

References (transliterated)

1. DSTU 2280-93 Toothed reducers. General specifications. – 15 p.
2. DSTU 2279-93 Gearmotors. General standard specifications – 17 p.
3. DSTU 2126-93 Variable speed chain. General technical conditions. – 15 p.
4. DSTU 3102-95 Drum motors. General technical conditions. – 16 p.
5. DSTU 2796-94 Mechanical drives. Test methods. – 20 p.
6. DSTU ISO 13691-2011 Petroleum and natural gas industries — High-speed special-purpose gear units – 86 p.
7. DSTU ISO 81400-4-2007 Wind turbines – Part 4: Design and specification of gearboxes – 120 p.

Поступила (received) 30.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка керівного документа з проектування, виготовлення та випробування механічних приводів / В. М. Власенко, В. М. Фей, І. В. Добровольська // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 13–19. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработка руководящего документа по проектированию, изготовлению и испытанию механических приводов / В. Н. Власенко, В. М. Фей, И. В. Добровольская // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 13–19. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

The development of a guidance document for the design, manufacture and test mechanical actuators / V. N. Vlasenko, V. M. Fey, I. V. Dobrovolska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No. 23 (1195). – P. 13–19. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Власенко Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ТОВ "НДІ "Редуктор", директор, м. Київ; тел.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Власенко Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ООО "НИИ "Редуктор", директор, г. Киев; тел.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Vlasenko Vladimir Nikolaevich – candidate of technical Sciences, senior researcher, LLC "Scientific research Institute "Reduction Gear", Director, Kyiv; tel.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Фей Валерій Миронович – ТОВ "НДІ "Редуктор", головний інженер, м. Київ; тел.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Фей Валерий Миронович – ООО "НИИ "Редуктор", главный инженер, г. Киев; тел.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Fey Valery Mironovsch – LLC "Scientific research Institute "Reduction Gear", the chief engineer, Kyiv; tel.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Добровольська Інна Вікторівна – Інститут підготовки кадрів державної служби зайнятості України, аспірантка, м. Київ; тел.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

Добровольская Инна Викторовна – Институт подготовки кадров государственной службы занятости Украины, аспирантка, г. Киев; тел.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

Dobrovolskaya Inna Viktorovna – Ukrainian State Employment Service Training Institute, graduate student, Kyiv; tel.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

УДК 621.833

С. А. ГАВРИЛОВ, Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Уточнено розрахунок параметрів ударного імпульсу на основі врахування пружності валів і підшипників зубчастої передачі. Наведено результати експериментальних досліджень навантаженості зубів прямозубої зубчастої передачі для різних значень навантажень і швидкостей. Уточнення значень параметрів ударного імпульсу дозволяє підвищити достовірність оцінки ресурсу зубчастої передачі трансмісійних вузлів мобільних машин.

Ключові слова: зубчата передача, ударний імпульс, віброімпульс, жорсткість елементів зубчастої передачі, вібродіагностика.

Уточнен расчет параметров ударного импульса на основе учета упругости валов и подшипников зубчатой передачи. Приведены результаты экспериментальных исследований нагруженности зубьев прямозубой зубчатой передачи для различных значений нагрузок и скоростей. Уточнение значений параметров ударного импульса позволяет повысить достоверность оценки ресурса зубчатой передачи трансмиссионных узлов мобильных машин.

Ключевые слова: зубчатая передача, виброимпульс, ударный импульс, ударная сила, время удара, жесткость элементов зубчатой передачи.

Clarifies the calculation of parameters of shock pulse by taking into account the stiffness of shafts and gear bearings. The experimental results of loading of spur gear teeth for different loads and speeds values are obtained. Clarification of shock pulse parameters allows to increase the accuracy of resource assessment units of mobile machines gear transmission. Offered in the calculation according to the "Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus" of use in the development of the method vibration and pulse diagnosis of technical condition and residual life of gears transmission systems of mobile machines in operation.

