УДК 621.6.03
DOI: 10.37890/jwt.vi88.738

# Теоретическая швартовная характеристика и оценка согласованности гребного винта и главного двигателя транспортных судов внутреннего плавания

**О.П. Шураев**
**А.И. Самосюк**
*Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия.*

**Аннотация**. Выполнен анализ зависимостей, позволяющих произвести построение семейства винтовых характеристик главных двигателей судов внутреннего плавания. Показано, что мощность двигателя при работе на установившемся режиме винтовой характеристики может быть представлена в виде произведения трех множителей: постоянной составляющей, определяемой диаметром гребного винта, плотностью воды и коэффициентами полезного действия валопровода и передачи; частоты вращения вала и коэффициента момента $k_2$. При этом, чем больше значение коэффициента момента $k_2$, тем более круто будет проходить винтовая характеристика. Коэффициент момента может быть определен как со стороны параметров работы двигателя, так и со стороны параметров винта и движения судна. Сопоставлением значений коэффициента момента «по двигателю» и по машинной диаграмме винта выполнена оценка согласованности гребного винта и главного двигателя для пассажирского теплохода проекта 588 и грузового теплохода проекта 576.

**Ключевые слова**: скоростные характеристики; винтовая характеристика; швартовная характеристика; топливо-мощностная характеристика; коэффициент момента

# Theoretical mooring characteristics and evaluation of the consistency of the propeller and main engine of inland navigation transport vessels

**Oleg P. Shurayev**
**Alina I. Samosyuk**
*Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** An analysis of the dependencies allowing the construction of a family of screw characteristics of the main engines of inland navigation vessels has been performed. It is shown that the engine power when operating in steady-state mode of the screw characteristic can be represented as a product of three multipliers: a constant component determined by the diameter of the propeller, the density of water and the efficiency coefficients of the shaft and transmission; shaft rotation speed and torque coefficient $k_2$. At the same time, the higher the value of the moment coefficient $k_2$, the more steeply the screw characteristic will pass. The torque coefficient can be determined both from the engine operation parameters and from the parameters of the propeller and ship movement. By comparing the values of the torque coefficient «according to the engine» and according to the machine diagram of the propeller, an assessment of the consistency of the propeller and the main engine for the passenger ship of project 588 and the cargo ship of project 576 was carried out.

**Keywords:** speed characteristics; screw characteristic; mooring characteristic; fuel-power characteristic; torque coefficient

## Введение

В процессе постройки и эксплуатации судов внутреннего плавания возникает необходимость проведения швартовных испытаний. Это могут быть регламентированные Правилами РКО испытания или испытания «внутренние», организованные заинтересованными сторонами с целью определения или уточнения параметров главных двигателей, например, нагрузочных или экологических. Нагружение главного двигателя в ходе таких испытаний осуществляется по швартовной характеристике. Для назначения режимов работы двигателя необходимо построить швартовную характеристику в координатах «мощность – частота вращения» («крутящий момент – частота вращения»). Целью исследования является разработка методики, позволяющей выполнить такое построение, и ее апробация для судов разных типов.

## Скоростные характеристики двигателя

На установившемся режиме нагрузка главного двигателя судна определяется его мощностью (крутящим моментом) и частотой вращения вала. Зависимость параметров рабочего процесса на установившихся режимах от одного из параметров, взятого за аргумент, принято называть характеристикой двигателя. Если в качестве независимого параметра (аргумента) выбрана частота вращения $n$, то такие характеристики называются скоростными. В группу скоростных входят характеристики, получаемые при неизменных положениях рейки топливных насосов высокого давления (ТНВД). Они характеризуют возможность развивать некоторую мощность при заданной частоте вращения вала двигателя, поэтому назовем их ***топливно-мощностные***[6]. Другим семейством группы скоростных характеристик являются винтовые характеристики, получаемые при работе двигателя на гребной винт или имитирующее его устройство. Пересечение мощностной характеристики (при текущей цикловой подаче топлива) с винтовой характеристикой, зависящей от установленного гребного винта и внешних условий его работы, определяет режим работы двигателя, характеризуемый на диаграмме в координатах «мощность – частота вращения» или «крутящий момент – частота вращения» рабочей точкой. *Номинальной* рабочей точке соответствует *номинальная* частота вращения вала и *номинальная* мощность двигателя

## Оценка согласованности гребного винта и главного двигателя

Винтовая характеристика, проходящая через номинальную рабочую точку, называется нормальной. Зависимость мощности при работе двигателя на винт описывается формулой

$$P_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho_{\text{в}} \cdot k_2 \cdot D_{\text{ГВ}}^5 \cdot n_{\text{ГВ}}^3}{\eta_{\text{П}} \cdot \eta_{\text{В}}}, \quad (1)$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды; $k_2$ – коэффициент момента гребного винта; $D_{\text{ГВ}}$ – диаметр гребного винта; $n_{\text{ГВ}}$ – частота вращения гребного винта (при прямой передаче равна частоте вращения коленчатого вала, при зубчатой – пропорциональна); $\eta_{\text{П}}$ и $\eta_{\text{В}}$ – КПД передачи и валопровода соответственно.

