

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«МУРМАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра судовых энергетических установок

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ  
КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ  
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «АВТОМАТИЗАЦИЯ  
СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК»**

*для направления подготовки /специальности  
26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника  
и системотехника объектов морской инфраструктуры»*

Мурманск  
Издательство МГТУ  
2019

Составитель – Алексей Валентинович Злобин, старший преподаватель  
кафедры судовых энергетических установок.

Методические указания рассмотрены и одобрены кафедрой 14  
июня 2019 протокол №10

Рецензент – К. О. Сергеев, канд. техн. наук, заведующий кафедрой  
судовых энергетических установок МГТУ

## ВВЕДЕНИЕ

Цель контрольной работы заключается в развитии у обучающихся современного инженерного мышления и навыков самостоятельного решения задач по экспериментальному определению динамических параметров объекта управления, владению методами расчета динамических параметров.

Задачей контрольной работы является определение коэффициентов уравнений движения главного двигателя с использованием графоаналитического метода расчета динамических параметров по паспортным данным двигателя и параметрам пропульсивного комплекса.

Принимаемый к рассмотрению объект управления – двигательная установка – представляет из себя одномашинный дизель-редукторный агрегат, включающий собственно главный двигатель и потребитель – гребной винт фиксированного шага, а также трансмиссию (передачу): валопровод и редуктор с разобщительной муфтой.

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

### 1 Основы теории и расчетные соотношения

#### 1.1 Уравнения движения объекта управления.

В случае исследования главного двигателя как объекта регулирования по частоте вращения вала, его динамика определяется уравнением движения, записанным в соответствии с принципом д'Аламбера:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{д}} - M_{\text{с}} \quad (1)$$

где:

$J$  – приведенный момент инерции движущихся элементов двигателя и соединенных с ним частей – потребителя, элементов передачи,  $\text{тм}^2$ ;

$M_{\text{д}} = f(\omega, h)$  – движущий момент, кН;

$M_{\text{с}} = f(\omega, \lambda)$  – момент сопротивления, кН.

Пренебрегая величиной и характером потерь в передаче, примем в качестве движущего момента эффективный (крутящий) момент главного двигателя, а в качестве момента сопротивления – момент, потребляемый гребным винтом, приведенный к маховику:  $M_{\text{с}} = i_{\text{п}} M_{\text{в}}$ , где  $i_{\text{п}}$  – передаточное отношение. Тогда:  $M_{\text{дн}} = M_{\text{сн}}$  и  $N_{\text{дн}} = N_{\text{сн}}$ , а в общем случае на установившихся режимах:  $M_{\text{д}} = M_{\text{с}}$  и  $N_{\text{д}} = N_{\text{с}}$ .

Эффективный момент определяется скоростными характеристиками ДВС и зависит, прежде всего, от относительного положения рейки ТНВД –  $h$ , а также от угловой скорости (частоты вращения) коленчатого вала –  $\omega$ . Характер изменения момента винта подчиняется общему закону винтовых характеристик водоизмещающих судов:  $(M_{\text{в}}/M_{\text{вн}}) \sim (\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{вн}})^2$ . Момент сопротивления винта зависит от

угловой скорости гребного вала ( $\omega_B \sim \omega$ ) и относительной поступи винта –  $\lambda$ , величина которой определяет коэффициент пропорциональности в последнем выражении.

После линейризации функций  $M_D$  и  $M_C$  с использованием метода разложения в ряд Тейлора – Маклорена получаем:

$$M_D = M_{D0} + \left( \frac{\partial M_D}{\partial \omega} \right)_0 \Delta\omega + \left( \frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 \Delta h, \quad (2)$$

$$M_C = M_{C0} + \left( \frac{\partial M_C}{\partial \omega} \right)_0 \Delta\omega + \left( \frac{\partial M_C}{\partial \lambda} \right)_0 \Delta\lambda, \quad (3)$$

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} + \left( \left( \frac{\partial M_C}{\partial \omega} \right)_0 - \left( \frac{\partial M_D}{\partial \omega} \right)_0 \right) \Delta\omega = \left( \frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 \Delta h - \left( \frac{\partial M_C}{\partial \lambda} \right)_0 \Delta\lambda, \quad (4)$$

где:

$$M_D = M_{D0} + \Delta M_D; \quad M_C = M_{C0} + \Delta M_C; \quad \omega = \omega_0 + \Delta\omega;$$

$\Delta M_D$ ,  $\Delta M_C$ ,  $\Delta\omega$  – приращения моментов и угловой скорости в переходном процессе;

$M_{D0}$ ,  $M_{C0}$ ,  $\omega_0$  – начальные значения параметров исходного равновесного режима при  $M_{D0} = M_{C0}$ .

Определяя фактор устойчивости, кНмс, как:

$$F_D = \left( \frac{\partial M_C}{\partial \omega} \right)_0 - \left( \frac{\partial M_D}{\partial \omega} \right)_0, \quad (5)$$

получаем уравнение динамики судового двигателя в виде

$$T_D \frac{d\Delta\omega}{dt} + \Delta\omega = K_h \Delta h - K_\lambda \Delta\lambda, \quad (6)$$

где:

$$T_D = J/F_D - \text{постоянная времени двигателя, с;}$$

$$K_h = \left( \frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 / F_D - \text{коэффициент усиления по положению рейки}$$

ТНВД,  $c^{-1}$ ;

$$K_\lambda = \left( \frac{\partial M_C}{\partial \lambda} \right)_0 / F_D - \text{коэффициент усиления по нагрузке, } c^{-1}.$$

Постоянная времени  $T_d$  характеризует инерционные свойства объекта. Эта величина численно равна времени условного переходного процесса, в котором изменение выходного параметра (угловой скорости коленчатого вала ДВС) происходит с постоянной скоростью, равной ее величине в начальный момент реального переходного процесса, вызванного ступенчатым входным воздействием. Величина  $T_d$  зависит от фактора устойчивости, т. е. характера нагрузки и, таким образом, может принимать различные значения для одного двигателя на различных режимах и имеет физический смысл только при положительном самовыравнивании (факторе устойчивости).

Коэффициенты усиления  $K_h$  и  $K_\lambda$  характеризуют реакцию дизеля, работающего на гребной винт как объекта управления по частоте вращения на входные воздействия, соответственно управляющее и нагрузочное; являются размерными величинами.

Введем безразмерные величины:

$$\varphi = \Delta\omega/\omega_H, \mu = \Delta h/h_H, \vartheta = \Delta\lambda/\lambda_H, K_h^X = K_h h/\omega_H, K_\lambda^X = K_\lambda \lambda/\omega_H,$$

где  $\omega_H$ ,  $h_H$ ,  $\lambda_H$  – базовые значения координат, в качестве которых принимаются номинальные значения соответствующих параметров;  $\varphi$ ,  $\mu$ ,  $\vartheta$  – относительные переменные;  $K_h^X$ ,  $K_\lambda^X$  – безразмерные коэффициенты усиления. В результате получим безразмерную форму уравнения динамики двигателя без наддува, работающего на винт фиксированного шага:

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = K_h^X \mu - K_\lambda^X \vartheta \quad (7)$$

Если все коэффициенты данного уравнения разделить на коэффициент при координате  $\mu$ , то можно получить уравнение динамики двигателя, нормированное по каналу топливоподачи:

$$T_A \frac{d\varphi}{dt} + k_d \varphi = \mu - K_\lambda^Y \vartheta \quad (8)$$

где:

$k_d = 1/K_h^X$  – коэффициент самовыравнивания двигателя; величина, характеризующая степень устойчивости объекта в безразмерной форме;

$K_\lambda^y = K_\lambda^X/K_h^X$  – еще один безразмерный коэффициент усиления по каналу нагрузки;

$T_A = T_d/K_h^X$  – постоянная времени разгона (время разгона) двигателя, с. Эта величина численно равна времени, за которое относительное изменение выходного параметра ( $\varphi$ ) достигнет величины, равной относительному изменению входного параметра по каналу управления ( $\mu$ ) после ступенчатого воздействия. В отличие от  $T_d$  время разгона не зависит от самовыравнивания и определяется только инерционными свойствами, т. е. вращающимися массами двигателя и соединенных с ним частей (например, редуктора или генератора, винта с присоединенными массами воды) и, таким образом, является величиной постоянной для объекта.

