося режима является постоянство скорости судна. Анализ установившихся режимов работы дизельной пропульсивной установки (ДПУ) относится к обязательной процедуре, которую выполняют при проектировании энергетической установки. По сути, данный анализ сводится к совместному рассмотрению характеристик элементов ДПУ, а проще говоря, к наложению характеристик друг на друга, так как они обычно представлены в виде графических зависимостей в одинаковых координатах.

Неустановившиеся режимы, свойственные движению судна в период разгона, реверсирования, остановки хотя и занимают небольшую часть ходового времени, однако они в основном определяют маневренные качества судна. Внешним проявлением неустановившегося режима является увеличение или уменьшение частоты вращения гребного винта из-за того, что дизель развивает избыточный или недостаточный крутящий момент. На колебания частоты вращения реагирует регулятор частоты вращения двигателя, который своим воздействием на топливopодачу стремится восстановить статическое равновесие на новом уровне. Закономерности изменения параметров ДПУ от начала возмущения до нового статического равновесия представляют собой переходный процесс, отражающий реакцию ДПУ на конкрет-

ное внешнее воздействие. Наибольший интерес представляют так называемые управляющие воздействия, обусловленные действием оператора, например изменение положения рукоятки управления двигателем, шага гребного винта и т. п.

Определение показателей переходных процессов становится еще более актуальным из-за того, что ими на стадии проектирования ДПУ можно управлять. Иначе говоря, соответствующим подбором расчетных параметров удастся получить желаемые форму и показатели переходного процесса и на этом сформулировать требования к системе управления установкой в целом. Таким образом, построение переходных процессов позволяет не только анализировать поведение ДПУ на неустановившихся режимах, но и облегчает нахождения путей улучшения ее динамических свойств. Несмотря на это переходные процессы исследуют крайне редко и только в рамках гипотезы квазистационарности. Данная гипотеза исходит из предположения, что переход ДПУ от одного рабочего режима к другому протекает очень медленно, и, следовательно, в каждой точке этого процесса выполняется условие статического баланса между подводенной и отведенной энергией. Изучение переходных процессов в виде последовательной совокупности установившихся режимов существенно облегчает понимания их сути, однако не дает оснований для строго теоретического описания работы ДПУ на переходных режимах.

Между тем построение реальных переходных процессов не относится к тривиальной процедуре, поскольку она требует решения дифференциальных уравнений динамики элементов ДПУ. Такие уравнения устанавливают связь между входными и выходными параметрами каждого элемента ДПУ с учетом их инерционности. В общем случае уравнения являются нелинейными. Принципы их получения, способы линеаризации и методы решения подробно изложены в теории автоматического регулирования [1]. В частности, для нахождения интегралов дифференциальных уравнений эта теория ориентирована на преобразование Лапласа — по сути, промежуточную операцию, позволяющую обойти известные трудности при решении уравнений. Однако при массовой доступности компьютерной техники

решать дифференциальные уравнения любого порядка и системы, составленные из них, удобнее и быстрее численными методами. При этом отпадает необходимость приведения уравнений к канонической форме и что, более важно, физическая сущность решаемой задачи не подменяется математическим приоритетом. Из отмеченного следует, что характер протекания переходных процессов ДПУ определяется взаимодействием составляющих ее элементов и их уравнениями динамики.

Динамические свойства судна проявляются в изменении его скорости. Применительно к прямолинейному движению судна уравнение этого изменения может быть получено на основании 2-го закона Ньютона. Согласно ему

$$M_c \frac{d\vartheta}{dt} = P_e - R, \quad (1)$$

где M_c — масса судна с учетом присоединенной массы воды, кг; P_e — движущая сила (полезный упор) гребного винта, Н; R — полная сила сопротивления движению судна, Н.