[6] Используемые в отечественной литературе названия характеристик «внешние» и «частичные» мы считаем неудачными, так как, во-первых, для одного семейства характеристик используются разные термины, а во-вторых, названия не отражают смысл зависимостей, состоящий в величине мощности при данной подаче топлива на заданной частоте вращения вала двигателя.

КПД зубчатой передачи (при ее наличии) и валопровода, как правило, имеют значения (0.95…0.98) и мало зависят от частоты вращения, поэтому при оценочном анализе винтовых характеристик ими можно пренебречь.

Обозначая неизменные компоненты формулы (1) в виде константы $C$

$$C = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho_{\text{в}} \cdot D_{\text{ГВ}}^5}{\eta_{\text{П}} \cdot \eta_{\text{В}}} = const, \quad (2)$$

получим уравнение винтовой характеристики

$$P_e = C \cdot k_2 \cdot n_{\text{ГВ}}^3. \quad (3)$$

Согласно уравнению (3), вид винтовой характеристики будет зависеть только от коэффициента $k_2$, причем, чем больше его значение – тем более круто будет проходить винтовая характеристика. При известных значениях константы $C$, номинальной мощности $P_e$ и номинальной частоты вращения $n_{\text{ГВ}}$ из формулы (3) можно вычислить коэффициент $k_{2\text{E}}$ для номинального режима работы двигателя

$$k_{2E} = \frac{P_e}{C \cdot n_{\text{ГВ}}^3}. \quad (4)$$

С другой стороны, коэффициент $k_2$ может быть определен по известным в справочной литературе диаграммам Э.Э. Папмеля [1] для расчета гребных винтов, в частности, по машинной диаграмме, используемой при известном значении мощности, потребляемой винтом, а также частоты его вращения, то есть, в конечном итоге, при заданных параметрах двигателя. Для расчета определяется относительная поступь λ для винта с заданным количеством лопастей z, дисковым отношением θ, шаговым отношением H/D. При этом необходимо учитывать тип движителя (открытый винт или винт в направляющей насадке).

В пособии [2] предложена аппроксимация диаграммам Э.Э. Папмеля полиномами вида

$$k_2(HD, \lambda) = C_1 + C_2 \cdot HD + C_3 \cdot \lambda + C_4 \cdot HD^2 + C_5 \cdot HD \cdot \lambda + C_6 \cdot \lambda^2 + C_7 \cdot HD^3 + \\ + C_8 \cdot \lambda^2 \cdot HD + C_9 \cdot \lambda^3 + C_{10} \cdot HD^2 \cdot \lambda^2, \quad (5)$$

где $C_i$ – аппроксимационные коэффициенты для винтов с заданным количеством лопастей $z$ и дисковым отношением θ.

Согласно формуле (5), в которой для винтов фиксированного шага отношение H/D постоянно, коэффициент $k_2$ будет зависеть только от относительной поступи λ.

Относительная поступь определяется по выражению

$$\lambda = \frac{w}{n_{\text{ГВ}} \cdot D_{\text{ГВ}}}, \quad (6)$$

где $w$ – скорость потока воды, натекающего на винт, которая вычисляется по формуле

$$w = v \cdot (1 - \psi). \quad (7)$$

где $v$ – скорость судна; ψ – коэффициент попутного потока.

«Коэффициент попутного потока можно определить, если известно поле скоростей в диске движителя, которое принципиально можно получить в результате расчета пограничного слоя на корпусе судна. Однако существующие способы такого расчета достаточно трудоемки. Поэтому влияние корпуса на эффективность работы гребного винта обычно находится экспериментальным путем из сопоставления результатов испытаний гребного винта в свободной воде и в составе корпуса судна.» [3]. Известны [4, 5] эмпирические формулы, позволяющие выполнить оценку коэффициента попутного потока для различного типа судов.

Таким образом, может быть определен коэффициент момента $k_{2\text{р}}$ исходя из параметров винта и условий его работы.

Сопоставление коэффициентов для винта $k_{2p}$ и для двигателя $k_{2E}$ позволяет оценить согласованность винта и двигателя. Если выполняется условие

$$k_{2p} \cong k_{2E}, \tag{8}$$

то винт считается согласованным, такие винты принято называть «нормальными». Соответственно, в случае справедливости выражения

$$k_{2E} > k_{2p}, \tag{9}$$

мы получим гидродинамически «легкий» винт, а если будет справедливо неравенство

$$k_{2E} < k_{2p}, \tag{10}$$

– гидродинамически «тяжелый» винт.