Можно также получить уравнение динамики двигателя, нормированное по каналу нагрузки:

$$T_A' \frac{d\varphi}{dt} + k_d' \varphi = K_h^y \mu - \vartheta, \quad (9)$$

где:

$k_d' = 1/K_\lambda^X$  – коэффициент самовыравнивания;

$K_h^y = K_h^X/K_\lambda^X$  – коэффициент усиления по каналу топливоподачи;

$T_A' = T_d/K_\lambda^X$  – постоянная времени разгона двигателя, она определяет длительность переходного процесса при ступенчатом единичном воздействии по каналу нагрузки, с.

Задача второго этапа курсового проекта заключается в определении коэффициентов уравнений необходимых для получения их численных значений, используемых при оценке устойчивости замкнутой системы автоматического регулирования.

### 2.1.2 Моменты инерции.

Приведенный момент инерции движущихся элементов двигателя и соединенных с ним частей – винта и элементов передачи можно представить как:

$$J = J_D + J_M + J_B + J_{\Pi} \quad (10)$$

где  $J_D$  – момент инерции двигателя без маховика;  $J_M$  – момент инерции маховика;  $J_B$  – момент инерции винта с присоединенными массами воды;  $J_{\Pi}$  – суммарный момент инерции элементов передачи: редуктора, муфты, валопровода.

Момент инерции двигателя:  $J_D = J_{\Pi}i$ , где  $J_{\Pi}$  – момент инерции КШМ одного цилиндра,  $\text{кгм}^2$ ;  $i$  – число цилиндров. При этом:

$$J_{\Pi} = J_{\text{КОЛ}} + \frac{R^2}{2}(m_{\Pi} + (1+k)m_{\text{Ш}}), \quad (11)$$

где:

- $m_{\Pi}$  и  $m_{\text{Ш}}$  – массы поршня и шатуна соответственно, кг;
- $R$  – радиус кривошипа, м;
- $k$  – коэффициент учета распределения масс шатуна:

$$k = 0,8 \frac{0,3 + (0,001n_H)^2}{0,5 + (0,001n_H)^2}; \quad (12)$$

–  $J_{\text{КОЛ}}$  – момент инерции колена,  $\text{кгм}^2$ . Для вычисления последнего можно использовать формулу:

$$J_{\text{КОЛ}} = \frac{\rho_{\text{СТ}}\pi}{32} \left[ Ld^2(d^2 + 8R^2) + H_{\text{Ш}}ab(a^2 + b^2 + 16r^2) \right]. \quad (13)$$

В последнем выражении:

- $\rho_{\text{СТ}} = 7850 \text{ кг/м}^3$  – плотность стали;
- $r$  – расстояние от оси коленчатого вала до центра тяжести щеки, м; можно принять  $r = R/2$ ;
- $L$  и  $d$  – длина и диаметр мотылевой шейки соответственно, м;

–  $a$ ,  $b$  и  $H_{\text{Щ}}$  – высота, ширина и толщина щеки коленчатого вала соответственно, м.

Момент инерции маховика:  $J_M = \bar{J}_M J_{\text{Ц}}$ , где  $\bar{J}_M = (J_M/J_{\text{Ц}})$  – относительный момент инерции маховика, его значение содержится в исходных данных.

Момент инерции винта с присоединенными массами воды вычисляется по формуле, кгм<sup>2</sup>:

$$J_B = 28 \times 10^{-5} \rho_{\text{Л}} D^5 \Theta (\Theta + 3) k_B, \quad (14)$$

где  $\rho_{\text{Л}} = 8500 \text{ кг/м}^3$  – плотность латуни;  $k_B$  – коэффициент, учитывающий присоединенные массы воды, значения его находятся в диапазоне от 1,3 до 1,4; принимается  $k_B = 1,35$ . Значения диаметра винта  $D$ , м и дискового отношения  $\Theta$  содержатся в исходных данных.

Общий момент инерции элементов передачи следует определять как  $J_{\text{П}} \approx 0,16J$ . Тогда суммарный приведенный момент инерции с учетом перевода в размерность «тм<sup>2</sup>»:

$$J = 1,19(J_{\text{Ц}} + J_B + J_M) 10^{-3} \quad (15)$$

### **1.3 Определение коэффициентов дифференциального уравнения объекта.**

Определение коэффициентов уравнения движения двигателя производится с использованием графоаналитического метода, для чего требуется рассчитать и построить статические характеристики системы «двигатель – потребитель (винт)».

Принимается, что исследуемый режим работы системы принадлежит номинальной (теоретической) винтовой характеристике, под которой понимается винтовая характеристика, включающую точку, соответствующую номинальному режиму работы двигателя –  $N_{\text{д}} = N_{\text{дн}}$  при  $\omega = \omega_{\text{н}}$ .

Мощность сопротивления работе, кВт, определяется выражением:

$$N_C = K_1 \omega_B^3, \quad (16)$$

$\omega_B$  – угловая скорость гребного вала,  $c^{-1}$ ,

$K_1$  – коэффициент тяги, кВтс<sup>3</sup>:

$$K_1 = K_2 \rho_B D^5; \quad (17)$$

$K_2$  – коэффициент момента, безразмерная величина;

$\rho_B$  – плотность воды, для морской воды  $\rho_B = 1015 \text{ кг/м}^3$ ;

$D$  – диаметр винта, м.

Для определения значения коэффициента момента при работе по номинальной (теоретической) винтовой характеристике используется соотношение:

$$K_{2H} = \frac{N_{CH} 10^3}{\rho_B D^5 \omega_{BH}^3}, \quad (18)$$

где:

$\omega_{BH}$  – номинальная угловая скорость винта, рад/с ( $\omega_B = \pi n_B / 30$ ;  $n_B$  – частота вращения винта, мин<sup>-1</sup>);

$N_{CH}$  – номинальная мощность, потребляемая винтом, кВт:  $N_{CH} = N_{дн}$ .

Теперь представляется возможным по номограммам (Рис. 1) определить значение  $\lambda_H$  – относительную поступь «нормального» винта для заданных значений дискового и шагового отношений –  $\Theta$  и  $H/D$ .

Для нахождения коэффициента усиления по каналу нагрузки необходимо определить характер изменения мощности сопротивления от относительной поступи винта в окрестностях точки рассматриваемого режима. Поэтому, установив величины  $\lambda_H$ ,  $K_{2H}$ ,  $D$ ,  $K_{1H}$  и учитывая, что  $\lambda_T < \lambda_H < \lambda_L$  (индекс «Т» означает «тяжелый» винт, а «Л» – «легкий»), задаёмся значениями  $\lambda_{Л,Т} = (1 \pm 0,2)\lambda_H$ , откуда по номограмме определяем значения  $K_{2Л}$  и  $K_{2Т}$ , необходимые для расчета коэффициентов  $K_{1Л,Т} = K_{2Л,Т} \rho_B D^5$ . Результаты расчета для семейства кривых  $N_{СЛ,Н,Т} = K_{1Л,Н,Т} \omega_B^3$  в размерном (кВт) и относительном (о.е.)