Keywords: gearing, shock pulse, vibrational impulse, stiffness of gearing elements, vibration diagnostics.

© С. А. Гаврилов, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, 2016

Введение. Актуальность задачи. Особенностью работы зубчатых передач общемашиностроительного применения является ударное взаимодействие зубьев при пересопряжении, обусловленное их высокой нагруженностью и сравнительно невысокой степенью точности изготовления. Это порождает импульсные процессы (ударные импульсы) при пересопряжении зубьев зубчатых колес, параметры которых определяют величину внутренней динамической составляющей нагрузки в зацеплении и контактные напряжения в зубьях. В свою очередь, параметры ударных импульсов определяются геометрическими погрешностями зубчатых колес, инерционными и жесткостными характеристиками передачи, нагрузочно-скоростными режимами работы, дефектами и эксплуатационными неисправностями. Следовательно, параметры ударных импульсов и виброимпульсов, являющихся проявлением ударных импульсов в вибрации механизма, отражают взаимосвязи между техническим состоянием, динамической нагруженностью и виброактивностью зубчатых передач.

Используя указанные взаимосвязи, можно создавать новые методы расчета ресурса и вибрационно-импульсного диагностирования технического состояния зубчатых передач, пользуясь тем, что вибрации, регистрируемые на корпусе зубчатого привода, содержат информацию о всех динамических процессах, сопровождающих работу различных элементов машины [1].

Анализ проблемы. На основе исследования ударных импульсов разработана методология оценки ресурса зубчатых передач приводных механизмов и трансмиссионных систем мобильных машин [2, 3].

Расчёты показали, что с достаточно большой степенью точности в первом приближении можно принять форму ударного импульса (закон изменения ударной силы во времени) взаимодействующих зубчатых колес, описываемую полуволевой синусоиды

$$F = F_{\max} \sin \omega_3 t = V_0 \sqrt{\frac{\mu_{\text{нр}}}{\delta_{\text{кр}}}} \sin \omega_3 t, \quad (1)$$

где $\delta_{\text{кр}}$ – среднее значение функции контактной податливости сопрягаемых зубьев при изменении величины ударной силы от нулевого значения до максимального;

ω_3 – собственная частота зубчатой передачи;

F_{\max} – амплитудное значение ударного импульса,

V_0 – скорость кромочного удара.

Приближённое значение времени действия ударного импульса равно $T = \pi / \omega_3$.

При создании метода расчета ресурса зубчатых передач была принята динамическая модель, учитывающая только крутильные колебания колёс относительно равномерного вращения зубчатых колёс с постоянной угловой скоростью, вызванные погрешностями изготовления и сборки зубчатых колёс [4]. Валы и подшипники предполагались абсолютно жесткими.

Постановка задачи. Результаты проведенных теоретических исследований были проверены путём проведения тензометрирования зубчатого зацепления при стендовых испытаниях прямозубых зубчатых колёс в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси [5].

Сопоставление результатов эксперимента и расчёта показали, что погрешность в определении ампли-

туды ударного импульса составляет более 24 %, что может привести к ощутимой неточности в определении ресурса зубчатой передачи. Отсюда вытекает задача уточнения значений параметров ударного импульса с учетом упругости валов и подшипников зубчатой передачи.

Материалы исследований. Для оценки влияния жесткости валов и подшипников на динамическую нагрузку в зубчатом зацеплении и нагруженность корпуса передачи в данной работе используется динамическая модель [6], представляющая собой двухмассовую цепную систему (рисунок 1). В этой модели валы и подшипники представлены в виде упругих связей с эквивалентными жесткостями $c_{1\text{экв}}$, $c_{2\text{экв}}$; массами m_1 , m_2 и перемещениями x_1 , x_2 шестерни и колеса соответственно. Проведенные расчеты передаточных функций различных конструктивных вариантов зубчатых передач, полученные с помощью предлагаемой динамической модели, показали вполне удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными.