**Примеры оценки согласованности винтов**

Выполним расчет швартовной характеристики для пассажирского теплохода проекта 588 и грузового теплохода проекта 576 (рис. 1). Выбор этих судов обусловлен тем, что они строились достаточно большой, даже по меркам Советского Союза, серией, их характеристики неоднократно проверялись в ходе испытаний и известны широкому кругу специалистов, и приведены в Руководстве по теплотехническому контролю [6]. Также на эти суда устанавливались двигатели одной серии 6NVD48, что позволяет выполнить сравнение швартовных характеристик. Пассажирские теплоходы проекта 588 оснащались тремя двигателями, а грузовые суда – двумя. Номинальная мощность одного двигателя 294 кВт при частоте вращения вала 275 об./мин. Каждый двигатель работает непосредственно на свой винт, только на пассажирском судне винты открытые, а на грузовом – в неподвижных насадках. Винты на указанных судах также имеют одинаковые или близкие параметры (табл. 1).

*Таблица 1*

**Параметры винтов пассажирского (проект 588) и грузового (проект 576) теплоходов**

| Параметр | Размерность | Значение | |
|---|---|---|---|
| | | Проект 588 | Проект 576 |
| Тип винта | - | открытый | в неподвижной насадке |
| Количество лопастей, *z* | - | 4 | 4 |
| Дисковое отношение, θ | - | 0,55 | 0,55 |
| Диаметр, D | мм | 1600 | 1590 |
| Шаг, H | м | 2,02 | 1,92 |
| Шаговое отношение, H/D | - | 1,262 | 1,208 |

На рисунке 2 приведены зависимости скорости судна *v*, км/ч, и суммарной мощности главной энергетической установки $P_{e\Sigma}$, кВт, для пассажирского теплохода проекта 588 и грузового теплохода проекта 576 от частоты вращения *n*, взятые из Руководства по теплотехническому контролю [6].



Рис. 1. Пассажирский теплоход проекта 588 (вверху) и грузовой теплоход проекта 576

С помощью программы-дигитайзера GetData эти кривые были оцифрованы и аппроксимированы полиномиальной зависимостью. Для описания зависимости мощности от частоты вращения выбрано уравнение третьей степени, а зависимость скорости судна от частоты вращения винтов описана линейным уравнением

проект 588

$$P_{e\Sigma} = 0.000185 \cdot n^3 - 0.079763 \cdot n^2 + 13.602853 \cdot n - 709.7, \quad (11)$$

коэффициент детерминации $R^2$=0,994,

$$v = 0.0841 \cdot n + 1.654, (R^2 = 0{,}999); \quad (12)$$

проект 576

$$P_{e\Sigma} = -0.00001 \cdot n^3 - 0.03101 \cdot n^2 + 7.99128 \cdot n + 620.53, \quad (R^2 = 0{,}999) \quad (13)$$

