

УДК 621.43

DOI: <https://doi.org/10.37890/jwt.vi65.129>

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ПРИВОДА ЭЛЕМЕНТОВ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

В.И. Кочергин

Сибирский государственный университет путей сообщения,
г. Новосибирск, Россия

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4883-1458>

С.П. Глушков

Сибирский государственный университет путей сообщения,
г. Новосибирск, Россия

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5745-4658>

А.В. Курмыгин

Сибирский государственный университет путей сообщения,
г. Новосибирск, Россия

Аннотация. В данной статье содержатся результаты исследований параметров неравномерности вращения привода элементов судовых энергетических установок. Описаны теоретические предпосылки выполнения подобного анализа и приведен пример расчетов параметров крутильно-колебательной системы привода топливного насоса высокого давления и регулятора частоты вращения. Расчеты показали, что при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания не исключается возможность возникновения резонансных колебаний кулачкового вала топливного насоса. Конструктивные особенности, неисправности, нарушение регулировок или правил эксплуатации могут способствовать работе элементов энергетических установок на резонансных частотах и вызывать эксплуатационные отказы. Анализ неравномерности вращения привода агрегатов и дополнительного оборудования судовых энергетических установок является целесообразным техническим мероприятием, позволяющим повысить надежность судовых энергетических установок.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка, крутильные колебания, резонанс, топливный насос, регулятор частоты вращения

Введение

Значительное количество эксплуатируемых судовых энергетических установок (СЭУ) имеет в своем составе тепловые машины циклического действия, в первую очередь, двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Такие машины, как правило, состоят из большого количества отдельных элементов в виде механизмов и агрегатов со сложной кинематикой движения составных частей. Но, если измерение и оценка вибрации судовых пропульсивных установок в целом регламентируется соответствующими стандартами, то исследованию причин возникновения неравномерности вращения и вибрационной нагрузке приводов отдельных элементов СЭУ уделяется в настоящее время недостаточное внимание.

Присущие энергетической установке переходные режимы работы, связанные с постоянным изменением внешней нагрузки, характеризуются периодическим увеличением или уменьшением угловых скоростей валов и валопроводов, что приводит к повышению механических напряжений и удельных нагрузок на отдельные агрегаты и детали СЭУ. Особенно актуальным и требующим большего внимания этот вопрос

представляется в связи с предполагаемой перспективой широкого применения альтернативных видов топлива, существенно изменяющих кинетику рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания [1, 2, 3, 4, 5].

Присущая вращательному движению вала любой энергетической установки неравномерность вращения суммируется с неравномерностью вращения валопровода, связывающего двигатель с внешней нагрузкой, и объясняется неизбежной неравномерностью производства крутящего момента в процессе осуществления рабочего цикла ДВС, а также возможной неравномерностью механических потерь, затрачиваемых на привод навесного и дополнительного оборудования; изменением состава или типа применяемого топлива; присутствием неуравновешенных сил и моментов. Еще одной причиной, способствующей возникновению неравномерности вращения, является наличие крутильных колебаний валов и валопроводов [5, 6, 7].

Особое место при исследовании причин возникновения неравномерности вращения коленчатого вала двигателя следует уделить неравномерности цикловой подачи топлива в различные цилиндры двигателя и различным характером протекания процессов сгорания в отдельных цилиндрах многоцилиндрового ДВС [8]. Известно, что даже при условии своевременного проведения регулировок топливной аппаратуры остаётся теоретическая возможность возникновения неравномерности подачи топлива в отдельные цилиндры двигателя до 12,7 %, что в итоге может привести к ухудшению внешних характеристик энергетической установки и сказаться на надёжности работы цилиндро-поршневой группы [9]. Теоретически, при условии обеспечения идентичности протекания рабочих процессов отдельных циклов, что, впрочем, достаточно сложно реализовать на практике, эффективная мощность двигателя может повыситься на величину от 5 до 7 %, а удельный эффективный расход топлива снизиться на величину, составляющую от 2 до 4 % [10].