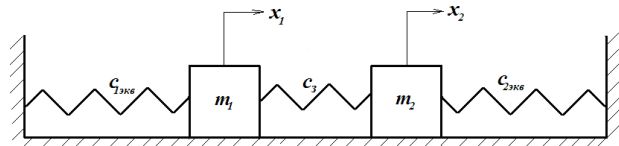


Рис. 1 – Приближенная динамическая схема зубчатой пары

Рассматриваемая динамическая система имеет две степени свободы. Дифференциальные уравнения движения можно представить в матричной форме

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{1\text{экв}} + c_3 & -c_3 \\ -c_3 & c_3 + c_{2\text{экв}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $c_3 = 1/\delta_{\text{кр}}$ – контактная жесткость зацепления.

Интегрирование уравнений (2) необходимо производить при следующих начальных условиях: при $t = 0$ $x_1 = x_2 = 0$, $\dot{x}_1 = V_0$, $\dot{x}_2 = 0$. Системе однородных уравнений (2) удовлетворяют гармонические решения вида

$$x_1 = A_1 \sin(pt + \varphi); \quad x_2 = B_1 \sin(pt + \varphi),$$

где через A_1 , B_1 обозначены амплитудные значения колебательных движения масс m_1 , m_2 соответственно;

p – собственная частота системы;

φ – фазовый угол.

Выражения, описывающие процесс ударного взаимодействия зубьев в зубчатой передаче, в результате решения уравнений (2), примут вид [7]

$$x_1 = \frac{V_0}{r_2 - r_1} \left(-\frac{r_1}{p_1} \sin p_1 t + \frac{r_2}{p_2} \sin p_2 t \right);$$

$$x_2 = \frac{V_0}{r_2 - r_1} \left(-\frac{1}{p_1} \sin p_1 t + \frac{1}{p_2} \sin p_2 t \right).$$

где p_1 , p_2 – значения собственных частот колебаний системы;

$r_1 = A_1/B_1$ и $r_2 = A_2/B_2$ – константы интегрирования,

$$r_1 = \frac{A_1}{B_1} = \frac{c_3}{c_{1\text{экв}} + c_3 - m_1 p_1^2} = \frac{c_{2\text{экв}} + c_3 - m_2 p_1^2}{c_3};$$

$$r_2 = \frac{A_2}{B_2} = \frac{c_3}{c_{1\text{экв}} + c_3 - m_1 p_2^2} = \frac{c_{2\text{экв}} + c_3 - m_2 p_2^2}{c_3}. \quad (3)$$

Закон изменения ударной силы в зацеплении F^* с учетом упругости системы описывается выражением

$$F^* = c_3(x_1 - x_2) = \frac{c_3 V_0}{r_2 - r_1} \left(\frac{1 - r_1}{p_1} \sin p_1 t + \frac{r_2 - 1}{p_2} \sin p_2 t \right). \quad (4)$$

Для оценки влияния жесткости упругих валов и подшипников на величину ударной силы в зубчатом зацеплении вводится коэффициент β_y , определяемый как отношение максимального значения ударной силы $(F^*)_{\max}$ к максимальному значению ударной силы F_{\max} в зубчатой передаче с абсолютно жесткими валами и подшипниками:

$$\beta_y = (F^*)_{\max} / F_{\max}. \quad (5)$$

Оценим влияние упругости валов и подшипников на амплитуду и время действия ударного импульса. Величина F_{\max} определяется из формулы (1)

$$F_{\max} = V_0 \sqrt{\frac{\mu_{\text{пр}}}{\delta_{\text{кр}}}}.$$

В экспериментальной паре зубчатых колес [6] массы зубчатых колес, жесткости валов и подшипников одинаковы: $m_1 = m_2 = m$, $c_{1\text{эКВ}} = c_{2\text{эКВ}} = c_{\text{эКВ}}$. Для этой пары собственные частоты равны

$$p_1 = \sqrt{\frac{c_{\text{эКВ}}}{m}}; \quad p_2 = \sqrt{\frac{c_{\text{эКВ}} + 2c_3}{m}}.$$