$$v = 0.0617 \cdot n + 1.989, (R^2 = 0{,}999). \quad (14)$$

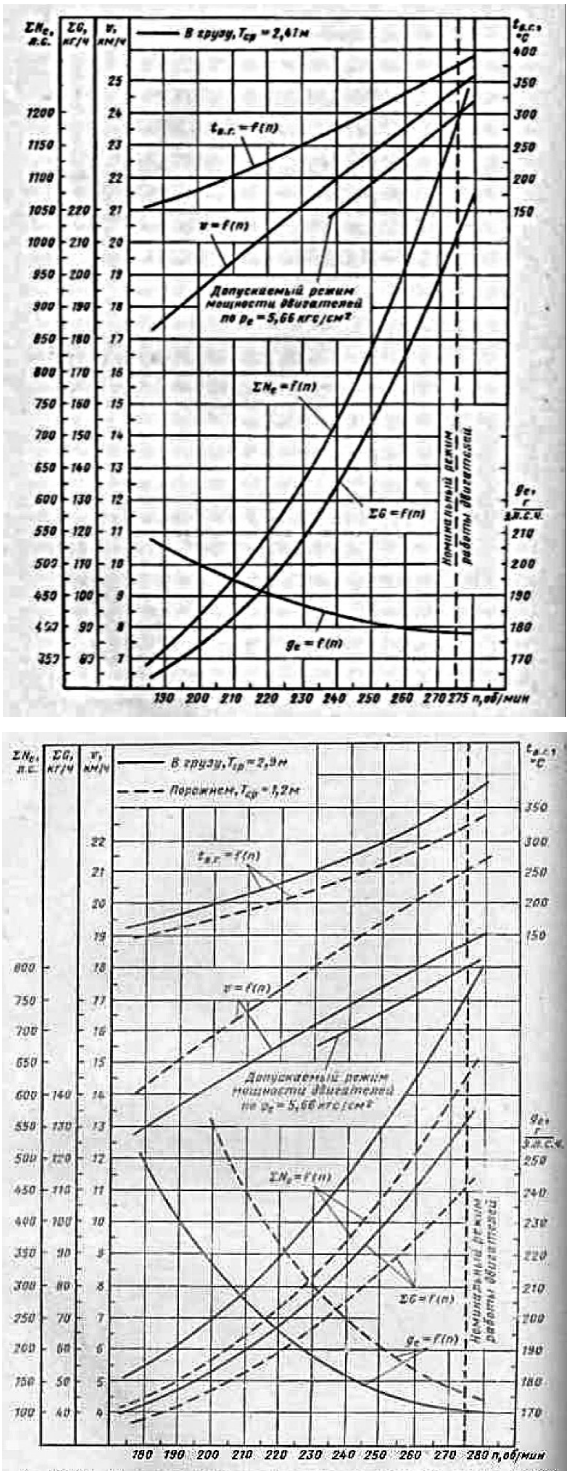



Рис. 2. Зависимости скорости судна и суммарной мощности главной энергетической установки от частоты вращения для пассажирского теплохода проекта 588 (вверху) и грузового теплохода проекта 576 (внизу) согласно [6]

Корпуса пассажирского и грузового теплоходов при схожих главных размерениях, конечно же, различаются, что приводит к разным значениям коэффициента попутного потока. Оценка коэффициента попутного потока, определяемого согласно [7], для теплохода проекта 588 составляет ψ= 0.11, а для теплохода проекта 576 - ψ= 0.26. Скорость набегания потока воды на винт, определяемая по формуле (7), будет равна: для проекта 588 $w = 6{,}125$ м/с, для проекта 576 $w = 3{,}895$ м/с. Относительная поступь, рассчитанная по формуле (6), для пассажирского и грузового теплоходов, $\lambda = 0{,}835$ и $\lambda = 0{,}535$ соответственно. Тогда, для теоретической номинальной винтовой характеристики коэффициент $k_2$, рассчитанный «по двигателю» (формула (4)), для пассажирского теплохода $k_{2E} = 0{,}0457$, а для грузового теплохода $k_{2E} = 0{,}0471$.

Для расчета коэффициента момента $k_2$ по диаграммам Папмеля воспользуемся их аппроксимацией уравнением (5). В таблице 2 приведены значения аппроксимационных коэффициентов для винтов с z = 4, θ = 0,55, открытого и в насадке.

*Таблица 2*

**Коэффициенты аппроксимации в уравнении (5) согласно [2]**

| Коэффициент | Значение для открытого винта с $z = 4$, θ = 0,55 | Значение для винта в насадке с $z = 4$, θ = 0,55 |
|---|---|---|
| $C_1$ | -0.001750186 | 0.034230315 |
| $C_2$ | 0.012445675 | -0.083384194 |
| $C_3$ | 0.000244777 | 0.006949658 |
| $C_4$ | 0.055554854 | 0.105885305 |
| $C_5$ | -0.029986548 | -0.028115195 |
| $C_6$ | -0.014026910 | -0.015812053 |
| $C_7$ | -0.007269725 | -0.014283056 |
| $C_8$ | -0.007686874 | 0.029349117 |
| $C_9$ | -0.006060740 | -0.028368415 |
| $C_{10}$ | 0.008546909 | -0.00444762 |

Согласно аппроксимационному уравнению (5) коэффициенты момента для пассажирского теплохода $k_{2p} = 0{,}0459$, а для грузового теплохода $k_{2p} = 0{,}0479$. Сравнение полученных величин и коэффициенты момента приведены в табл. 3.

*Таблица 3*

**Расчетные величины в режиме номинальной винтовой характеристики**

| Параметр | Размерность | Теплоход проекта 588 | Теплоход проекта 576 |
|---|---|---|---|
| Коэффициент попутного потока ψ | - | 0.11 | 0.26 |
| Скорость набегания потока на винт | м/с | 6.125 | 3.895 |
| Относительная поступь | - | 0.835 | 0.535 |
| Коэффициент $k_{2E}$ для двигателя | - | 0.0457 | 0.0471 |

| Параметр | Размерность | Теплоход проекта 588 | Теплоход проекта 576 |
|---|---|---|---|
| (формула (4)) | | | |
| Коэффициент $k_{2р}$ для винта по диаграммам Папмеля, (формула (5)) | - | 0.0459 | 0.0479 |

Расхождение между полученными значениями коэффициентов момента в обоих случаях не превышает 1,5%, что с учетом погрешностей, накопленных при аппроксимации графиков, позволяет признать винты согласованными для судов каждого проекта.