Упор гребного винта, работающего за корпусом судна, подсчитывается по формуле

$$P_e = (1 - t)K_p \cdot \rho \cdot n_z^2 \cdot D_z^4, \quad (2)$$

где t — коэффициент засасывания; ρ — плотность воды, кг/м³; n_z — частота вращения гребного винта, с⁻¹; D_z — диаметр винта, м; K_p — коэффициент упора, определяемый по кривым действия в функции от относительной поступи λ_p

$$\lambda_p = (1 - \psi) \frac{\vartheta}{n_z \cdot D_z}, \quad (3)$$

где ψ — коэффициент попутного потока.

Для ВРШ коэффициент упора дополнительно должен учитывать шаговое отношение H/D_z . На основании изложенного упор гребного винта является сложной функцией от скорости судна, частоты вращения и шага, т. е. $P_e = f(\vartheta, n_z, H)$.

Силу сопротивления движению для водоизмещающих судов в теории корабля принято представлять в виде уравнения

$$R = \zeta \frac{\rho \cdot \vartheta^2}{2} \Omega = f(\vartheta, \Phi),$$

где ζ — коэффициент полного сопротивления, по опытным данным $\zeta = 0,02 \div 0,12$; Ω — смоченная поверхность судна, м²; Φ — внешние факторы, влияющие на сопротивление движению судна.

После стандартной процедуры линеаризации с разложением в ряд Тейлора выражений для P_e и R уравнение (1) принимает вид

$$\begin{aligned} M_c \frac{d(\Delta\vartheta)}{dt} + F_c \cdot \Delta\vartheta &= \\ &= K_{pn} \Delta n_z + K_{pH} \Delta H - K_{R\Phi} \Delta \Phi, \end{aligned} \quad (4)$$

где F_c — фактор устойчивости судна; K_{pn} , K_{pH} и $K_{R\Phi}$ — угловые коэффициенты соответствующих статических характеристик.

Фактор устойчивости судна определяется взаимным протеканием зависимостей сопротивления и упора винта от скорости судна. Численное значение F_c удобно определять по формуле

$$F_c = \operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}\alpha_2,$$

где α_1 и α_2 — углы наклона касательных, проведенных к кривым $R = f(\vartheta)$ и $P_e = f(\vartheta)$ (рис. 1).

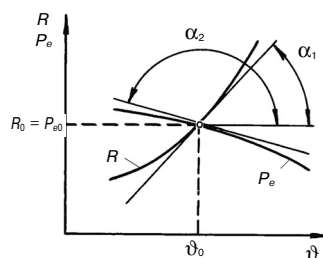


Рис. 1. Схема, поясняющая определение фактора устойчивости судна

Эти кривые могут быть построены на основании теоретических положений, рассмотренных в [2].

Перейдем теперь к уравнению динамики судового двигателя. По имеющимся рекомендациям его целесообразно рассматривать, состоя-

щим из следующих элементов:

- > собственно двигатель, состоящий из деталей остова и кривошипно-шатунных механизмов;
- > всережимный регулятор частоты вращения (механический или электронный), с помощью которого поддерживается заданная частота вращения двигателя;
- > турбокомпрессор, объединяющий в одном агрегате газовую турбину и воздушный компрессор, который обеспечивает подачу воздуха повышенного давления;
- > газоздушный тракт, с помощью которого осуществляется связь турбокомпрессора с двигателем; состоит из выпускного коллектора и впускного ресивера.

Уравнения этих элементов дизеля подробно рассмотрены в [3, 4], поэтому приведем их без комментариев.

Уравнение собственно двигателя:

$$\theta \frac{d(\Delta\omega)}{dt} + F_d \cdot \Delta\omega = K_{dH} \Delta h - K_{dN} \Delta N.$$

Уравнение турбокомпрессора:

$$\theta_k \frac{d(\Delta\omega_k)}{dt} + F_k (\Delta\omega_k) = K_{Tp} \Delta p_T + K_{Th} \Delta h - K_{kp} \Delta p_k.$$

Уравнение впускного ресивера:

$$F_B \cdot \Delta p_k = K_{B\omega_k} \cdot \Delta\omega_k - K_{B\omega} \cdot \Delta\omega.$$