Из формул (3) следует, что $r_1 = 1$, $r_2 = -1$. После подстановки значений этих коэффициентов в (4) выражение для закона изменения ударной силы запишется следующим образом

$$F^* = c_3(x_1 - x_2) = \frac{c_3 V_0}{p_2} \sin p_2 t.$$

Откуда следует, что величина амплитуды ударного импульса, найденная с учетом с учетом упругости валов и подшипников, определяется из выражения

$$F_{\max}^* = \frac{c_3 V_0}{p_2}. \quad (6)$$

Время действия импульса T^* для упругой системы будет равно

$$T^* = \frac{\pi}{p_2} = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{c_{\text{эКВ}} + 2c_3}{m}}}. \quad (7)$$

После подстановки в (5) выражений для амплитуд ударных импульсов значение коэффициента β_y примет вид

$$\beta_y = \frac{c_3 V_0}{V_0 \sqrt{c_3 \mu}} \sqrt{\frac{m}{c_{\text{эКВ}} + 2c_3}}. \quad (8)$$

После некоторых преобразований для цилиндрических зубчатых колес из выражения (8) следует

$$\beta_y = \frac{1}{\sqrt{1 + c_{\text{эКВ}} / 2c_3}}. \quad (9)$$

Для экспериментальной зубчатой пары [7] жесткость валов $c_b = 2,7 \cdot 10^8$ Н/м, жесткость конических ра-

диально-упорных подшипников $J_{rn} = 4,57 \cdot 10^8$ Н/м, $c_3 = 3,18 \cdot 10^8$ Н/м. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор эквивалентная жесткость упругого вала и опор в виде подшипников определяется по формуле

$$c_{\text{эКВ}} = \frac{c_b}{1 + c_b / 2J_{rn}},$$

откуда следует

$$c_{\text{эКВ}} = \frac{2,7 \cdot 10^8}{1 + 2,7 \cdot 10^8 / 2 \cdot 4,57 \cdot 10^8} = 2,08 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

Коэффициент снижения амплитуды ударного импульса по (9)

$$\beta_y = \frac{1}{\sqrt{1 + 2,08 \cdot 10^8 / 2 \cdot 3,18 \cdot 10^8}} = 0,87.$$

Результаты исследований. Результаты тензометрирования нагруженности зубьев прямозубой зубчатой передачи для различных значений нагрузок и скоростей приведены на рисунке 2. Анализ осциллограмм показывает, что увеличение скорости вращения передачи и возрастание нагрузки в зубчатом зацеплении, приводящие к появлению ударных импульсов, существенно влияют на картину пересопрежения зубьев. Так, при нагрузке 5 кг·м и частота вращения 100 мин^{-1} четко просматриваются периоды однопарного и двухпарного сопряжения зубьев, что свойственно идеальному пересопрежению пары зубьев без учета их деформаций и дефектов изготовления. С ростом частоты вращения и нагрузок в передаче наблюдаются искажения идеальной картины, вызванные ударными процессами в зубчатых зацеплениях.

При этом по расчетам, проведенным в [2] для жестких валов и подшипников, получено значение $F_{\max} = 3611$ Н. Погрешность расчета по сравнению с экспериментальными данными ($F_{\max} = 2900$ Н) составила 24,4%. С учетом упругости валов и подшипников в соответствии с (6) $F_{\max}^* = 0,87 \cdot 3611 = 3142$ Н. Погрешность вычисления амплитуды ударного импульса при этом составляет

$$\Delta F_{\max} = \frac{|2900 - 3142|}{2900} \cdot 100\% = 8,34\%.$$

Время действия импульса рассчитывается по формуле (7)

$$T^* = \frac{\pi}{p_2} = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{2,08 \cdot 10^8 + 2 \cdot 3,18 \cdot 10^8}{0,598}}} = 0,836 \cdot 10^{-4} \text{ с.}$$

Погрешность вычисления времени действия импульса составляет

$$\Delta T = \frac{|0,909 \cdot 10^{-4} - 0,836 \cdot 10^{-4}|}{0,909 \cdot 10^{-4}} \cdot 100\% = 8,0\%.$$

Уточнение значений параметров ударного импульса позволяет повысить соответствие расчетного спектра вибраций реальному, что, в свою очередь, повышает достоверность оценки технического состояния зубчатой передачи.

