

СУДОВОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

SHIP POWER EQUIPMENT

УДК 621.43.018.7:536.8

DOI: 10.37890/jwt.vi75.373

Сравнение показателей напряженности главного двигателя буксира-толкача при работе в режимах буксировки и толкания

В.Л. Конюков

Керченский государственный морской технологический университет, г Керчь, Россия

Аннотация. Сохранение работоспособности судов, отработавших значительный ресурс с момента их постройки, позволит получить дополнительную прибыль. В работе выполнен сравнительный анализ эксплуатационных параметров главного двигателя буксира-толкача, работающего в режимах толкания и буксировки баржевых составов. Исследования выполнены расчетно-теоретическим способом. Основное внимание уделено анализу параметров главного двигателя, определяющих его механическую и тепловую напряженность. В соответствии с этим спрогнозированы области допустимых эксплуатационных режимов для толкания и буксировки баржевых составов. Утяжеление винтовой характеристики режима буксировки по сравнению с режимом толкания требует дополнительных ограничений по мощности и частоте вращения главного двигателя. Проведено сравнение критериев и параметров в характерных точках цикла дизеля для рассмотренных режимов. Дано обоснование отдельным параметрам цикла дизеля, которые могут использоваться как определяющие при назначении ограничительных характеристик по тепловой напряженности.

Ключевые слова: буксир-толкач, дизель, эксплуатационные параметры, нагрузка, винтовая характеристика, коэффициент утяжеления, ограничительная характеристика, тепловая напряженность, механическая напряженность, зона допустимых режимов.

Comparison of main engine tension indicators tow-pusher when working in towing and pushing modes

Viacheslav L. Konyukov

Kerch State Marine Technological University, Kerch, Russia

Abstract. Maintaining the operability of vessels that have worked out a significant resource since their construction will allow you to get additional profit. The paper presents a comparative analysis of the operational parameters of the main engine of a pusher tug operating in the modes of pushing and towing barge trains. The studies were carried out in a computational and theoretical way.

The main attention is paid to the analysis of the parameters of the main engine, which determine its mechanical and thermal tension. In accordance with this, the areas of permissible operating conditions for pushing and towing barge trains are predicted. The weighting of the screw characteristics of the towing mode in comparison with the pushing mode requires additional restrictions on the power and speed of the main engine.

The comparison of criteria and parameters at the characteristic points of the diesel cycle for the considered modes is carried out. Justification is given for individual parameters of the

diesel cycle, which can be used as determining when assigning restrictive characteristics for thermal tension

Keywords: tow-pusher, diesel, operational parameters, load, screw characteristic, weighting coefficient, restrictive characteristic, thermal stress, mechanical stress, zone of permissible modes.

Введение

Основными режимами работы буксира-толкача являются буксировка и толкание баржевых составов. На долю этих судов приходится значительная часть перевозок негабаритных грузов. На отечественных верфях буксиры-толкачи строятся крайне редко, поэтому в эксплуатации, в основном, находятся небольшие буксиры 80-х и 90-х годов постройки. В связи с этим остро стоит вопрос о сохранении работоспособности таких судов [1].

Буксировка баржевых составов осуществляется буксирной лебедкой и сертифицированным буксирным снаряжением на определенное тяговое усилие. Для толкания барж в носовой части судна предусмотрены носовые упоры и специальные лебедки, позволяющие учалить баржу и толкач [2]. Движение буксира-толкача осуществляется, как правило, двумя винтами фиксированного шага, что позволяет иметь хорошую маневренность.

При работе в режиме толкания буксир-толкач располагается за кормой толкаемого судна, шарнирно с ним скрепленного и толкает его вперед. При таком расположении уменьшается сопротивление баржи из-за отсутствия струй, отбрасываемых винтами буксировщика на носовую часть баржи, а также уменьшается сопротивление буксира-толкача, так как он движется в попутном потоке буксируемого судна, снижается волновое сопротивление состава и отсутствует сопротивление буксировочного каната [3], [4].