Уравнение выпускного коллектора:

$$F_r \cdot \Delta p_r = K_{r\omega} \cdot \Delta\omega + K_{rp} \cdot \Delta p_k - K_{rn} \cdot \Delta h.$$

Уравнение регулятора частоты вращения:

$$v \frac{d(\Delta z)}{dt} + F_p \cdot \Delta z = K_{p\omega} \cdot \Delta\omega_p - K_{p\psi} \cdot \Delta\psi.$$

Уравнение сервомотора регулятора частоты вращения:

$$T_c \frac{d(\Delta Y)}{dt} + \Delta Y = \Delta z.$$

Таким образом, динамические свойства рассматриваемой ДПУ, структурная схема которой показана на рис. 2, определяются в результате совместного решения уравнений судна (4) и шести уравнений двигателя. Чтобы система, составленная из приведенных уравнений, была замкнутой и соответственно взаимосвязанной, необходимо дополнить ее двумя уравнениями связи. Первое уравнение устанавливает связь между частотой вращения гребного винта и угловой скоростью коленчатого вала. Для ДПУ с прямой передачей такая связь выражается зависимостью $\omega = n_z/2\pi$. Другим уравнением выражается зависимость между перемещениями регулирующего органа топливоподачи и штока сервомотора. Если передаточное отношение этой зависимости равно единице, то искомое уравнение связи имеет вид $\Delta h = -\Delta Y$. Представленную систему уравнений можно упростить в результате исключения из нее алгебраических уравнений. Достигается это простой подстановкой уравнений ресивера и коллектора соответственно в уравнения двигателя и турбокомпрессора. После подстановки и учета уравнений связи динамические свойства ДПУ будут описываться системой из пяти дифференциальных уравнений.

Как уже отмечено, в теории автоматического регулирования подобные системы уравнений приводят к операторной форме с помощью преобразований Лапласа. Такая мера вынужденная и связана с облегчением решения практических задач. Однако в современных условиях любые по сложности системы дифференциальных уравнений можно решать численными методами. Поэтому приведенную систему дифференциальных уравнений решали методом Рунге–Кутты четвертого порядка по программе, разработанной на языке TURBO PASCAL специально для этой цели.

Напрашивается еще одно замечание, касающееся приведенных уравнений. Они представлены

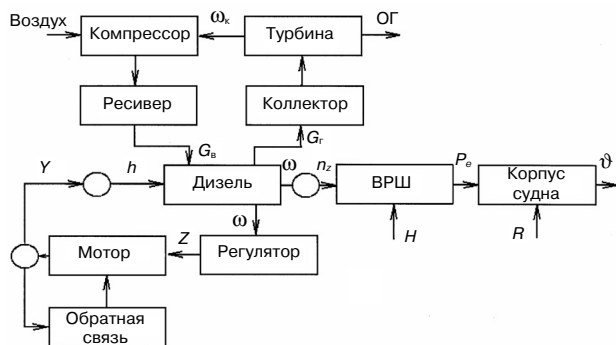


Рис. 2. Структурно-функциональная схема ДПУ

в отклонениях от равновесного состояния и поэтому, строго говоря, справедливы для получения малых переходных процессов, длительность которых исчисляется секундами. В этом случае коэффициенты уравнений допустимо считать постоянными. Однако если требуется смоделировать поведение ДПУ сразу для всего диапазона изменения возмущающего воздействия, то необходимо учитывать тот факт, что численные значения коэффициентов уравнений зависят от режимов работы установки, а они во время переходных процессов постоянно меняются. Изменяется даже масса судна и приведенный момент инерции ДПУ за счет присоединенной массы воды [5]. В этих условиях приходится не только устанавливать функциональные зависимости для коэффициентов уравнений, но и учитывать эти зависимости при пошаговом интегрировании уравнений. Поясним сказанное на примере торможения, связанного с уменьшением скорости судна от начальной ϑ_0 до конечной ϑ_1 . Поскольку при торможении ускорение судна $d\vartheta/dt < 0$, то согласно (1) данный маневр может быть достигнут только при условии $P_e - R < 0$.