выражениях сводятся в таблицу (см. табл. 1). Для теоретической винтовой характеристики (т. е. при  $K_1 = K_{1H}$ ):  $N_C/N_{CH} = (\omega_B/\omega_{BH})^3$ .

Выполнению задачи может помочь использование программы, содержащейся в файле «aseu\_kp05» (Рис. 2).

Для расчетного построения внешних характеристик ДВС широко используется формула Лейдермана, один из вариантов которой (набор коэффициентов) для дизельного двигателя может быть представлен как:

$$N_D = N_{дн} \left[ 0,5 \frac{\omega}{\omega_H} + 1,5 \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 - \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^3 \right]; \quad (19)$$

где:

- $N_{дн}$  – номинальная мощность двигателя;
- $\omega$  – текущее (задаваемое) значение угловой скорости вала ГД, рад/с;
- $\omega_H$  – номинальное значение угловой скорости вала ГД, рад/с.

Таблица 1

Винтовые характеристики

$\omega_B/\omega_{BH} =$ $n_B/n_{BH}$	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$N_C,$ кВт (о.е.)	$\lambda/\lambda_H =$ $= 1,0$	...	...	...	...	...	...	...
	$\lambda/\lambda_H =$ $= 1,2$	(0,027)	(0,064)	(0,125)	(0,216)	(0,343)	(0,512)	(0,729)
	$\lambda/\lambda_H =$ $= 0,8$							(1,0)

Если предположить, что характер изменения энергетических показателей работы двигателя от частоты вращения (угловой скорости)

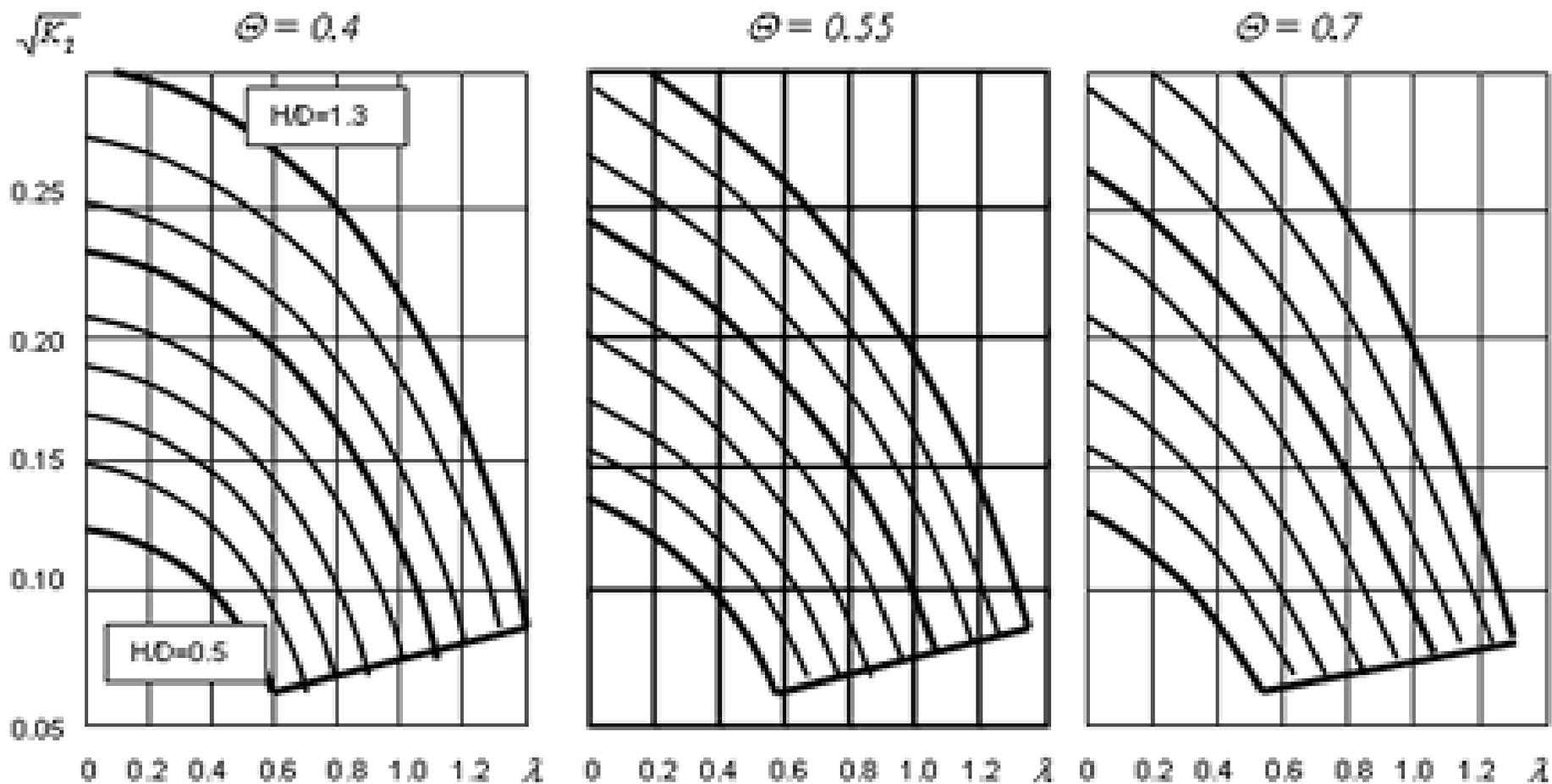


Рис. 1 Номограммы для определения относительной поступи винта при заданном шаговом и дисковом отношениях винта по расчетному значению коэффициента момента