Таким образом, для буксировки и толкания одной и той же баржи с одинаковыми скоростями требуется различный упор движителей, который в режиме буксировки будет больше, чем в режиме толкания. Для этого, однозначно, требуется увеличение мощности главных двигателей [5]. Тестовые заводские испытания главных дизелей проводятся при нагрузках, соответствующих условной винтовой характеристике, отклонение от которой вызывает изменение эксплуатационных параметров дизеля. Увеличение расхода топлива приводит к повышению давлений и температуры газа в характерных точках цикла, что может вызвать перегрузку главного двигателя [6]. При этом меняется характер горения топлива и структура тепловыделения в цилиндре [7].

Целью работы является сравнение эксплуатационных параметров и критериев, определяющих напряженность главных двигателей буксира-толкача, работающего в режимах толкания и буксировки, оценка диапазона допустимых режимов эксплуатации.

Материалы и методы исследования.

В качестве объекта исследований выбран главный двигатель буксира-толкача «Угличанин», предназначенный для толкания и буксировки баржевых составов. Двигатель G6190Z₁C-1 (6ЧНСП-19/21), четырехтактный с наддувом, номинальной мощностью 450 кВт, номинальной частотой вращения 1200 об/мин. Корпус буксира-толкача: длина по конструктивной ватерлинии (КВЛ) 29,4 м, ширина по КВЛ 9,6 м, осадка 2,44 м, площадь смоченной поверхности 268,4 м², максимальная скорость свободного хода 10 узлов. Корпус баржи: длина по КВЛ 98,75 м, ширина по КВЛ 16 м, осадка 3,65 м, площадь смоченной поверхности корпуса 2095,1 м².

Винтовые характеристики буксира при свободном ходе, винтовые характеристики состава (буксир-баржа) в режиме толкания и в режиме буксировки определялись по методике [8].

Исследования главного двигателя проводились расчетно-теоретическим способом по методике, разработанной кафедрой судовых энергетических установок КГМТУ. По алгоритму этой методики составлена программа для ЭВМ [9].

Анализ эксплуатационных параметров и критериев дизеля проводился в относительных величинах для каждой спецификационной характеристики и широкого диапазона его относительных мощностей $0,25 \leq \bar{N}_e \leq 1,0$. Относительная мощность определялась соотношением

$$\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_{e0}}, \quad (1)$$

где N_{e0} – номинальная мощность дизеля при стопроцентной нагрузке и номинальной частоте вращения n_0 , соответствующей винтовой характеристике номинального режима работы (расчетная характеристика), которая использовалась для определения нагрузки дизеля при тестовых заводских испытаниях.

Относительные параметры и критерии находились по выражениям

$$\bar{B} = \frac{B}{B_0}, \quad \bar{n} = \frac{n}{n_0}, \quad (2)$$

где B – значение параметра или критерия, соответствующего частоте вращения n конкретной винтовой характеристики;

B_0, n_0 – значения параметра и частоты вращения, соответствующие стопроцентной мощности номинальной (расчетной) винтовой характеристики.

Результаты исследования и их обсуждение

Изменение параметров рабочего тела по циклу дизеля при переходе на новый эксплуатационный режим отражается, прежде всего, на характеристиках турбонаддувочного агрегата, приводящих к изменению давления наддува. Давление наддува определялось методом последовательных приближений с использованием гидравлической характеристики турбины, которая приведена на рис.1. Гидравлическая характеристика представляет зависимость степени понижения давления в турбине e_t от расхода газа G_t , которая находилась для номинальной винтовой характеристики дизеля. Аппроксимируя гидравлическую характеристику, получили выражение для определения давления газа перед турбиной p_t

$$p_t = p_{2T} (1,8814 G_t + 0,5924), \quad (3)$$

где p_{2T} – давление газа за турбиной.

Таким образом, при исследовании дизеля, в процессе последовательных приближений подбиралось давление наддува p_n , соответствующее p_t , вычисленному по выражению (3).