**Построение швартовной характеристики для пассажирского и грузового теплоходов**

Швартовная характеристика является наиболее гидродинамически тяжелой винтовой характеристикой, но также описываемой уравнениями вида (1) и (3). Ключевым отличием швартовной характеристики будет равенство нулю скорости судна, а следовательно, и равенство нулю, согласно формуле (6), относительной поступи винта λ. При уменьшении относительной поступи коэффициент момента $k_2$ увеличивается. Максимальным значение $k_2$ будет когда судно неподвижно, то есть при работе по швартовной характеристике: $k_{2ш} = k_{2max}$. Это условие и будет ключевым при построении швартовной характеристики. В уравнение (5) подставим $\lambda = 0$ и рассчитаем для каждого судна коэффициенты момента $k_{2ш}$ при работе по швартовной характеристике: для пассажирского теплохода $k_{2ш} =$ 0.088 и для грузового теплохода $k_{2ш} =$ 0.063.

Для построения швартовных характеристик для каждого рассматриваемого теплохода использовано уравнение швартовной характеристики

$$P_{e_ш} = k_{2ш} \cdot C \cdot n^3. \quad (15)$$

Сопоставляя это уравнение с уравнением нормальной винтовой характеристики (3), записанным для номинального режима работы двигателя,

$$P_{e_{ном}} = k_2 \cdot C \cdot {n_{ном}}^3, \quad (16)$$

получим уравнение швартовной характеристики в виде уравнения (17), где отношение коэффициентов момента на швартовной и номинальной винтовой характеристиках показывает величину «утяжеления» швартовной характеристики по отношению к номинальной. Она составила 1.92 для пассажирского теплохода и 1.33 для грузового.

$$P_{e_ш} = \frac{k_{2ш}}{k_2} \cdot P_{e_{ном}} \cdot \left(\frac{n}{n_{ном}}\right). \quad (17)$$

В результате стало возможным построение теоретической швартовной характеристики в координатах «мощность двигателя – частота вращения вала» (рис. 3, 4 линия 5-1). Выше линии, соответствующей внешней характеристике максимальной мощности (линия 3-5, на рис. 3, 4), работа по швартовной характеристике невозможна, а максимально допустимая частота вращения будет определяться на пересечении швартовной характеристики и ограничительной по номинальному крутящему моменту (точка S, на рис. 3, 4).