Влияние неустановившихся режимов работы на показатели эффективности СЭУ тесно связано с процессами регулирования частоты вращения и с необходимостью учета неравномерности нагрузки на гребные винты, а также связи винтовых характеристик с величиной относительной поступи гребного винта. Прямая передача на винт судовых дизелей означает относительно небольшие значения приведенного момента инерции, что делает их достаточно чувствительными к периодическому изменению нагрузки на гребной винт, особенно при свежей и штормовой погоде. В этих условиях требуется обеспечение качества процессов регулирования частоты вращения, что возможно только при оптимизации параметров работы системы автоматического регулирования, управлении параметрами чувствительности регулятора частоты вращения и регулярном контроле технического состояния регуляторов частоты вращения в условиях эксплуатации [11, 12, 13].

При эксплуатации энергетических установок в условиях неустановившихся нагрузок с двигателями внутреннего сгорания, оснащенных неисправными регуляторами, отмечаются потеря мощности и снижение производительности машин при одновременном увеличении расхода топлива. Неисправности регуляторов частоты вращения вносят существенные погрешности в результаты диагностирования технического состояния ДВС [14], а также в процесс работы судовых систем автоматического управления. Несмотря на это, контроль колебаний в приводах элементов судовых энергетических установок и контроль технического состояния регуляторов частоты вращения в эксплуатационных условиях практически не применяется. Отчасти это связано с отсутствием доступных технических средств и несовершенством классических методов анализа нестационарных частотно-временных сигналов, что может приводить к невозможности локализации причин возникновения повышенной вибрации [15].

Целью данного исследования является изучение параметров неравномерности вращения крутильно-колеблющихся систем элементов судовой энергетической уста-

новки на примере привода топливного насоса высокого давления (ТНВД) и совместного с ним регулятора частоты вращения. Для достижения поставленной цели необходимо выбрать методику расчета, разработать структурную схему привода и определить вероятность возникновения резонансных колебаний в приводе ТНВД.

Данные агрегаты выбраны в качестве объекта исследования по той причине, что вынужденные колебания привода регулятора частоты вращения, вызываемые действиями вращающих моментов и появляющиеся вследствие наличия неравномерности частоты вращения коленчатого вала энергетической установки, не только влияют на текущие значения величины подачи топлива, но и могут быть причиной поломок деталей. Учет наличия крутильных колебаний и сопутствующих вибрационных процессов крайне необходим при анализе параметров неравномерности вращения валов энергетической установки. В реальных условиях эксплуатации СЭУ вынужденные крутильные колебания валопроводов, приводящих в действие чувствительные элементы системы автоматического регулирования, сопровождаются действием моментов сопротивления вращению, возникающих вследствие необходимости перемещения плунжерных пар ТНВД и повышенного трения в механизмах привода по причине наличия неисправностей, повышенного трения либо низкой температуры окружающего воздуха. В том случае, когда источники сопротивления находятся на значительном расстоянии от вероятного места возникновения резонансных частот, их влияние на амплитуды вынужденных колебаний представляется незначительным и его можно не учитывать. Но при наличии в вращательно-колеблющейся системе элемента привода энергетической установки резонансных или же околорезонансных колебаний действительные значения амплитуд колебаний элементов привода могут изменяться в значительном диапазоне и приводить к дифференцированным искажениям передаваемого приводом крутящего момента в различных по длине сечениях вала.

Методы исследования

Предлагаемая методика анализа неравномерности вращения элементов судовых энергетических установок основана на анализе параметров движения крутильно-колебательных систем [16]. Кинетическую энергию системы элементов валовой линии привода агрегатов любого элемента СЭУ можно описать следующей формулой:

$$T = \frac{1}{2} (J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2 + \dots + J_n \dot{\varphi}_n^2), \quad (1)$$

где φ – значения угла поворота элементов привода с точкой отсчета от равновесного недеформированного положения; J – величина моментов инерции элементов валовой линии.

Значения угла поворота элементов друг относительно друга, а также величины жесткости на кручение каждого из участков привода C определяют потенциальную энергию любого вала или валопровода, в данном случае, привода топливного насоса и механического центробежного регулятора:

$$\Pi = \frac{1}{2} [C_1 (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \dots + C_{n-1} (\varphi_n - \varphi_{n-1})^2] \quad (2)$$

Если крутящие моменты, воздействующие на недиссипативную систему, состоящую из $(n+1)$ сосредоточенных в определенных точках масс, представить в виде функции синуса, то показатели вынужденных колебаний k -ой гармоник вала привода элементов топливоподающей аппаратуры и регулятора частоты вращения можно определить с помощью следующего выражения:

$$JX + CX = M, \quad (3)$$

где M – матрица возмущающих моментов.