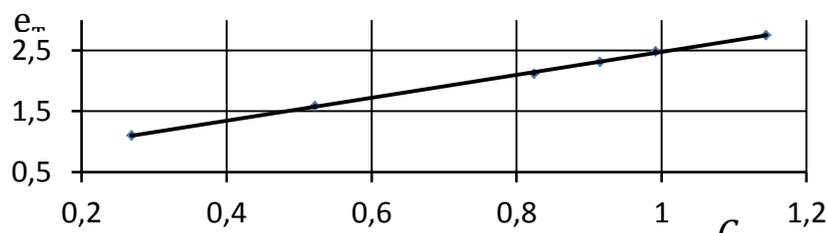


Рис. 1. Гидравлическая характеристика турбины турбокомпрессора

Винтовые характеристики буксира для различных спецификационных условий эксплуатации представлены на рис. 2. Если зависимость мощности от частоты вращения принять в виде соотношения

$$N_e = Cn^m, \quad (4)$$

то показатель степени:

$m=3$ для номинальной или расчетной винтовой характеристики, по которой определялась нагрузка на дизель при тестовых заводских испытаниях;

$m=3,214$ для винтовой характеристики состава буксир-баржа в режиме толкания;

$m=3,118$ для винтовой характеристики состава буксир-баржа в режиме буксировки.

Увеличение буксировочной мощности состава в режиме буксировки по сравнению с режимом толкания вызывает повышение механической напряженности дизеля, о чем свидетельствуют точки пересечения винтовых характеристик 3 и 4 с ограничительной характеристикой 5, соответствующей $p_e = const$ ($M_e = const$). С целью исключения механической перегрузки дизеля в режиме буксировки его максимально допустимая частота вращения должна быть уменьшена на 2,3% по сравнению с максимально допустимой частотой при толкании.

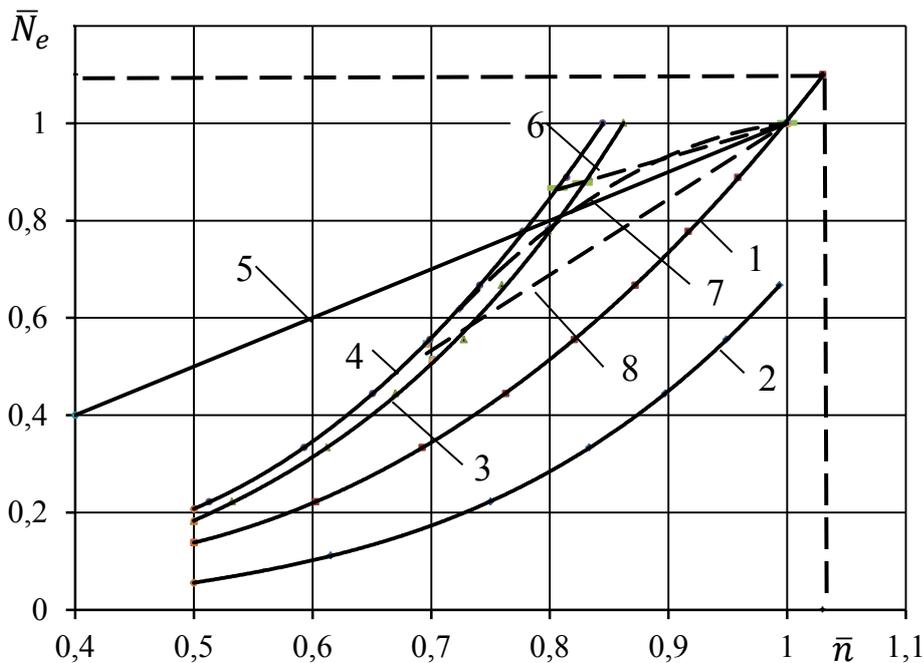


Рис. 2. Винтовые характеристики буксира-толкача:

- 1 – номинальная (расчетная); 2 – режима свободного хода;
- 3 – состава в режиме толкания; 4 – состава в режиме буксировки;
- 5 – ограничительная характеристика $p_e = const$ ($M_e = const$);
- 6 – ограничительная характеристика $p_z = const$; 7 – ограничительная характеристика по средней температуре за время цикла $T_t = const$;
- 8 – ограничительная характеристика по максимальной температуре цикла $T_z = const$ ($T_b = const$)

Утяжеление винтовой характеристики можно оценить коэффициентом утяжеления K_y , соответствующим конкретной частоте вращения, который находится

как отношение мощности утяжеленной характеристики к мощности номинальной (расчетной) характеристики. Для относительной частоты вращения $\bar{n}=0,7$ $K_y = 1,48$ для режима толкания и $K_y = 1,61$ для режима буксировки.

При построении ограничительных характеристик для каждой винтовой характеристики находились аппроксимационные зависимости вида $\bar{n} = f(\bar{B})$, где в качестве \bar{B} принимались эксплуатационные параметры или критерии, определяющие механическую или тепловую напряженность дизеля. По этим зависимостям вычислялись частоты \bar{n} для $\bar{B}=1$, что согласно выражению (2) соответствовало предельно допустимым значениям этих параметров или критериев. Мощность, соответствующая вычисленным частотам вращения дизеля находилась по уравнению (4). В качестве примера на рис. 3 приведена зависимость $\bar{n} = f(\bar{p}_z)$ с аппроксимирующим уравнением и достоверностью аппроксимации.

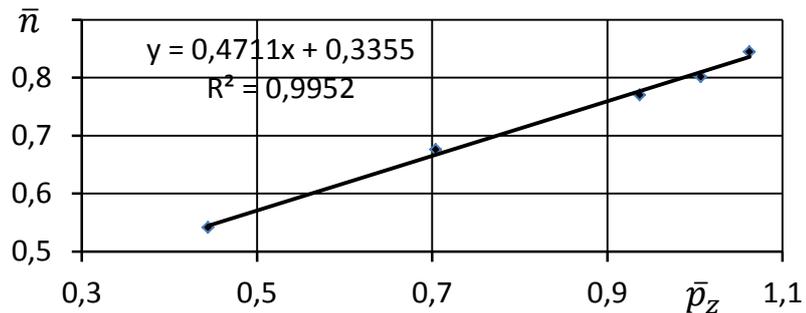


Рис. 3. Зависимость относительной частоты вращения от относительной величины максимального давления в режиме буксировки.

Сопоставление приведенных ограничительных характеристик с винтовыми характеристиками показал, что основным параметром, ограничивающим диапазон допустимых режимов эксплуатации по механической напряженности является среднее эффективное давление (характеристика 5, рис. 2). Характеристика $p_z = const$ располагается выше и не оказывает определяющего ограничения на диапазон допустимых режимов.

Работа состава буксир-баржа в режиме толкания не будет иметь перегрузок по средней температуре рабочего тела за время цикла дизеля T_τ , для диапазона допустимых режимов эксплуатации ограниченных характеристик $p_e = const$ ($M_e = const$). В режиме буксировки при $\bar{n} > 0,75$ дизель будет работать с повышенной T_τ , что может негативно отразиться на смазке деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Характеристики, соответствующие максимальной температуре цикла T_z и температуре газа в конце процесса расширения в цилиндре T_b могут выполнять роль ограничительных характеристик $T_z = const$ ($T_b = const$) (зависимость 8, рис. 2), так как их увеличение приводит к повышенным термическим напряжениям в деталях ЦПГ по причине увеличения перепада температур между газом и охлаждающей водой. В свою очередь, повышение T_b увеличивает температуру выпускного клапана, что может привести к его перегреву. Исследования показали, что главный двигатель буксира-толкача, работающего с составом барж в режимах толкания и буксировки, не будет иметь механической и тепловой перегрузки, если относительная частота вращения коленчатого вала не будет превышать $\bar{n}=0,7$.