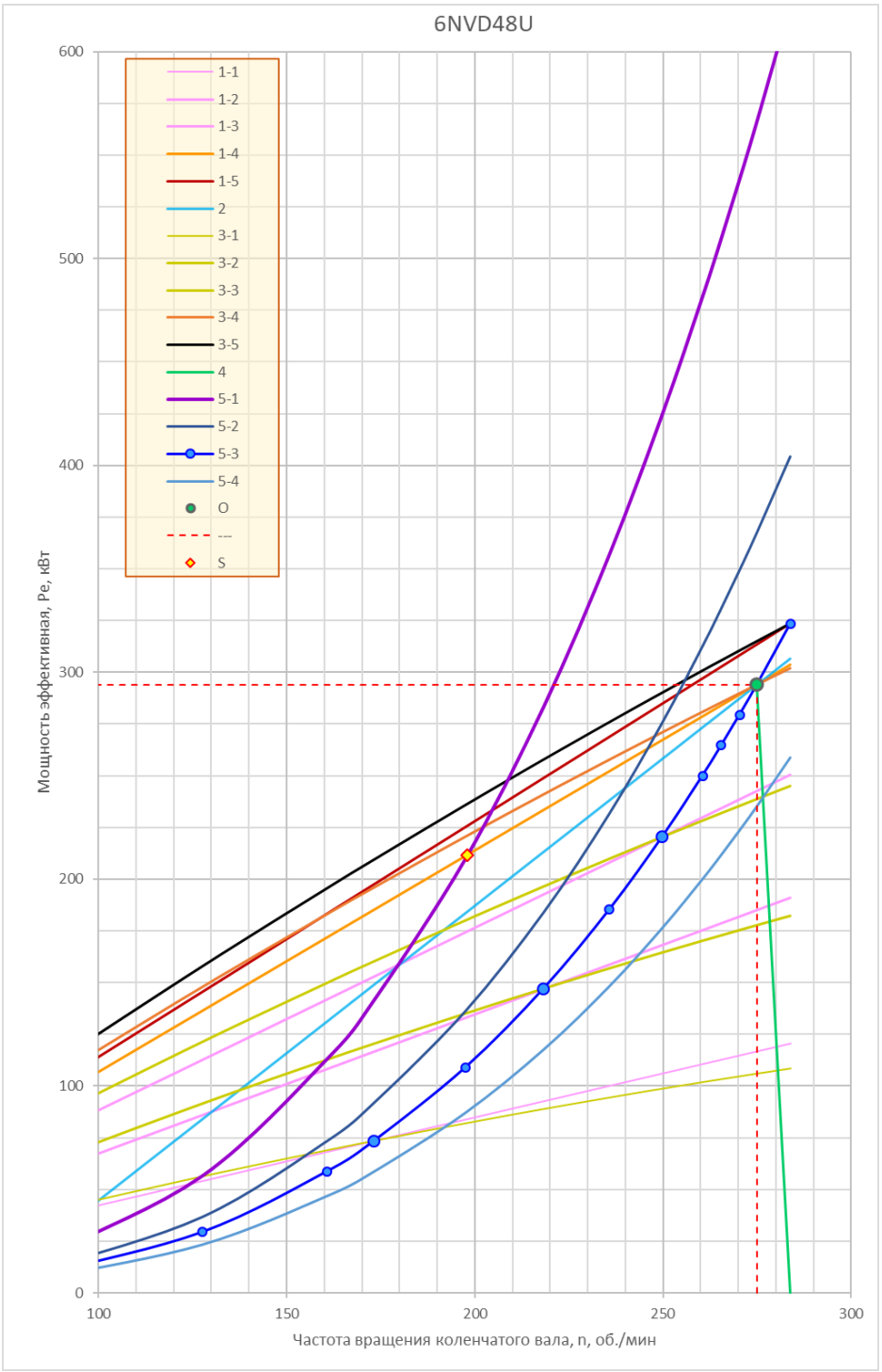



Рис. 3. Характеристики двигателя 6NVD48 на пассажирском теплоходе проекта 588 с открытым винтом (обозначение линий см. в таблице 4)