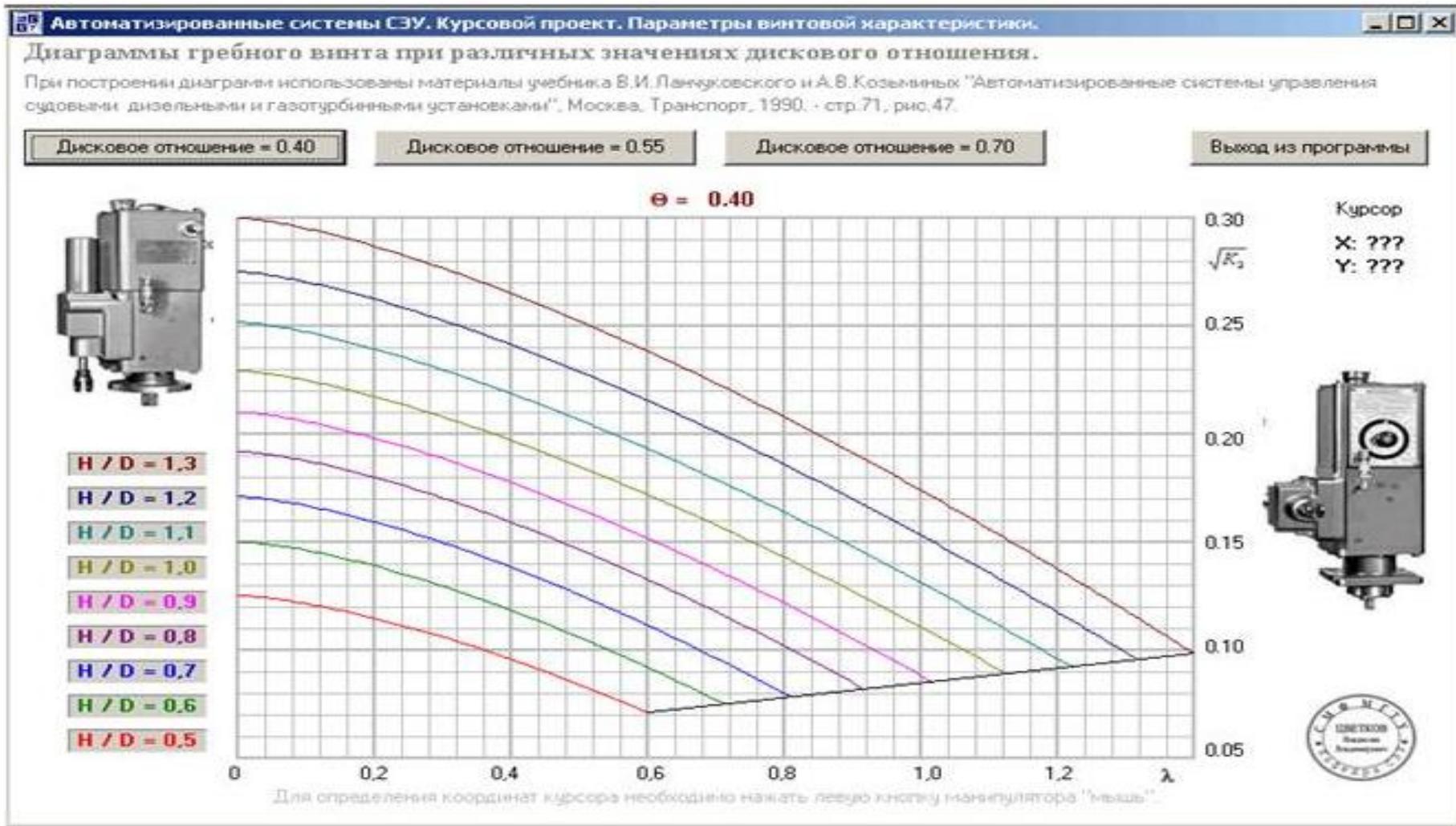


Рис. 2 Интерфейс программы для построения номограмм « $K_2 - \lambda$ ».

коленчатого вала дизеля при фиксированных положениях топливрегулирующего органа (топливной рейки) в области режимов, близких к номинальному идентичен, то вышеприведенную формулу можно представить как:

$$N_{\text{д}} = N_{\text{дз}} \left[ 0,5 \frac{\omega}{\omega_{\text{н}}} + 1,5 \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{н}}} \right)^2 - \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{н}}} \right)^3 \right], \quad (20)$$

где  $N_{\text{дз}}$  – мощность ГД при заданном положении рейки ТНВД и частоте вращения (угловой скорости), равной номинальному значению, кВт или о.е.

Также допустимо принять, что на нагрузочных режимах номинальной частоты вращения изменение эффективного (крутящего) момента пропорционально относительному изменению положения топливной рейки, т. е.  $M_{\text{д}}(\text{о.е.}) = h$ . Так как  $N_{\text{д}} = M_{\text{д}}\omega$ , то при  $\omega = \text{const} = \omega_{\text{н}}$  имеем:

$$N_{\text{д}}(\text{о.е.}) = h$$

и

$$N_{\text{дз}}(\text{о.е.}) = h_3$$

где  $h_3$  – заданное значение относительного положения топливной рейки; при том, что  $h = 1,0$  соответствует положению регулирующего органа, при котором обеспечивается цикловая подача топлива номинального режима работы двигателя, т. е. при  $N_{\text{д}} = N_{\text{дн}}$ ,  $\omega = \omega_{\text{н}}$ ,  $M_{\text{д}} = M_{\text{дн}}$ .

Для нахождения коэффициента усиления по каналу управляющего воздействия необходимо определить характер изменения мощности двигателя от положения топливной рейки в окрестностях точки рассматриваемого режима. Поэтому, помимо определения скоростной характеристики двигателя при  $h = h_3$ , следует дополнительно рассчитать и построить еще как минимум две – одну при большем, вторую при меньшем значениях координаты топливоподачи:  $h = (1 \pm 0,2)h_3$ . Тогда, при использовании относительных значений мощности аналитические выражения скоростных характеристик двигателя будут иметь вид:

$$N_{Д(о.е.)} = h_3 \left[ 0,5 \frac{\omega}{\omega_H} + 1,5 \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 - \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^3 \right], \quad (21)$$

$$N_{Д(о.е.)} = 1,2h_3 \left[ 0,5 \frac{\omega}{\omega_H} + 1,5 \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 - \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^3 \right], \quad (22)$$

$$N_{Д(о.е.)} = 0,8h_3 \left[ 0,5 \frac{\omega}{\omega_H} + 1,5 \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 - \left( \frac{\omega}{\omega_H} \right)^3 \right]. \quad (23)$$

Результаты расчетов следует представить в таблице (см. табл. 3).

Для исследования заданного режима работы системы графоаналитическим методом необходимо, прежде всего, совместно построить характеристики объекта и потребителя в размерных либо относительных значениях параметров. Поставим задачу построения статических характеристик в относительных координатах.

Таблица 2

Скоростные характеристики двигателя

$\omega/\omega_H = n/n_H$		0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$N_{Д}$ о.е.	$h = h_3$								
	$h = 1,2 h_3$								
	$h = 0,8 h_3$								

В относительной системе координат строятся зависимость  $N_{Д} = f(\omega)$  при  $h = h_3$  по данным таблицы 2 и теоретическая винтовая характеристика  $N_C = f(\omega_B)$  при  $\lambda = \lambda_H$  ( $\lambda/\lambda_H = 1,0$ ,  $K_1 = K_{1H}$ ). Последняя представляет из себя зависимость  $N_C/N_{CH} = (\omega_B/\omega_{BH})^3$ ; соответствующие значения определены в таблице 1. Очевидно, что относительные значения угловых скоростей (частот вращения) коленчатого вала и гребного винта совпадают.

Точка пересечения кривых определяет исследуемый статический режим (Рис. 3), для которого следует прежде всего определить относительную угловую скорость (для частного случая, при  $h_3 = 1,0$ :

$\omega_0/\omega_H = \omega_{B0}/\omega_{BH} = 1,0$ ). При этом, для нахождения фактора устойчивости необходимо размерное значение угловой скорости коленчатого вала:  $\omega_0 = \omega_H(\omega_0/\omega_H)$ , рад/с. Также для нахождения  $F_D$  следует провести касательные к графикам в точке исследуемого режима и определить тангенсы углов их наклона к оси абсцисс –  $\alpha$  и  $\beta$ . В соответствии с исходным выражением для фактора устойчивости можно записать:

$$F_D = \frac{1}{\omega_0} \left( \left( \frac{\partial N_c}{\partial \omega} \right)_0 - \left( \frac{\partial N_D}{\partial \omega} \right)_0 \right), \quad (24)$$

тогда:

$$F_D = \frac{1}{\omega_0} (\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta) \frac{N_{DH}}{\omega_H}. \quad (25)$$