В связи с тем, что режим буксировки баржи соответствует более тяжелой винтовой характеристике по сравнению с режимом толкания, в работе выполнен

сравнительный анализ основных эксплуатационных параметров дизеля для этих режимов в зависимости от нагрузки дизеля \bar{N}_e . С этой целью для каждого исследуемого параметра определялось его относительное изменение для режима буксировки по сравнению с режимом толкания в соответствии с формулой:

$$\delta \bar{B} = \frac{B_T - B_6}{B_{p0}}, \quad (5)$$

где B_T – значение эксплуатационного параметра в режиме толкания;

B_6 – значение эксплуатационного параметра в режиме буксировки для той же относительной мощности;

B_{p0} – значение эксплуатационного параметра номинального режима расчетной винтовой характеристики.

На рис. 4 представлены зависимости относительного изменения давлений в характерных точках цикла от относительной мощности дизеля, а именно: давления наддува p_n , давления газа перед турбиной p_T , максимального давления по циклу дизеля p_z .

Переход на утяжеленную характеристику приводит к снижению частоты вращения коленчатого вала, в результате чего уменьшается расход газа и, как следствие, падает мощность турбины и компрессора. Это вызывает уменьшение давления наддува, которое составляет 1,3%. При этом снижается и давление газа перед турбиной. Для получения заданной мощности дизеля при пониженном расходе воздуха увеличивалась цикловая подача топлива, что вызвало повышение максимального давления цикла.

На рис 5 приведены зависимости относительного изменения температуры в характерных точках цикла от относительной мощности дизеля: температуры газа перед турбиной T_t , максимальной температуры цикла T_z , температуры газа в конце процесса расширения в цилиндре T_b . Исследования показали, что переход на более утяжеленную характеристику сопровождается повышением температуры по газовому тракту, что может отразиться на показателях тепловой напряженности дизеля [10].

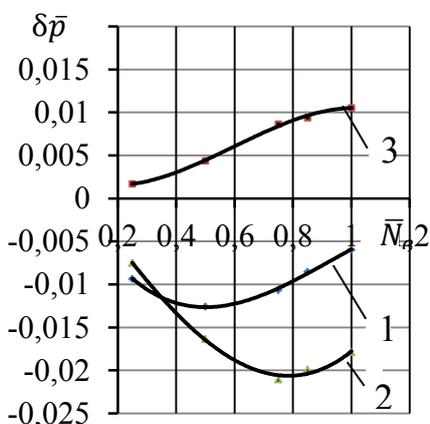


Рис. 4. Относительное изменение давления в характерных точках цикла:
1 - p_n ; 2 - p_T ; 3 - p_z

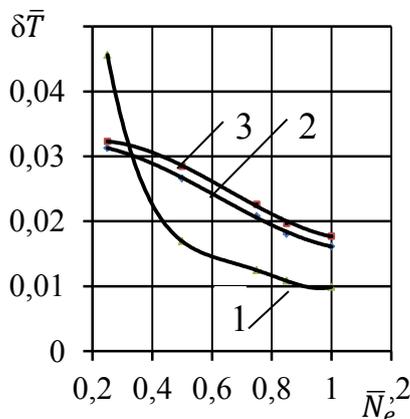


Рис. 5. Относительное изменение температуры в характерных точках цикла:
1 - T_t ; 2 - T_z ; 3 - T_b

На рис. 6 представлены зависимости относительного изменения эксплуатационных параметров дизеля от относительной мощности: коэффициента избытка воздуха при горении α , мощности турбины турбокомпрессора N_T , удельного эффективного расхода топлива g_e . Снижение расхода газа при утяжелении винтовой характеристики вызывает уменьшение коэффициента избытка воздуха при горении топлива, которое составляет от 2,5% до 4,5% в зависимости от нагрузки дизеля. Такое

изменение α коррелируется с зависимостями изменения температуры по газовому тракту дизеля (см. рис.5).