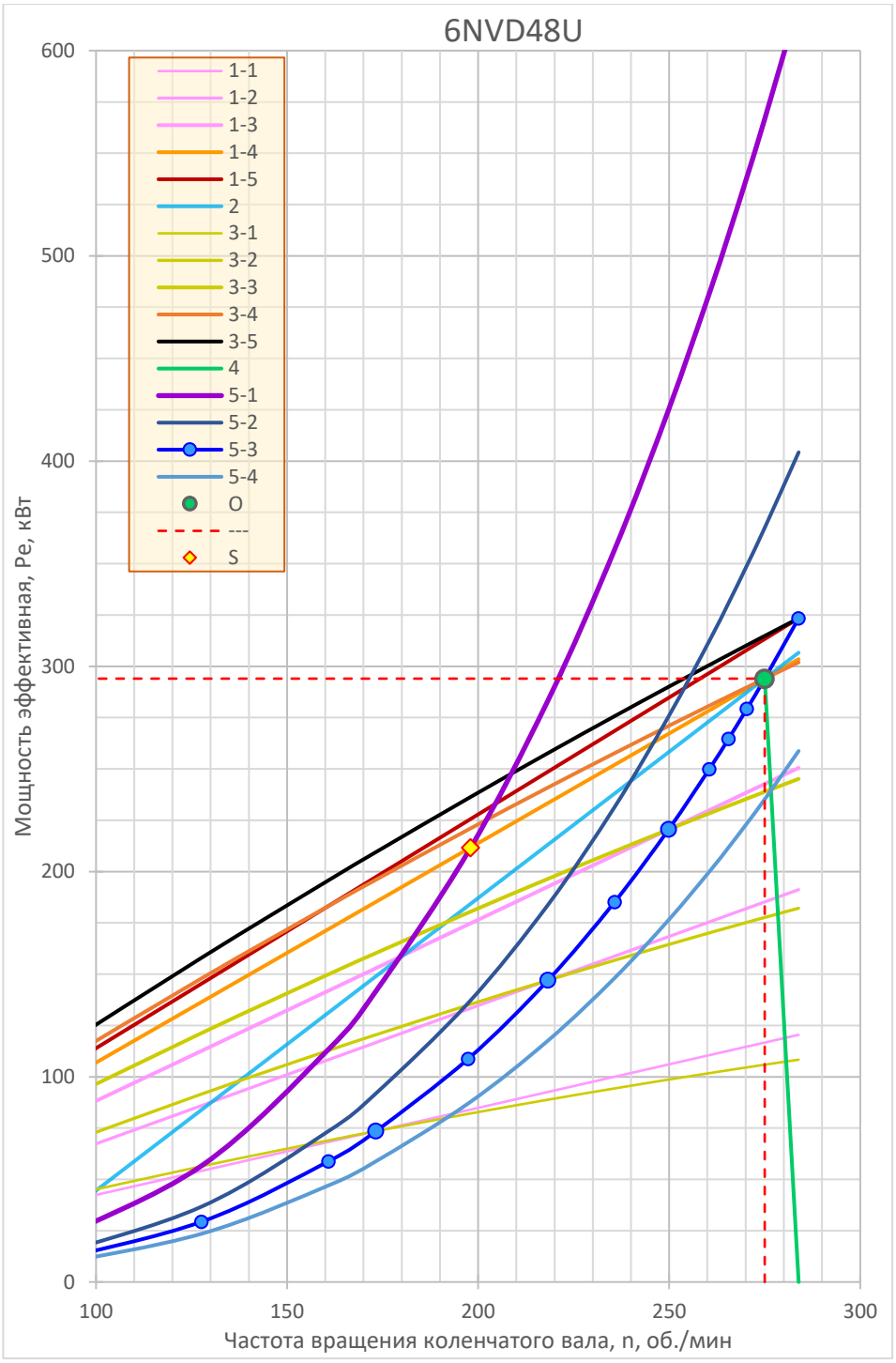



Рис. 4. Характеристики двигателя 6NVD48 на грузовом теплоходе проекта 576 с винтом в насадке (обозначение линий см. в таблице 4)

*Таблица 4*

**Обозначение характеристик на рисунках 3, 4**

| Номер | Характеристика | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | **Линии постоянного крутящего момента** | — |
| 1-1 | При мощности 25% номинальной | — |
| 1-2 | При мощности 50% номинальной | — |
| 1-3 | При мощности 75% номинальной | — |
| 1-4 | При номинальной мощности | Ограничительная по номинальному крутящему моменту |
| 1-5 | При мощности 110% номинальной | Ограничительная по максимальному крутящему моменту |
| 2 | **Ограничительная по коэффициенту избытка воздуха** | — |
| 3 | **Характеристики постоянной цикловой подачи топлива** | — |
| 3-1 | При мощности 25% номинальной | — |
| 3-2 | При мощности 50% номинальной | — |
| 3-3 | При мощности 75% номинальной | — |
| 3-4 | При номинальной мощности | Внешняя характеристика номинальной мощности |
| 3-5 | При мощности 110% номинальной | Внешняя характеристика максимальной мощности |
| 4 | **Регуляторная характеристика** | Номинальная |
| 5 | **Винтовые характеристики** | — |
| 5-1 | Швартовная характеристика | — |
| 5-2 | Тяжелая винтовая характеристика | Эксплуатационная |
| 5-3 | Номинальная винтовая характеристика | — |
| 5-4 | Лёгкая винтовая характеристика | 0.85 $Pe_{ном}$ |
| O | Точка номинального режима | — |
| *S* | Точка максимальной частоты вращения на швартовной характеристике | — |

На рисунках 3 и 4 представлено все множество характеристик двигателя, в том числе ограничительные и винтовые характеристики, а также показана точка *S*, соответствующая предельной частоте вращения вала двигателя в швартовном режиме. Для пассажирского теплохода это значение составило 198 об/мин, для грузового – 238 об/мин. Сравнение швартовных характеристик судов двух проектов показывает более резкое возрастание мощности при работе по швартовной характеристике у пассажирского теплохода по сравнению с грузовым. Так как двигатели на означенных судах однотипные, а винты имеют близкие параметры, можно сказать, что влияние на протекание швартовных характеристик оказывает тип винта. Открытый винт пассажирского судна нагружает двигатель при работе по швартовной характеристике более интенсивно, чем винт в насадке грузового теплохода.

Аналогичным образом могут быть определены и частоты вращения на швартовной характеристике, соответствующие 75, 50 и 25% номинального крутящего момента, что, например, требуется при проведении испытаний двигателя на

соответствие нормам выбросов согласно ПТНП РКО [8]. Для рассматриваемых проектов судов эти значения приведены в таблице 5.

*Таблица 5*

**Частота вращения коленчатого вала и мощность главных двигателей при работе по швартовной характеристике, соответствующие 100, 75, 50 и 25% номинального крутящего момента**

| Относительный крутящий момент | Теплоход проекта 588 | | Теплоход проекта 576 | |
|---|---|---|---|---|
| | $n$, об./мин | $P_e$, кВт | $n$, об./мин | $P_e$, кВт |
| 100% | 198.1 | 211.7 | 238.2 | 262.7 |
| 75% | 180.0 | 158.8 | 216.4 | 197.0 |
| 50% | 157.2 | 105.9 | 189.0 | 131.4 |
| 25% | 124.8 | 52.9 | 150.0 | 65.7 |

Оценить согласованность работы главных двигателей и гребных винтов по данным швартовных испытаний можно, сопоставив снятые, например, в ходе тензометрирования действительные швартовные характеристики с теоретической швартовной характеристикой. Если действительная швартовная характеристика проходит левее теоретической, это означает, что винт гидродинамически тяжелый, он и при номинальной частоте вращения будет нагружать двигатель больше. Напротив, расположение действительной швартовной характеристики правее теоретической свидетельствует, что винт является гидродинамически легким и подобран с соответствующим «морским запасом».