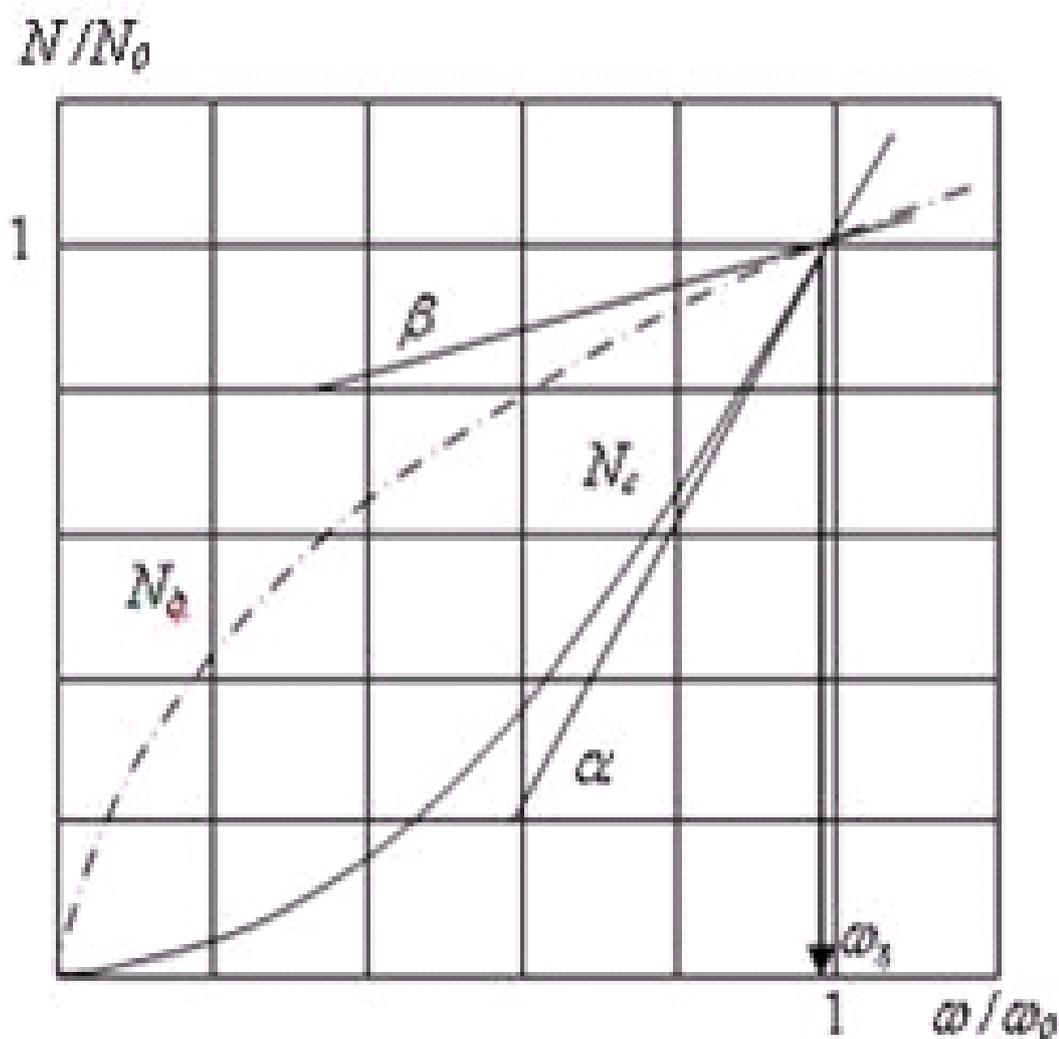


Рис. 3 Статические характеристики системы «двигатель – винт»

**Следует учитывать, что использование метода графического дифференцирования для определения фактора устойчивости двигателя возможно только в равносторонней системе координат.**

Другими словами, определение угловых коэффициентов (тангенсов) через непосредственное измерение соответствующих углов допустимо лишь в том случае, если масштабы (длины отрезков, соответствующих 1,0) по обеим осям равны. В противном случае тот или иной угловой коэффициент следует определять как отношение длин противолежащего и прилежащего катетов соответствующего прямоугольного треугольника, выраженных в относительных единицах по осям ординат и абсцисс. Также, рекомендуется принимать как можно более крупные масштабы, что достигается путем размещения на рабочем поле рисунка только той области, пределы которой являются достаточными для использования графоаналитического метода (Рис. 4). Приведенные в настоящем абзаце указания и рекомендации распространяются и на последующие операции с применением этого метода.

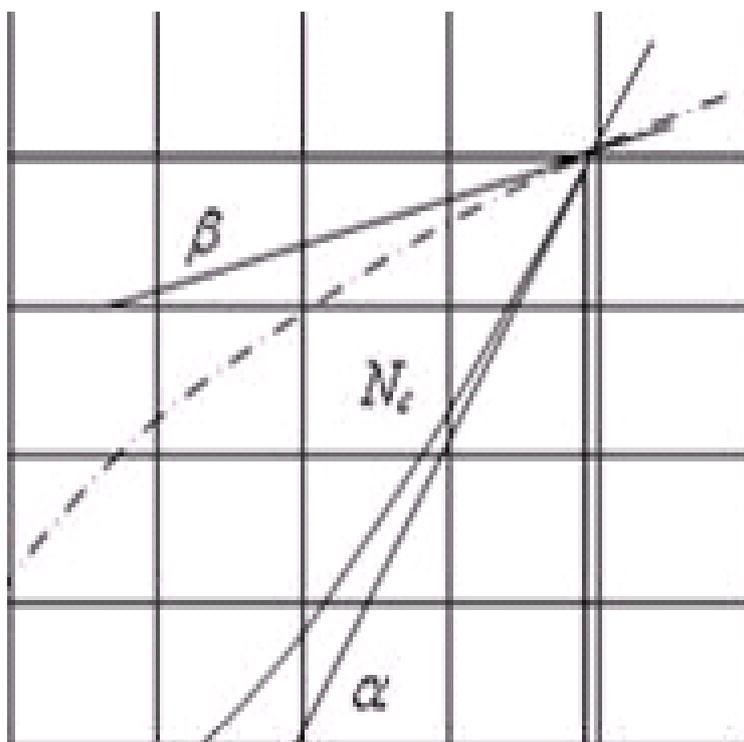


Рис. 4 Пример масштабирования графиков

Далее следует построить в относительных координатах сетку характеристик движущей мощности – скоростных характеристик двигателя по данным таблицы 2 при  $h = h_3$ ,  $h = 1,2h_3$ ,  $h = 0,8 h_3$  (Рис. 5). Затем, определив значения  $N_{д(о.е.)}$  при угловой скорости исследуемого режима, строим график зависимости  $N_{д}/N_{дн} = f(h)$  при  $\omega = \omega_0$  (Рис. 6). Аналогично, по данным таблицы 1 необходимо построить семейство винтовых характеристик  $N_{в} = f(\omega_{в})$  в относительных единицах при различных значениях относительной поступи винта  $\lambda$  (Рис. 7) и график зависимости  $N_{с}/N_{сн} = f(\lambda/\lambda_{н})$  при  $\omega = \omega_0$  (Рис. 8).

Для определения безразмерных коэффициентов усиления по каналам управляющего ( $K_h^x$ ) и нагрузочного ( $K_\lambda^x$ ) воздействий следует провести касательные к точкам исследуемого режима на графиках  $N_{д} = f(h)$  и  $N_{с} = f(\lambda/\lambda_{н})$  соответственно и найти тангенсы углов их наклона к оси абсцисс –  $\xi$  и  $\psi$ . С учетом исходных выражений для  $K_h^x$  и  $K_\lambda^x$  можно записать:

$$K_h^x = \frac{\left(\frac{\partial N_{д}}{\partial h}\right)_0}{\left(\frac{\partial N_{с}}{\partial \omega}\right)_0 - \left(\frac{\partial N_{д}}{\partial \omega}\right)_0}, \quad K_\lambda^x = \frac{\left(\frac{\partial N_{с}}{\partial \lambda}\right)_0}{\left(\frac{\partial N_{с}}{\partial \omega}\right)_0 - \left(\frac{\partial N_{д}}{\partial \omega}\right)_0} \quad (26)$$

и тогда:

$$K_h^x = \frac{\text{tg}\xi}{\text{tg}\alpha - \text{tg}\beta}, \quad K_\lambda^x = \frac{\text{tg}\psi}{\text{tg}\alpha - \text{tg}\beta}. \quad (27)$$

## 2 Порядок выполнения второго раздела курсового проекта.

Пояснительная записка по данному разделу должна состоять из нижеприведенных подразделов.