Иначе говоря, торможение судна возможно, если заблаговременно уменьшить упор гребного винта. Для установок с ВФШ это можно сделать снижением частоты вращения двигателя в результате перестановки рукоятки управления в сторону меньшей подачи топлива, а в установках с ВРШ еще и за счет разворота лопастей в сторону меньшего шага. Вместе с уменьшением скорости судна меняется сила сопротивления его движению. Текущие значения этой силы можно найти из соотношения

$$\frac{R_x}{R_0} = \left(\frac{\vartheta_x}{\vartheta_0} \right)^2 \text{ или } R_x = R_0 \left(\frac{\vartheta_x}{\vartheta_0} \right)^2. \quad (5)$$

Сложнее обстоит дело с выражением для определения текущего упора гребного винта. Объясняется это тем, что упор, как следует из формулы (2), зависит от коэффициента засасывания λ , частоты вращения n_z и коэффициента упора K_p . Для последнего аргументом служит относительная поступь винта λ_p , а она, в свою очередь, является функцией скорости судна, частоты вращения винта и коэффициента попутного потока. При смене режима работы ДПУ все упомянутые коэффициенты будут изменяться, причем это изменение может быть довольно существенным. Несмотря на очевидность указанных зависимостей данных по ним в литературе крайне мало. Более или менее полно описана гидродинамика взаимодействия гребного винта с корпусом судна для установившихся режимов работы ДПУ. Что касается неустановившихся режимов и, в част-

ности, больших переходных процессов, о которых идет речь, то они, по-видимому, изучены пока не до конца и поэтому в настоящее время нет практически проверенных зависимостей, пользуясь которыми можно было бы решать поставленную задачу. В этих условиях, не претендуя на оригинальность, попытаемся выразить упомянутые коэффициенты соответствующими уравнениями.

В теории гребных винтов коэффициент упора находят по кривым действия гребного винта, которые строят по результатам испытаний моделей винтов в свободной воде. Аппроксимация этих кривых дает возможность записать

$$K_p = A_p - \lambda_p \left(\frac{A_p}{H/D_z} \right)^{1,25}$$

где A_p — коэффициент, который предлагается подсчитывать по формуле $A_p = 0,375 H/D_z + 0,025$.

Полагаясь только на литературные данные, можно утверждать, что коэффициенты t и ψ являются сложными и зачастую нелинейными функциями скорости судна, полного сопротивления его движению, тяги винта и частоты его вращения. Указанные факторы по-разному влияют на каждый из рассматриваемых коэффициентов: с увеличением упора (шага винта) коэффициент засасывания уменьшается, а коэффициент попутного потока растет. В определенной мере подтверждением этих соотношений служит рис. 3, впервые опубликованный Е.Д. Гарбером. На рисунке графики для t и ψ представлены в зависимости от коэффициента k_D , численно равного

$$k_D = \vartheta \cdot D_z \sqrt{\frac{\rho}{P_e}}$$

Указанные замечания учтены в упомянутой программе, с помощью которой удастся получать как быстрые, так и продолжительные переходные процессы при различных возмущениях. К типовым управляемым возмущениям ДПУ относятся изменение подачи топлива и разворот лопастей ВРШ. Результаты этих решений позволили построить переходные процессы, по которым можно судить о динамике установки в целом. Для примера на рис. 4 приведены графики изменения частоты вращения дизеля и скорости судна во времени при переводе рукоятки управления регулятором в сторону уменьшения частоты вращения. Подобное решение получено и при непосредственном воздействии на шаг ВРШ. По сравнению с воздействием на регулятор частоты вращения изменение шага винта ухудшает динамику установки, поскольку приводит к увеличению длительности переходного процесса, хотя его форма остается прежней. Колебательный