## Выводы

1. Предложен способ построения швартовной характеристики, использующий заданные **параметры** двигателя и гребного винта.
2. Показана зависимость швартовной характеристики от коэффициента момента.
3. Определена точка, соответствующая предельной частоте вращения вала двигателя в швартовном режиме, а также точки, соответствующие 25, 50, 75 % крутящего момента при работе по винтовой характеристике.
4. Выполнена сравнительная оценка нагрузки двигателя при работе с открытым винтом пассажирского судна и винтом в направляющей насадке грузового судна.

## Список литературы


1. Руководство по расчету и проектированию гребных винтов судов внутреннего плавания. Приложение. / Под ред. А.М. Басина, Е.И. Степанюка. – Л.: Транспорт, 1977. – 40 с.
2. Расчет движительного комплекса винтового судна. / А.Г. Ряйсянен. - Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2013. – 39 с. (https://togudv.ru/media/filer_public/2013/02/19/tus_my-kr.pdf) (дата обращения: 27.03.2026)
3. Кортунова Е.Л., Яковлева О.В. Оценка коэффициента попутного потока по результатам модельных испытаний водометного движителя. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 3 (385): 41–49.
4. Басин А.М. Ходкость и управляемость судов. – М.: Транспорт, 1977. – 455 с.
5. Справочник по теории корабля: В трех томах. Том 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. – 768 с.
6. Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов. – М.: Транспорт, 1980, 424 с.
7. Басин А.М., Миниович И.Я. Теория и расчет гребных винтов. Л.: Судпромгиз, 1963. – 759 с.
8. Российское Классификационное общество. Правила технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов (ПТНП) https://rfclass.ru/uploads/ptnp/ptnp_rko_vvedeny_v_dejstvie_s_13-12-2025.pdf (дата обращения: 12.04.2026)

**References**

1. Rukovodstvo po raschetu i proektirovaniyu grebnyh vintov sudov vnutrennego plavaniya. Prilozhenie. / Pod red. A.M. Basina, E.I. Stepanyuka. – L.: Transport, 1977. – 40 s.
2. Raschet dvizhitel'nogo kompleksa vintovogo sudna./ A.G. Ryajsyanen. - Habarovsk: Izd-vo TOGU, 2013. – 39 s. (https://togudv.ru/media/filer_public/2013/02/19/tus_my-kr.pdf) (data obrashcheniya: 27.03.2026)
3. Kortunova E.L., YAkovleva O.V. Ocenka koefficienta poputnogo potoka po rezul'tatam model'nyh ispytanij vodometnogo dvizhitelya. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra. 2018; 3 (385): 41–49.
4. Basin A.M. Hodkost' i upravlyaemost' sudov. – M.: Transport, 1977. – 455 s.
5. Spravochnik po teorii korablya: V trekh tomah. Tom 1. Gidromekhanika. Soprotivlenie dvizheniyu sudov. Sudovye dvizhiteli / Pod red. YA.I. Vojtkunskogo. – L.: Sudostroenie, 1985. – 768 s.
6. Rukovodstvo po teplotekhnicheskomu kontrolyu serijnyh teplohodov. – M.: Transport, 1980, 424 s.
7. Basin A.M., Miniovich I.YA. Teoriya i raschet grebnyh vintov L.:Sudpromgiz, 1963.–759 s.
8. Rossijskoe Klassifikacionnoe obshchestvo. Pravila tekhnicheskogo nablyudeniya za postrojkoj sudov i izgotovleniem materialov i izdelij dlya sudov (PTNP) https://rfclass.ru/uploads/ptnp/ptnp_rko_vvedeny_v_dejstvie_s_13-12-2025.pdf (data obrashcheniya: 12.04.2026)

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Шураев Олег Петрович**, к.т.н., доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Волжский государственный университет водного транспорта, 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, ауд. 667, e-mail: solwrk@inbox.ru

**Oleg P. Shurayev**, Candidate of Technical Science, Associate Professor, The Department «Operation of Ship Power Plants», Volga state university of water transport, 5, Nesterova str., Nizhny Novgorod, Russia

**Самосюк Алина Игоревна**, к.т.н., доцент кафедры гидродинамики, теории корабля и экологической безопасности судов, Волжский государственный университет водного транспорта, 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, ауд. 380, e-mail: aliandrsam@gmail.com

**Alina I. Samosyuk**, Candidate of Technical Science, The Department «Hydrodynamics, Ship Theory and Environmental Safety of Ships», Volga state university of water transport, 5, Nesterova str., Nizhny Novgorod, Russia

Статья поступила в редакцию 17.06.2026; принята к публикации 29.06.2026; опубликована онлайн 20.09.2026. Received 17.06.2026; published online 20.09.2026.