Работа по винтовой характеристике режима буксирования сопровождается уменьшением мощности турбины турбокомпрессора, которое находится на уровне 1%. Снижение мощности турбины меньше понижения расхода газа, составляющего $2,2\% \div 2,7\%$. Это объясняется повышением температуры газа перед турбиной, в результате чего увеличивается располагаемая работа.

На рис. 7 представлены зависимости относительного изменения показателей механической и тепловой напряженности дизеля: максимальной скорости нарастания давления $\gamma = dp/d\varphi$, показателя теплонапряженности поршня (критерия Костина) K_p , показателя теплонапряженности цилиндра (критерия Камкина) K_c . Физическая сущность показателей напряженности дизеля, а также их зависимость от некоторых эксплуатационных параметров рассмотрены в работах [11], [12]. Перечень показателей, определяющих напряженное состояние дизеля достаточно большой. Ряд таких показателей, которые использовались для оценки диапазона допустимых режимов работы дизеля, рассмотрен выше (см. рис. 2): среднее эффективное давление цикла p_e , максимальное давление цикла p_z , температура газов за цилиндрами с учетом перемешивания с продувочным воздухом p_t , средняя температура газа за время цикла T_t , температура газов в конце процесса расширения в цилиндре T_b , определяющая тепловое состояние выпускного клапана [10].

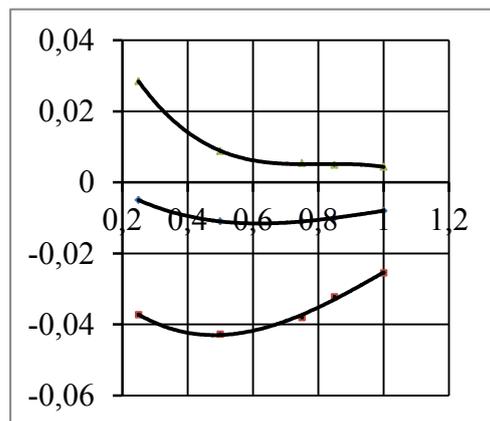


Рисунок 6 – Относительное изменение эксплуатационных параметров дизеля:
1 – α ; 2 – N_T ; 3 – g_e

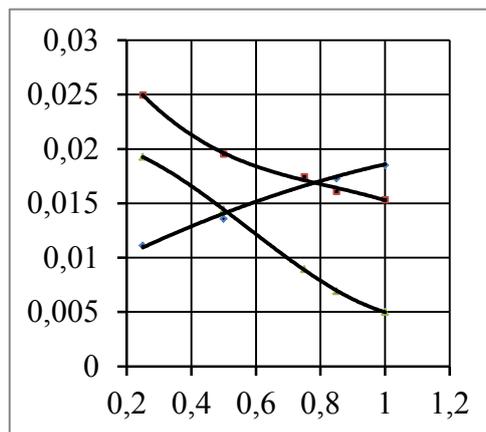


Рисунок 7 – Относительное изменение показателей напряженности дизеля:
1 – γ ; 2 – K_p ; 3 – K_c

Приведенные на рис. 7 зависимости критериев напряженности не являются приоритетными для определения зоны допустимых режимов судового дизеля, однако следует учитывать характер их изменения при проектировании и эксплуатации. Исследования показали, что переход на утяжеленную винтовую характеристику режима буксировки приводит к увеличению γ , K_p , K_c . Это следует учитывать при проектировании систем смазки ЦПГ.

Выводы

Исследования главного двигателя буксир-толкача «Угличанин» показали, что работа состава буксир-баржа в режиме буксировки соответствует более утяжеленной винтовой характеристике по сравнению с режимом толкания, что может привести к перегрузке двигателя по ряду показателей.

Для исключения механической перегрузки двигателя в режиме буксировки его относительная максимально допустимая частота вращения не должна превышать $\bar{n}=0,77$, в то время как для режима толкания такая частота составляет $\bar{n}=0,8$.