«1 Вычисление моментов инерции объекта». В этом подразделе следует привести выражение (10) с пояснениями. Затем по формулам (11), (12), (13) и (14) определить моменты инерции двигателя и винта

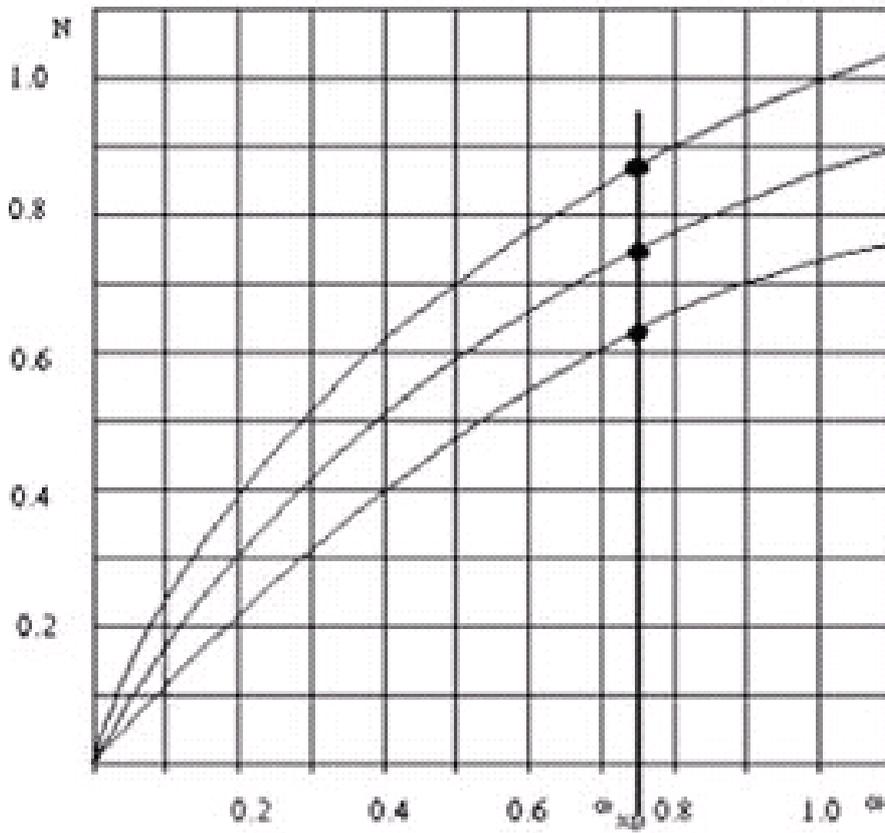


Рис. 5 Скоростные характеристики двигателя

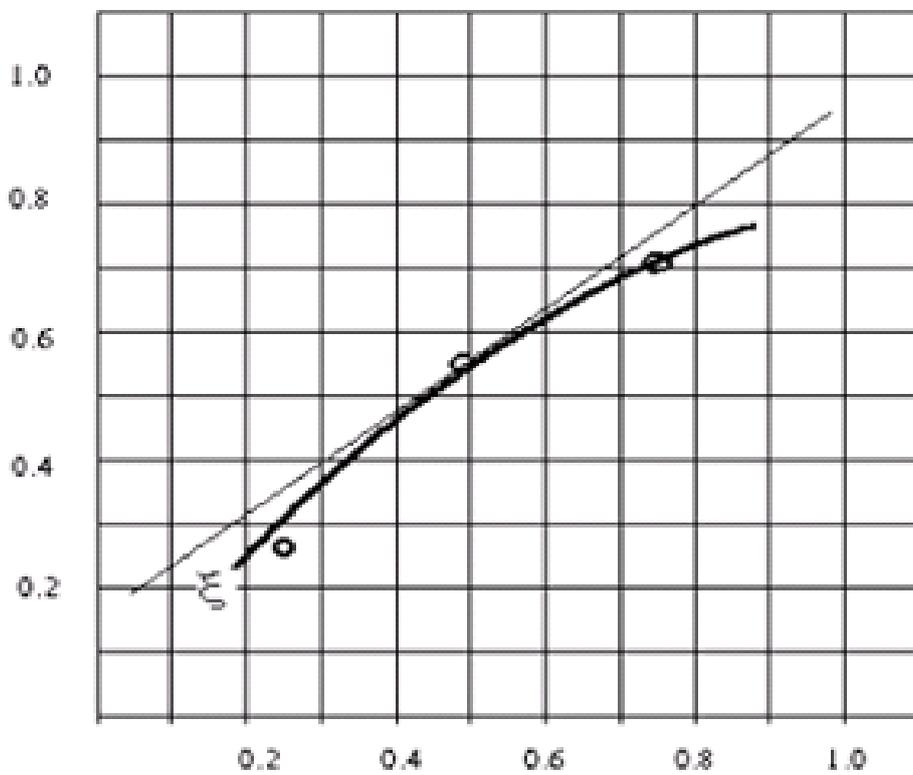


Рис. 6 Зависимость движущей мощности от относительного положения топливной рейки  $h$  при  $\omega = \omega_0$