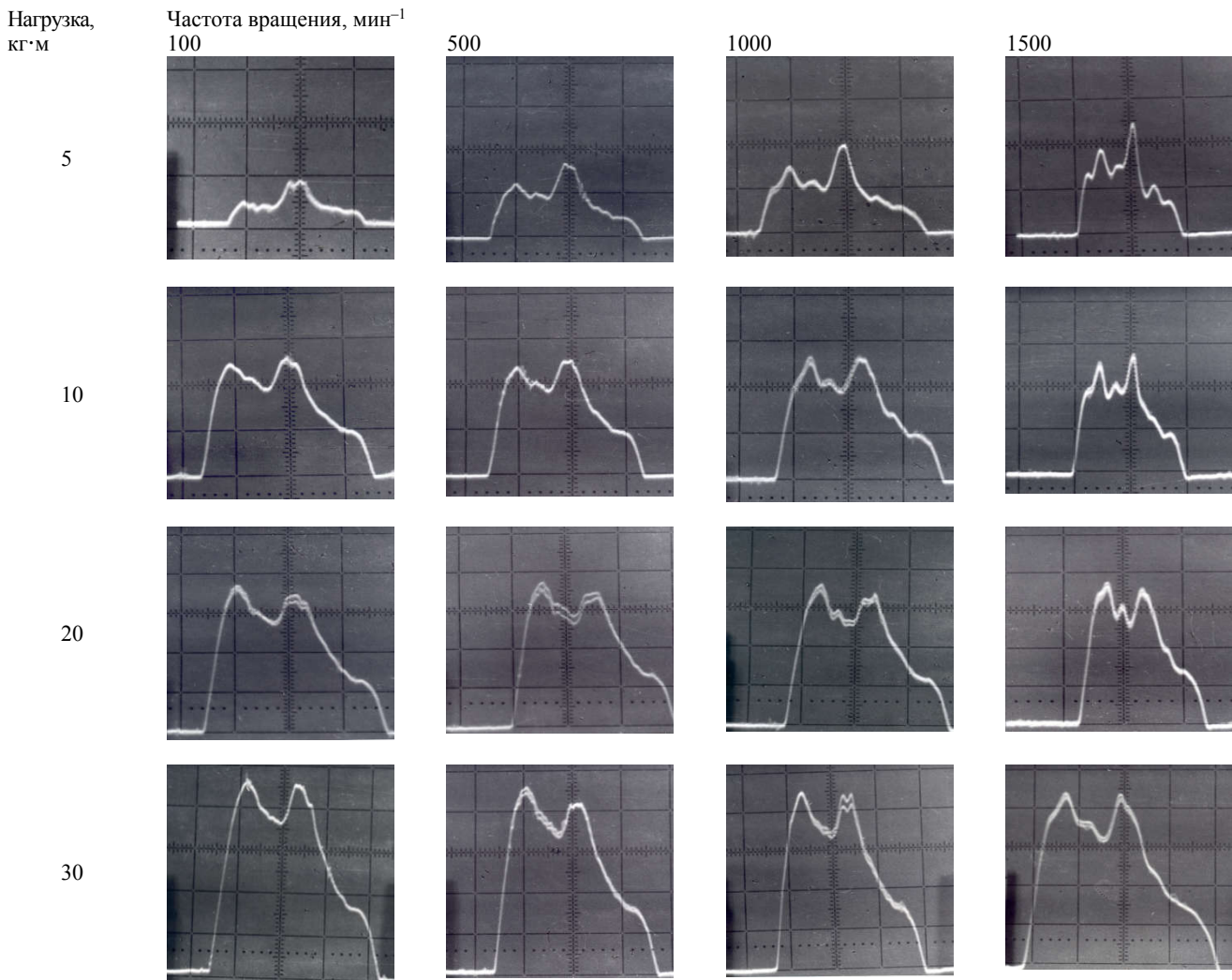


Рис. 2 – Проявление ударного взаимодействия зубьев в зацеплении

Выводы. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования ударных процессов в зубчатых зацеплениях показали, что реальная картина пересопределения зубьев во времени существенно отличается от общепринятой, в которой четко просматриваются периоды однопарного и двухпарного зацеплений. На осциллограммах нагруженности зубьев видно суммарное воздействие ударного импульса, возникающего при входе зуба в зацепление, и окружного усилия, вызванного внешним крутящим моментом.

Сопоставление значений параметров ударного импульса, вычисленных для случая жестких валов и подшипников, со значениями, рассчитанными по предложенной методике, показывает, что учет упругости валов и подшипников уменьшает погрешность определения амплитуды ударного импульса с 24,4 % до 8,34 %. При этом точность определения времени удара практически не изменилась.

Уточнение значений параметров ударного импульса позволяет повысить достоверность оценки ресурса зубчатой передачи.

Предлагаемые в работе расчетные зависимости использованы в ОИМ НАН Беларуси при разработке метода вибрационно-импульсного диагностирования технического состояния и определения остаточного ресурса зубчатых передач трансмиссионных систем мобильных машин в процессе эксплуатации.

Список литературы

1. *Ишин Н. Н.* Оценка остаточного ресурса зубчатых передач при стендовых испытаниях по данным вибромониторинга / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – № 35. – С. 37–51.
2. *Ишин Н. Н.* Исследование параметров ударного импульса в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Международный научно-технический журнал "Механика машин, механизмов и материалов". – Минск, 2011. – №3. – С. 19–23.