Работа состава в режиме толкания не будет иметь перегрузок по средней температуре рабочего тела за время цикла дизеля T_r для диапазона допустимых режимов по механической напряженности, ограниченных характеристикой $p_e = const$ ($M_e = const$). В режиме буксировки при $\bar{n} > 0,75$ дизель будет работать с повышенной T_r , что может негативно отразиться на смазке деталей ЦПГ.

Характеристики, соответствующие максимальной температуре цикла T_z и температуре газа в конце процесса расширения в цилиндре T_b могут выполнять роль ограничительных характеристик $T_z = const$ ($T_b = const$), так как их увеличение приводит к повышенным термическим напряжениям в деталях ЦПГ по причине увеличения перепада температур между газом и охлаждающей водой. В свою очередь, повышение T_b увеличивает температуру выпускного клапана, что может привести к его перегреву

Список литературы

1. Егоров Г.В. и др. Анализ состояния и путей развития внутреннего водного транспорта России. Речной транспорт (XXI век). 2021. №3 (99). С. 39-44.
2. Богданов Б.В. и др. Буксирные суда (проектирование и конструкция). - Л.: Судостроение 1974, 280 с.
3. Васильев А.В., Савинов В.Н., Егоров П.Н. Гидродинамика судов внутреннего плавания, часть 1. Расчет судов внутреннего плавания: Учебное пособие. 2-е изд. перераб. и доп. - Н. Новгород, НГТУ, 1996, 147 с.
4. Войткунский Я.И., Першиц Р.Я., Титов И.А. Справочник по теории корабля: Судовые движители и управляемость. 2-е изд. перераб. и доп. - Л.: Судостроение, 1973, 511 с.
5. Самсонов С.В. Основы теории судна. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2002, 100 с.
6. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. Учебник для вузов. –М.: Транспорт, 1990. – 344 с.
7. Андрусенко С.Е. и др. Механизмы управления рабочим процессом дизельного двигателя. Научные проблемы водного транспорта. 2021. № 68. С. 98-108.
8. Вьюгов В.В. Расчет винтовых движителей судна. Методические указания по выполнению курсовых и дипломных проектов. – Новосибирск, НГАВТ, 2005, 39 с.
9. Свидетельство RU2022685277 Российская Федерация. Программа расчета параметров рабочего процесса дизеля с наддувом «Diesel K»: программа для ЭВМ / А.Н. Горбенко. – Опул. 22.12.2022, Бюл. №1.
10. Горб С.С., Сандлер А.К., Будуров Н.И. Повышение эффективности работы главного двигателя корректировкой упора гребного винта. Автоматизация судовых технических средств. Вып. 25, 2019, с. 35-52
11. Колюков В.Л. Анализ эксплуатационной напряженности четырехтактного дизеля при увеличении коэффициента избытка воздуха на долевых нагрузках. // Вестник Керченского государственного морского технологического университета, 2020, №2, - С.126-143
12. Колюков В.Л. Влияние коэффициента избытка воздуха при горении на показатели напряженности двухтактного дизеля в широком диапазоне режимов. Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2020. №3, pp. 54-63. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-3-54-63.

References:

1. Egorov G.V. i dr. Analiz sostoyaniya i putej razvitiya vnutrennego vodnogo transporta Rossi.[Analysis of the state and ways of development of inland water transport of the Russian Federation]. Rechnoj transport (XXI vek). [River transport (XXI century)]. 2021. №3 (99). P. 39-44. (In Russian).
2. Bogdanov B.V. i dr. Buxsirny'e suda (proektirovanie i konstrukciya). [Tugboats (design and construction)]- L.: Sudostroenie [L.: Shipbuilding] 1974, 280 p. (In Russian).