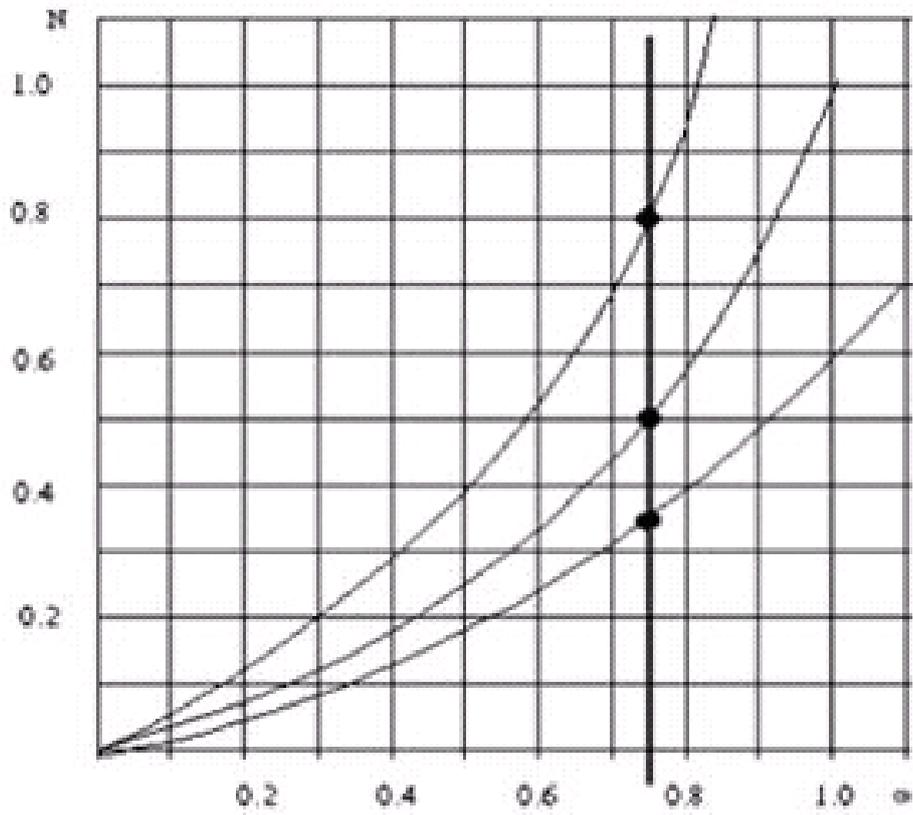


Рис. 7 Винтовые характеристики

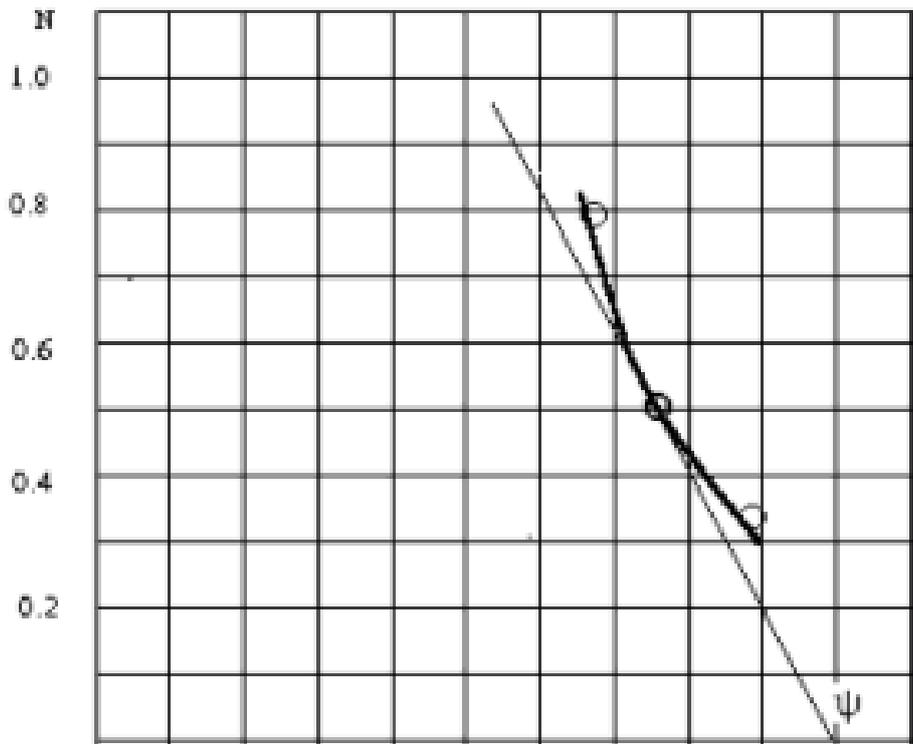


Рис. 8 Зависимость мощности сопротивления от относительной поступи винта  $\lambda/\lambda_H$  при  $\omega = \omega_0$

по исходным данным при размерностях «кг» и «м». Также при заданной относительной величине момента инерции маховика ( $J_M/J_{Ц}$ ) вычислить его абсолютное значение. Наконец, по формуле (15) определить суммарный момент инерции в размерности «тм<sup>2</sup>» необходимой для последующего вычисления фактора устойчивости, при этом пояснить учет момента инерции передачи.

«2 Уравнение движения объекта». Здесь следует привести выражения (1), (4) с пояснениями; выражение для фактора устойчивости (5) и уравнение (6), наименования и выражения для входящих в него коэффициентов:  $T_d$ ,  $K_h$ ,  $K_\lambda$ . Далее необходимо привести выражения для безразмерных величин – переменных и коэффициентов и уравнения движения в безразмерной форме – (7), (8), (9), наименования и выражения для входящих в них коэффициентов:  $k_d$ ,  $K_\lambda^y$ ,  $T_A$ ,  $k_d'$ ,  $K_h^y$ ,  $T_A'$ .

«3 Определение коэффициентов дифференциальных уравнений объекта»:

1. Найти коэффициент момента для теоретической винтовой характеристики  $K_{2H}$  (см. формулу (18) и пояснения к ней); определить относительную поступь «нормального» винта  $\lambda_H$  по номограммам (см. рис. 1, 2). Определить  $\lambda_{Л,Т} = (1 \pm 0,2)\lambda_H$ , по тем же номограммам найти  $K_{2Л,Т}$  и по формуле (17) вычислить  $K_{1Л,Т}$ .

2. По формуле (16) рассчитать винтовые характеристики «нормального», «легкого» и «тяжелого» винта в абсолютных единицах мощности и найти ее относительные значения; результаты свести в таблицу (см. табл. 1).

3. По выражениям (21), (22), (23) рассчитать скоростные характеристики двигателя в относительных единицах, результаты свести в таблицу (см. табл. 2).

4. В относительной системе координат ( $N/N_H$ ) – ( $\omega/\omega_H$ ) построить теоретическую винтовую характеристику и скоростную характеристику главного двигателя при заданном положении топливной рейки; по точке

их пересечения определить относительные значения угловой скорости исследуемого режима (см. рис. 3).

5. На этом же рисунке провести касательные к кривым в точке исследуемого режима и найти  $\operatorname{tg}\alpha$  и  $\operatorname{tg}\beta$ .

6. В такой же относительной системе координат построить семейство скоростных характеристик двигателя и определить относительные значения движущей мощности для заданного скоростного режима при различных положениях топливной рейки. Допускается совместить этот рисунок с предыдущим.

7. По результатам выполнения предыдущего пункта, в относительной системе координат построить зависимость  $N_{\text{д}}/N_{\text{дн}} = f(h)$  и найти  $\operatorname{tg}\xi$  (см. рис. 6). С учетом приведенных ранее допущений о связи мощности двигателя с положением топливорегулирующего органа, эта характеристика будет иметь вид прямой линии и для частного случая –  $\omega/\omega_{\text{н}} = \omega_{\text{в}}/\omega_{\text{вн}} = 1,0$  угол  $\xi$  будет составлять  $45^\circ$ .

8. В относительной системе координат  $(N/N_{\text{н}}) - (\omega/\omega_{\text{н}})$  построить винтовые характеристики и определить значения мощности сопротивления для заданного значения угловой скорости при различных значениях относительной поступи винта (см. рис. 7).

9. По результатам выполнения предыдущего пункта, в относительной системе координат построить зависимость  $N_{\text{с}}/N_{\text{сн}} = f(\lambda/\lambda_{\text{н}})$  и найти  $\operatorname{tg}\psi$  (см. рис. 8).

10. При известной относительной угловой скорости определить ее абсолютное (рад/с) значение применительно к коленчатому валу двигателя –  $\omega_0$  и вычислить фактор устойчивости по формуле (25), приведя предварительно выражение (24). По выражению  $T_{\text{д}} = J/F_{\text{д}}$  найти постоянную времени двигателя, с.

11. Привести формулы (25), (26) для определения коэффициентов усиления и через тангенсы углов вычислить  $K_{\text{н}}^x$  и  $K_{\lambda}^x$ .

12. Найти:  $k_{\text{д}}$ ,  $K_{\lambda}^y$ ,  $T_{\text{А}}$ ,  $k_{\text{д}}'$ ,  $K_{\text{н}}^y$ ,  $T_{\text{А}}'$  и записать уравнения (7), (8), (9) с подстановкой числовых значений коэффициентов.