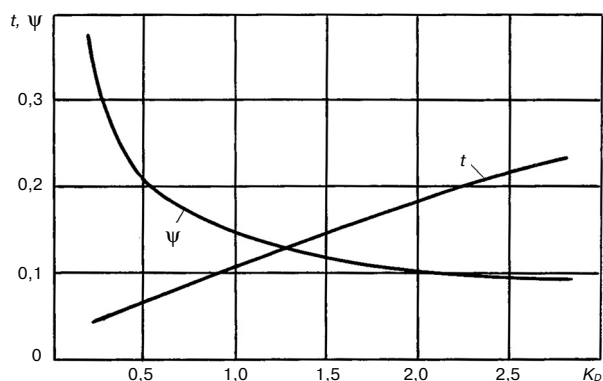


Рис. 3. Графики для определения коэффициентов засасывания и попутного потока

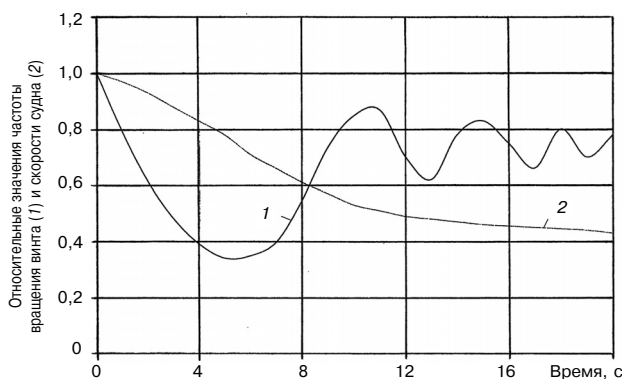


Рис. 4. Изменение частоты вращения двигателя и скорости судна при ступенчатом переводе рукоятки управления регулятора в сторону меньшей частоты вращения

характер переходного процесса двигателя с явным динамическим забросом частоты вращения во многом определяется временем сервомотора T_c . Для другой установки были смоделированы переходные процессы дизеля, работающего отдельно и в составе с гребным винтом, рис. 5. Как видно из рисунка эти переходные процессы отличаются как количественно, так и формой. Для варианта, когда двигатель отсоединен от гребного винта, переходный процесс колебательный с забросом частоты вращения. Переходный процесс того же дизеля, но работающего на гребной винт, аperiodический с большой длительностью. Здесь сказывается гидромеханическая инерционность пропульсивной установки; с увеличением массы судна продолжительность переходного процесса растет.

Более детальным исследованиям подвергнута ДПУ танкера водоизмещением $85 \cdot 10^3 \text{ м}^3$ с мощностью главного двигателя 12 360 кВт при 134 об/мин. В частности, был смоделирован переходный процесс, который будет иметь данная установка при реверсировании танкера разворотом лопастей ВРШ с полного хода «вперед» на полный ход «назад». В практике судовождения подобные маневры не являются редкостью, чаще

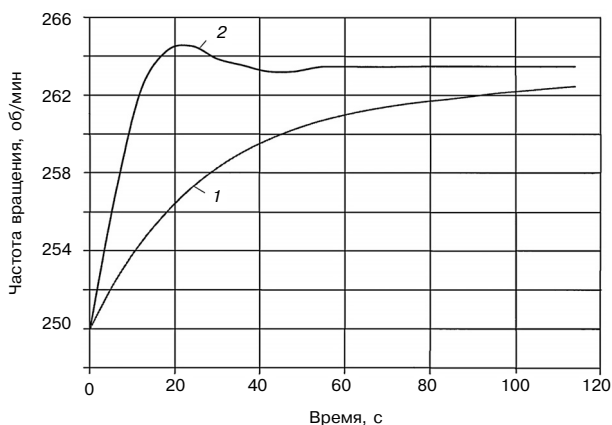


Рис. 5. Скоростные переходные процессы дизеля в составе пропульсивной установки (1) и в отдельности от нее (2)