По аналогии с выражением (3) вынужденные колебания диссипативных систем описывается следующим уравнением:

$$JX + \Psi X + CX = M, \quad (4)$$

где Ψ – параметр демпфирования j -го участка валовой линии.

Диссипативной в данном случае считается такая система, в которой обусловленные внутренним трением в материале валопровода силы рассеяния энергии оказывают влияние на собственные частоты колебаний. При этом параметры жёсткости C и рассеяния энергии Ψ на каждом отдельном участке исследуемой диссипативной системы представляют связанные между собой величины.

Матрица M в выражениях (3) и (4) имеет следующий вид:

$$M = \begin{bmatrix} M_1 \sin(k\omega_{e1}t + \chi_k) \\ M_2 \sin(k\omega_{e2}t + \chi_k) \\ \dots \\ M_{n+1} \sin(k\omega_{en+1}t + \chi_k) \end{bmatrix},$$

где k – показатель порядка гармонически изменяющегося момента; χ_k – значение начальной фазы гармонически изменяющегося момента k -го порядка; ω_e – угловая скорость, зависящая от периода изменения крутящего момента; t – время отсчета.

Преобразовав известное уравнение Лагранжа второго ряда, получаем следующий результат:

$$J_n \ddot{\varphi}_n + C_{n-1} (\varphi_n - \varphi_{n-1}) = 0. \quad (5)$$

Выражение (5) характеризует крутильные колебания валовой линии приводов потребителей энергии и агрегатов СЭУ. Возможно его представление в несколько ином виде:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + J_2 \ddot{\varphi}_2 + \dots + J_n \ddot{\varphi}_n = 0. \quad (6)$$

Данное равенство показывает, что главный момент суммарного количества движений элементов привода относительно оси вала при наличии свободных крутильных колебаний является постоянной величиной и его можно принять равным нулю. Поэтому в целях анализа запаздывания управляющего сигнала в линии привода регулятора частоты вращения достаточно рассматривать только те колебательные движения, которые вызываются наличием скручивания участков валовой линии.

Чтобы определить параметры главных колебаний валовой линии привода, имеющих одинаковую круговую частоту для всех элементов, с учетом параметров скручивания вала) принимаем:

$$\varphi_n = \alpha_n \sin(\omega t + \gamma). \quad (7)$$

Подставив принятые выражением (2) значения углов в дифференциальное уравнение (7) и сократив их на величину $\sin(\omega t + \gamma)$, получим уравнение, позволяющее определить значения ω , α_1 , α_2 , ... α_n :

$$(C_{n-1} - \omega^2 \cdot J_n) \cdot \alpha_n - C_{n-1} \cdot \alpha_{n-1} = 0. \quad (8)$$

С этой целью необходимо составить систему уравнений, описывающих совместное движение всех элементов структурной динамической схемы привода, и представить их в матричном виде в соответствующей математической среде. Наличие конкретных данных о технических параметрах всех элементов крутильно-колебательной системы, а именно о сосредоточенных массах (**моментах** инерции) валов, о поступательно движущихся массах плунжерных пар топливного насоса высокого давления и передаточных отношениях привода ТНВД и валика регулятора, даёт возможность

провести динамический анализ привода регулятора частоты вращения либо иных аналогичных элементов СЭУ.

Результаты

Непосредственно на рейку топливного насоса с механическим принципом управления воздействуют толчки со стороны плунжерных пар, вызванные реакцией струи топлива в момент отсечки, а также силы инерции, обусловленные продольной вибрацией остова двигателя. Кроме того, необходимо учитывать колебательные процессы в приводе чувствительного элемента регулятора частоты вращения, например, колебания частоты вращения грузов центробежного механического регулятора, вибрации рейки ТНВД и сопутствующие им крутильные колебания валов. Заменяем традиционную модель привода механического центробежного регулятора частоты вращения на дискретную (рис. 1). Крутильная схема дискретной многомассовой системы для многоцилиндрового ДВС с механическим ТНВД и центробежным регулятором частоты вращения имеет n вращающихся масс и обладает $n-1$ квазиупругими связями.