3. Vasil'ev A.V., Savinov V.N., Egorov P.N. *Gidrodinamika sudov vnutrennego plavaniya, chast' 1. Raschet sudov vnutrennego plavaniya: Uchebnoe posobie. 2-e izd. pererab. i dop.* [Hydrodynamics of inland navigation vessels, part 1. Calculation of inland navigation vessels: Textbook. 2nd ed. reprint. and add.] - N. Novgorod, NGTU, 1996, 147 p. (In Russian).
4. Vojtkunskij Ya.I., Pershicz R.Ya., Titov I.A. *Spravochnik po teorii korablya: Sudovy'e dvizhiteli i upravlyaemost'. 2-e izd. pererab. i dop.* [Handbook of Ship Theory: Ship Propulsion and Controllability. 2nd ed. reprint. and additional]. - L.: Sudostroenie, [L.: Shipbuilding], 1973, 511 p. (In Russian).
5. Samsonov S.V. *Osnovy' teorii sudna.* [Fundamentals of ship theory] – Vladivostok: Dal'ry'bvtuz, 2002, 100 p. (In Russian).
6. Kamkin S.V., Voznickij I.V., Shmelev V.P. *Ekspluatatsiya sudovyh dizelej* [Operation of marine diesel engines]. Moscow, Transport Publ., 1990, 344 p. (In Russian).
7. Andrusenko S.E. i dr. *Mexanizmy' upravleniya rabochim processom dizel'nogo dvigatelya.* [Mechanisms for controlling the working process of a diesel engine]. *Nauchny'e problemy' vodnogo transporta.* [Scientific problems of water transport]. 2021. № 68. P. 98-108. (In Russian).
8. V'yugov V.V. *Raschet vintovy'x dvizhitelej sudna. Metodicheskie ukazaniya po vy'polneniyu kursovy'x i diplomny'x proektov.* [Calculation of the ship's screw propellers. Methodological guidelines for the implementation of course and diploma projects]. – Novosibirsk, NGAVT, 2005, 39 p. (In Russian).
9. Svidetelstvo RU2022685277 Rossiyskaya Federatsiya. *Programma rascheta parametrov rabocheho protsessa dizelya s nadduvom «Diesel K» :programma dlya EVM* [Certificate RU2022685277 Russian Federation. The program for calculating the parameters of the working process of a supercharged diesel "Diesel K" :computer program] / A.N. Gorbenko. – Opubl. 22.12.2022. Byul. №1. (In Russian)
10. Gorb S.S., Sandler A.K., Budurov N.I. *Povysheniye effektivnosti raboty glavnogo dvigatelya korektyrovkoy upora grebnogo vinta.* [Improving the efficiency of the main engine by adjusting the propeller stop]. *Avtomatizatsiya sudovy'x texnicheskix sredstv: nauch.-texn. sb. Odessa: ONMA.* [Automation of ship technical means: scientific and technical sb. Odessa: ONMA.]. 2019. Vyp. 25. pp. 35-52 (In Russian)
11. Konyukov V.L. *Analiz e'ksplyuatsionnoj napryazhennosti chety'rextaktnogo dizelya pri uvelichenii koef'ficienta izby'tka vozduxa na dolevy'x nagruzkax.* [Analysis of the operational tension of a four-stroke diesel engine with an increase in the coefficient of excess air at shared loads]. // *Vestnik kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo texnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University], 2020, №2, -P126-143. (In Russian)
12. Konyukov V.L. *Vliyanie koef'ficienta izby'tka vozduxa pri gorenii na pokazateli napryazhennosti dvuxtaktnogo dizelya v shirokom diapazone rezhimov.* [Influence of the excess air coefficient during gorenje on the intensity indicators of two-stroke diesel in a wide range of modes]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tekhnika i tekhnologiya* [Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technology], 2020, no. 3, pp. 54-63. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-3-54-63. (In Russian)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT AUTHORS

Конюков Вячеслав Леонтьевич, канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет, 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, e-mail: seykgmtu@gmail.com

Viacheslav L. Konyukov, Ph.D. (Engin.), Associate Professor at the department of ship power plants, Kerch State Maritime Technological University, 298309, Republic of Crime, Kerch, Ordzhonikidze str., 82, e-mail: seykgmtu@gmail.com

Статья поступила в редакцию 26.04.2023; опубликована онлайн 20.06.2023.
Received 26.04.2023; published online 20.06.2023.