#### 4. ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

№ вар.	$N_{дн},$ кВт	$i$	$n_{вн}/$ $n_{дн},$ мин <sup>-1</sup>	$m_{п}/$ $m_{ш},$ кг	«Колено» (123456)	$\bar{J}_M$	$\Theta$	H/D	D, м	h
01	1850	6	320/ 570	62/ 63	АААААА	25	0,4	0,5	2,01	0,95
02	2000	6	300/ 620	65/ 70	АВАВАВ	24	0,55	0,6	2,13	0,9
03	2100	6	280/ 650	68/ 75	АСАСАС	22	0,7	0,7	2,23	0,85
04	2350	8	260/ 550	70/ 85	ВАВАВА	20	0,55	0,8	2,35	0,8
05	2580	9	240/ 540	80/ 95	САСАСА	18	0,4	0,9	2,55	0,75
06	2900	9	220/ 600	95/ 110	АВСАВС	16	0,55	1,0	2,72	0,7
07	3300	9	200/ 690	100/ 125	ВАСВАС	14	0,7	1,1	2,9	0,75
08	3100	9	210/ 640	110/ 135	СВАСВА	15	0,55	1,2	2,82	0,80
09	2870	8	230/ 670	95/ 110	ААВВСС	18	0,4	1,3	2,7	0,85
10	2500	6	250/ 580	90/ 105	ААССВВ	20	0,7	0,5	2,44	0,9
11	2280	6	270/ 710	85/ 100	ВВССАА	22	0,55	0,6	2,3	0,95
12	2050	6	290/ 640	72/ 80	ССВВАА	24	0,4	0,7	2,17	0,9
13	1850	6	310/ 550	60/ 65	АВССАВ	26	0,55	0,8	2,06	0,85
14	1990	6	300/ 620	66/ 74	САВАВС	24	0,7	0,9	2,1	0,8
15	2200	6	270/ 690	72/ 78	СВААСВ	22	0,55	1,0	2,27	0,75
16	1800	6	320/ 560	62/ 63	ВВВВВВ	25	0,4	1,1	2,0	0,95
17	1900	6	300/ 590	65/ 70	СВСВСВ	23	0,55	1,2	2,1	0,9
18	2050	6	280/ 640	68/ 75	ВСВСВС	21	0,7	1,3	2,21	0,85
19	2350	8	260/ 550	70/ 85	ВАВАВА	19	0,55	0,5	2,35	0,8
20	2580	9	240/ 540	80/ 95	ВВСАСА	17	0,4	0,6	2,49	0,75

21	2900	9	220/ 600	95/ 110	CCCABC	15	0,55	0,7	2,72	0,7
22	3300	9	200/ 690	100/ 125	BAAAAC	14	0,7	0,8	2,9	0,75
23	3100	9	210/ 640	110/ 135	BBACBB	15	0,55	0,9	2,82	0,80
24	2870	8	230/ 670	95/ 110	AABBAA	17	0,4	1,0	2,7	0,85
25	2500	6	250/ 580	90/ 105	BBCCBB	21	0,7	1,1	2,44	0,9
26	2280	6	270/ 710	85/ 100	BACCBA	23	0,55	1,2	2,3	0,95
27	2050	6	290/ 640	72/ 80	CCAAAA	23	0,4	1,3	2,17	0,9
28	1850	6	310/ 550	60/ 65	ACCCCB	25	0,55	0,5	2,06	0,85
29	1990	6	300/ 620	66/ 74	CCBABB	23	0,7	0,6	2,1	0,8
30	2200	6	270/ 690	72/ 78	ACBACB	21	0,55	0,7	2,27	0,75
31	1800	6	320/ 560	62/ 63	CCCCCC	27	0,4	0,8	2,0	0,95
32	1900	6	300/ 590	65/ 70	CCCBAB	25	0,55	0,9	2,1	0,9
33	2050	6	280/ 640	68/ 75	BCBCBC	23	0,7	1,1	2,21	0,85
34	2350	8	260/ 550	70/ 85	CABACA	17	0,55	1,2	2,35	0,8
35	2580	9	240/ 540	80/ 95	BACACB	16	0,4	1,3	2,49	0,75
36	2900	9	220/ 600	95/ 110	CBCACC	17	0,55	0,5	2,72	0,7
37	3300	9	200/ 690	100/ 125	BACBAC	15	0,7	0,6	2,9	0,75
38	3100	9	210/ 640	110/ 135	BCACBA	17	0,55	0,7	2,82	0,80
39	2870	8	230/ 670	95/ 110	ACBBAC	18	0,4	0,8	2,7	0,85
40	1850	6	320/ 570	62/ 63	ABCAAB	23	0,7	0,9	2,01	0,9
41	2000	6	300/ 620	65/ 70	BAACBC	21	0,55	1,0	2,13	0,95
42	2100	6	280/ 650	68/ 75	CBBAAA	24	0,4	1,1	2,23	0,9
43	2350	8	260/ 550	70/ 85	ACBBBB	17	0,55	1,2	2,35	0,85

44	2580	9	240/ 540	80/ 95	ССССВВ	15	0,7	1,3	2,49	0,8
45	2900	9	220/ 600	95/ 110	АААВАА	14	0,55	0,5	2,72	0,75
46	3300	9	200/ 690	100/ 125	ВВВВВС	18	0,4	0,6	2,9	0,7
47	3100	9	210/ 640	110/ 135	СААВАС	17	0,55	0,7	2,82	0,75
48	2870	8	230/ 670	95/ 110	АССССА	19	0,7	0,8	2,7	0,80
49	2500	6	250/ 580	90/ 105	ВААААС	22	0,7	0,9	2,44	0,85
50	2280	6	270/ 710	85/ 100	СААААВ	25	0,55	1,0	2,3	0,9

В представленной таблице:

–  $N_{дн}$  – номинальная мощность главного двигателя;

–  $i$  – число цилиндров ГД

–  $n_{вн}$  и  $n_{дн}$  – номинальные частоты вращения винта и вала ГД

соответственно;

–  $m_{п}$  и  $m_{ш}$  – массы поршня и шатуна соответственно;

– «Колено» – размеры колена коленчатого вала (см. ниже);

–  $\bar{J}_M$  – относительное значение момента инерции маховика,  $\bar{J}_M = (J_M/J_{ц})$  где  $J_M$  и  $J_{ц}$  – моменты инерции маховика и КШМ одного цилиндра соответственно;

–  $\Theta$  – дисковое отношение винта;

–  $H/D$  – шаговое отношение винта;

–  $D$  – диаметр винта;

–  $h$  – относительное положение топливной рейки.

Размеры элементов колена коленчатого вала выбираются из таблицы согласно заданному буквенному коду:

	А	В	С
1. Радиус кривошипа $R$ , м	0,18	0,21	0,24
2. Диаметр шатунной шейки $d$ , м (*)	0,8R	1,0R	1,2R
3. Длина шатунной шейки $L$ , м (*)	0,8d	1,0d	1,2d
4. Ширина щеки $b$ , м (*)	1,45d	1,6d	1,75d
5. Толщина щеки $H_{ц}$ , м (*)	0,3d	0,35d	0,4d
6. Коэффициент $k_{ц}$	1,11	1,15	1,19

Например, код АВАВАС означает, что величины под номерами 1, 3 и 5 (т. е. R, L и  $H_{\text{Щ}}$  соответственно) принимаются из столбца «А», величины 2 и 4 (d и b) – из столбца «В», а величина 6 ( $k_{\text{Щ}}$ ) – из столбца «С». Коэффициент  $k_{\text{Щ}}$  необходим для вычисления высоты щеки, м:

$$a = k_{\text{Щ}} [2d_1 + (R - d_1)].$$

Результаты определения размеров колена по данным последней таблицы и вышеприведенной формуле следует округлять до 0,001 м. Выражения для нахождения размеров колена и соответствующие вычисления привести в «Листе задания».

В заключении напомним соотношение между частотой вращения n (об/мин) и угловой скоростью  $\omega$  (рад/с):  $\omega = \pi n / 30$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефремов, Л. В. Теория и практика исследования крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л. В. Ефремов. – СПб.: Наука, 2007. – 276 с.
2. Крутов, В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания / В. И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
3. Ланчуковский, В. И. Автоматизированные системы управления судовыми дизельными и газотурбинными установками / В. И. Ланчуковский, А. В. Козьминых. – М.: Транспорт, 1990. – 335 с.
4. Овсянников, М. К. Дизели в пропульсивном комплексе морских судов: справочник / М. К. Овсянников, В. А. Петухов. – Л.: Судостроение, 1987. – 256 с.