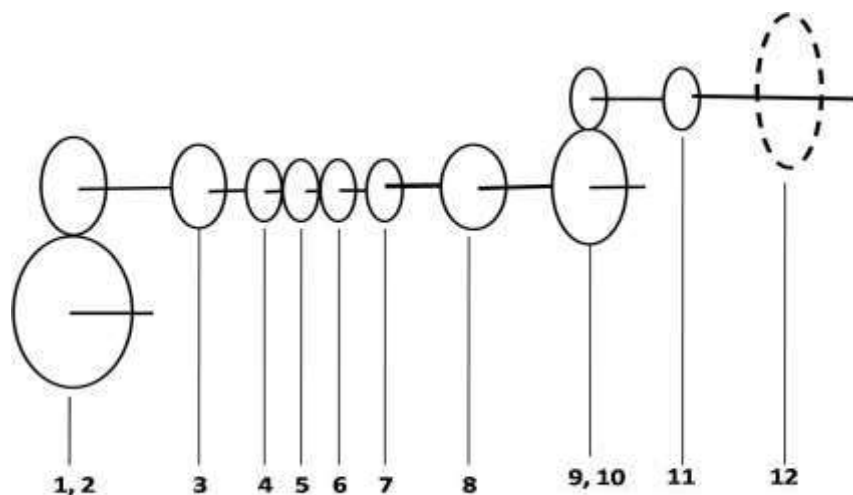


Рис. 1. Дискретная модель привода топливного насоса и регулятора частоты вращения: 1, 2 — шестерни привода топливного насоса; 3 — кулачковый вал ТНВД; 4, 5, 6, 7 — кулачки топливного насоса; 8 — демпфер привода регулятора; 9, 10 — привод регулятора; 11 — вал регулятора; 12 — грузы регулятора

Проведём расчет собственных колебаний кулачкового вала ТНВД, рассматривая его как крутильно-колеблющуюся цепную, неразветвленную, нередуцированную многомассовую систему. Для выполнения расчета вал разбивается на участки, соответствующие отдельным массам. Участки в данной расчетной системе характеризуются таким параметром, как жёсткость, а характеристиками масс являются моменты инерции.

Для удобства дальнейших расчетов крутильно-колеблющаяся система представлена в виде крутильной схемы, состоящей из восьми масс и соответственно семи участков, где J_n — масса инерции n -го сечения, C_n — жёсткость участка вала (см. рис. 2).

нальной частоте вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания не исключается возможность возникновения резонансных колебаний кулачкового вала ТНВД. Следовательно, конструктивные особенности, неисправности, нарушение регулировок или правил эксплуатации могут способствовать работе элементов энергетических установок на резонансных частотах и вызывать эксплуатационные отказы. Проведённые исследования дают основание предполагать, что анализ неравномерности вращения привода агрегатов и дополнительного оборудования судовых энергетических установок на основе изучения характера и параметров крутильных колебаний является целесообразным техническим мероприятием, позволяющим прогнозировать и предупреждать вероятные отказы элементов СЭУ.

Список литературы:

1. Bueno A.V. Internal combustion engine indicating measurements / A.V. Bueno, J.A. Velásquez, L.F. Milanez // *Applied Measurement Systems*. – 2012, February. – P. 23–44.
2. Changwei J. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions / J. Changwei, W. Shuofeng // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2009. – No. 34. – P. 7823–7834.
3. Dhole A.E. Effect on performance and emissions of a dual fuel diesel engine using hydrogen and producer gas as secondary fuels / A.E. Dhole, R.B. Yarasu, D.B. Lata, A. Priyam // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2014. – No. 39. – P. 8087–8097.
4. Лебедев Б.О. Особенности использования альтернативных видов топлива для судовых энергетических установок / Б.О. Лебедев, С.П. Глушков, В.И. Кочергин // *Морские интеллектуальные технологии*. – 2018. – № 4(42). – Т. 4. – С. 139–143.
5. Глушков С.П. Влияние использования альтернативных видов топлива на характеристики рабочих процессов ДВС / С.П. Глушков, В.И. Кочергин, В.В. Красников // *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология*. – 2018. – № 1. – С. 24–32.
6. Самсонов В.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов / В.И. Самсонов, Н.И. Худов. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
7. Dipak Gulhane. Estimation of vibration response of reciprocating engine crankshaft / Dipak Gulhane, G.D. Mehta, S.M. Awatade // *Research Journal of Engineering and Technology*. – 2016. – Vol. 03. – No. 10. – P. 1251–1257.
8. Агуреев И.Е. Исследование управления межцикловой неидентичностью рабочих процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания / И.Е. Агуреев, А.В. Ахромешин, М.Ю. Власов // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. – № 3–1. – 2010. – С. 213–219.
9. Саенко М.М. Влияние различных факторов на величину и равномерность подачи топлива в цилиндры дизеля / М.М. Саенко, А.П. Жигадло, А.Л. Иванов // *Вестник СибАДИ*. – 2013. – Вып. 4(32). – С. 29–35.
10. Федянов Е.А. Межцикловая неидентичность рабочего процесса в поршневых двигателях внутреннего сгорания с принудительным зажиганием / Е.А. Федянов. – Волгоград: ВолгГТУ, 2014. – 111 с.
11. Васильев М.В. Устройство управления судовым двигателем внутреннего сгорания / М. В. Васильев // *Вестник Мурманского государственного технического университета*. – 2008. – Т. 11. – № 3. – С. 471–474.
12. Zhelezniak A.A. Model of evaluation of the efficiency of the ships diesel generator control / A.A. Zhelezniak // *Vibroengineering Procedia*. – 2016. – No. 8. – P. 36–44.
13. Zhilenkov A. Evaluation of rotation frequency gas-diesel engines when using automatic control system / A. Zhilenkov, A. Efremov // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. – 2017. – Vol. 50. – P. 1–7.
14. Schiroslawski W. Technologische Aspekte des Diagnosesystems DS-1000 / W. Schiroslawski // *Agrartechnik*. – 1985. – No. 5. – S. 38–41.
15. Kochergin V. Optimization of insensitivity rate of speed control systems / V. Kochergin, S. Glushkov // *Advances in Intelligent Systems and Computing. VIII International Scientific Siberian Transport Forum TransSiberia 2019*. – Volume 1 Volume 1115 (2020). – 2020. – P. 737–746.

16. Глушков, С.П. Анализ динамических характеристик крутильно-колебательных систем судовых энергетических установок / С.П. Глушков, С.С. Глушков, В.И. Кочергин, Б.О. Лебедев // Морские интеллектуальные технологии. – 2018. – № 2(40). – Т. 2. – С. 59–66.

17. Расчёт и измерение крутильных колебаний валопроводов и агрегатов. Руководство Российского Речного Регистра Р.009–2004. – М.: Российский Речной Регистр, 2016. – 24 с.

RESEARCH OF NON-UNIFORM ROTATION OF SHIP POWER PLANT ELEMENTS DRIVE

Victor I. Kochergin

Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4883-1458>

Sergey P. Glushkov

Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

Aleksandr V. Kurmygin

Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

Abstract. This article contains the results of studies of the rotation unevenness parameters of the ship power plants elements drive. Theoretical prerequisites of such analysis are described and an example of calculation of parameters of torsional-oscillating system of high-pressure fuel pump drive and speed controller is given in the article. Calculations have shown that at the nominal crankshaft speed of the internal combustion engine, the possibility of resonant oscillations of the camshaft of the fuel pump is not excluded. Design features, faults, violation of adjustments or operating rules can contribute to the operation of elements of power plants at resonant frequencies and cause operational failures. Analysis of rotation unevenness of elements drive and additional equipment of ship's power plants is an appropriate technical measure that allows to increase the reliability of ship's power plants.

Keywords: ship power plant, torsional oscillations, resonance, fuel pump, speed controller

References:

1. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. Internal combustion engine indicating measurements . Applied Measurement Systems, 2012, February, pp. 23-44.
2. Changwei J., Shuofeng W. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions. International Journal of Hydrogen Energy, 2009, no. 34, pp. 7823-7834.
3. Dhole A.E., Yarasu R.B., Lata D.B., Priyam A. Effect on performance and emissions of a dual fuel diesel engine using hydrogen and producer gas as secondary fuels. International Journal of Hydrogen Energy, 2014, no. 39, pp. 8087-8097.
4. Lebedev B.O., Glushkov S.P., Kochergin V.I. Osobennosti ispol'zovaniya al'ternativnykh vidov topliva dlya sudovykh energeticheskikh ustanovok. Morskie intellektual'nye tekhnologii, 2018, no. 4(42), vol. 4, pp. 139-143.
5. Glushkov S.P., Kochergin V.I., Krasnikov V.V. Vliyanie ispol'zovaniya al'ternativnykh vidov topliva na kharakteristiki rabochikh protsessov. Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Series: Morskaya tekhnika i tekhnologiya, 2018, no. 1, pp. 24-32.
6. Samsonov V.I., Khudov N.I. Dvigateli vnutrennego sgoraniya morskikh sudov. Moscow, Transport, 1990, 368 p.
7. Gulhane Dipak, Mehta G.D., Awatade S.M. Estimation of vibration response of reciprocating engine crankshaft. Research Journal of Engineering and Technology, 2016, vol. 03, no. 10, pp. 1251-1257.
8. Agureev I.E. Akhromeshin A.V., Vlasov M.Yu. Issledovanie upravleniya mezhtsiklovoy neidentichnost'yu rabochikh protsessov porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya. Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki, no. 3-1, 2010, pp. 213-219.
9. Saenko M.M., Zhigadlo A.P., Ivanov A.L. Vliyanie razlichnykh faktorov na velichinu i ravnomernost' podachi topliva v tsilindry dizelya. Vestnik SibADI, 2013, no. 4(32), pp. 29-35.

10. Fedyanov E.A. Mezhsiklovaya neidentichnost' rabocheho protsessa v porshnevnykh dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya s prinuditel'nym zazhiganiem. Volgograd, VolgGTU, 2014, 111 p.
11. Vasil'ev M.V. Ustroystvo upravleniya sudovym dvigatelem vnutrennego sgoraniya. Vestnik Murmanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2008, vol. 11, no 3, pp. 471-474.
12. Zhelezniak A.A. Model of evaluation of the efficiency of the ships diesel generator control. Vibroengineering Procedia, 2016, no. 8, pp. 36-44.
13. Zhilenkov A., Efremov A. Evaluation of rotation frequency gas-diesel engines when using automatic control system. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2017, vol. 50, pp. 1-7.
14. Schiroslawski W. Technologische Aspekte des Diagnosesystems DS-1000. Agrartechnik, 1985, no. 5, pp. 38-41.
15. Kochergin V., Glushkov S. Optimization of insensitivity rate of speed control systems. Advances in Intelligent Systems and Computing: VIII International Scientific Siberian Transport Forum TransSiberia 2019, Volume 1 Volume 1115, 2020, pp. 737-746.
16. Glushkov S.P., Glushkov S.S., Kochergin V.I., Lebedev B.O. Analiz dinamicheskikh kharakteristik krutil'no-kolebatel'nykh sistem sudovykh energeticheskikh ustanovok. Morskie intellektual'nye tekhnologii, 2018, no. 2(40), vol. 2, pp. 59-66.
17. Raschet i izmerenie krutil'nykh kolebaniy valoprovodov i agregatov. Rukovodstvo Rossiyskogo Rechnogo Registra R.009-2004. Moscow, Rossiyskiy Rechnoy Registr, 2016, 24 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Кочергин Виктор Иванович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», Сибирский государственный университет путей сообщения (ФГБОУ ВО «СГУПС»), 630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191, e-mail: vkplus2011@yandex.ru

Victor I. Kochergin, PhD Of Technical Sciences, head of Technology of Transport Mechanical Engineering and Operation of Cars Department, Siberian Transport University, Russia, 191, D. Kovalchuk st, Novosibirsk, 630049

Глушков Сергей Павлович, д.т.н., профессор, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», Сибирский государственный университет путей сообщения (ФГБОУ ВО «СГУПС»), 630049, г. Новосибирск, ул. Дуси Ковальчук, 191, e-mail: rccpl@ngs.ru

Sergey P. Glushkov, Dr. Sci. Tech., Professor of Technology of Transport Mechanical Engineering and Operation of Cars Department, Siberian Transport University, Russia, 191, D. Kovalchuk st, Novosibirsk, 630049

Курмыгин Александр Владимирович, аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», Сибирский государственный университет путей сообщения (ФГБОУ ВО «СГУПС»), 630049, г. Новосибирск, ул. Дуси Ковальчук, 191, e-mail: av.kurmygin@yandex.ru

Aleksandr V. Kurmygin, Graduate Student of Technology of Transport Mechanical Engineering and Operation of Cars Department, Siberian Transport University, Russia, 191, D. Kovalchuk st, Novosibirsk, 630049

Статья поступила в редакцию 08.10.2020 г.