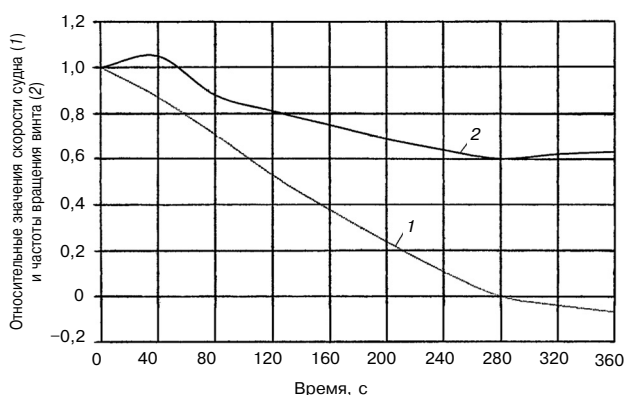


Рис. 6. Изменение скорости судна и частоты вращения гребного винта при реверсировании судна разворотом лопастей ВРШ с полного хода «вперед» до полного хода «назад»

всего ими пользуются для уменьшения выбега судна при его остановке. Данный маневр включает в себя два вида неустановившегося движение: торможение и разгон. При торможении лопасти ВРШ переводят в положение нулевого шага, а затем их разворачивают в противоположное направление. Время выдержки лопастей в нулевом положении влияет на количественные параметры переходного процесса, для процесса, показанного на рис. 6, оно составляет 20 с. Из рисунка следует, что в начальный момент времени (примерно до 40 с) одновременно с плавным уменьшением скорости судна происходит разгон гребного винта, обусловленный тем, что нагрузка со стороны винта уменьшилась, а дизель продолжает работать по номинальной нагрузочной характеристике, следовательно, избыточная работа, развиваемая двигателем, идет на увеличение кинетической энергии. Частота вращения винта доходит до 1,06 от номинального значения. После разворота лопастей на ход «назад» вместе со скоростью судна уменьшаются обороты винта из-

за большого сопротивления движению танкера. Отметим, в рассматриваемые моменты времени судно движется по инерции вперед, а гребной винт уже создает упор заднего хода. Уменьшение частоты вращения ВРШ продолжается до полной остановки судна. В данный момент времени (примерно 280 с) частота вращения винта составляет 80 об/мин.

Моделирование работы ДПУ при том же маневре судна, но при плавном переводе рукоятки управления ВРШ, приводит к более резкому забросу частоты вращения и увеличению длительности переходного процесса. На время переходного процесса существенное влияние оказывает зависимость сопротивления движению судна от его скорости. С учетом (5) продолжительность переходного процесса увеличивается до 370 с. Введение в решаемую систему уравнений регулятора и сервомотора (работа дизеля по регуляторной характеристике) практически не приводит к изменению характера и параметров переходного процесса судна. Сказать то же самое о переходном процессе двигателя нельзя. В данном случае он претерпевает значительные изменения и по форме будет ярко выраженным колебательным с большими забросами и провалами частоты вращения.

Таким образом показано, что использование методологии теории автоматического регулирования позволяет моделировать не только быстрые, но и продолжительные переходные процессы, длительность которых исчисляется минутами. При построении продолжительных переходных процессов необходимо учитывать тот факт, что численные значения коэффициентов уравнений динамики ДПУ во время переходных процессов постоянно меняются. Корректировать значения указанных коэффициентов наиболее просто при пошаговом интегрировании систем дифференциальных уравнений численными методами, например, методом Рунге–Кутты четвертого порядка.

Литература

1. Куропаткин П.В. Теория автоматического управления. — М. : Высшая школа, 1973. — 528 с.
2. Жинкин В.Б. Теория и устройство корабля. — СПб. : Судостроение, 2010. — 408 с.
3. Грехов Л.В. Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. — М. : Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
4. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. — М. : Машиностроение, 1989. — 416 с.
5. Антонович С.А. Динамические характеристики объектов регулирования судовых дизельных установок. — Л. : Судостроение, 1966. — 234 с.