3. *Ишин Н. Н.* Исследование взаимосвязи параметров ударных импульсов в зубчатых зацеплениях и вибраций приводных механизмов. Методология оценки амплитуд виброимпульсов, измеряемых на подшипниковых узлах механизмов / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Весті НАН Беларусі, серія фізіко-тэхніцескіх навук. – Минск, 2013. – № 2. – С. 83–88.
4. *Ишин Н. Н.* Вибромониторинг и прогнозирование остаточного ресурса приводных механизмов мобильных машин / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Достижения физики неразрушающего контроля: сб. научн. тр. / Под ред. Н. П. Мигуна. – Мн.: Институт прикладной физики НАН Беларуси, 2013. – С. 165–172.
5. *Ишин Н. Н.* Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / *Н. Н. Ишин*. – Минск: Беларус. Навука, 2013. – 432 с.
6. *Берестнев О. В.* Аналитические методы механики в динамике приводов / *О. В. Берестнев, А. М. Гоман, Н. Н. Ишин*. – Мн.: Навука і тэхніка, 1992. – 238 с.
7. *Ишин Н. Н.* Определение параметров ударного импульса в зацеплении прямозубых цилиндрических колес с учетом упругости валов и подшипников / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Журнал "Механика машин, механизмов и материалов". – №2. – 2012. – С. 35–38.

References (transliterated)

1. *Ishin N. N.* Ocenka ostatochnogo resursa zubchatykh peredach pri standovykh ispytaniyakh po dannym vibromonitoringa / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Visnik Nacional'nogo Tehnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovykh prac. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No 35. – P. 37–51.
2. *Ishin N. N.* Issledovanie parametrov udarnogo impul'sa v zubchatom zacepleni prjamozubykh cilindricheskikh zubchatykh koljos / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Mezhdunarodnyj nauchno-tekhnicheskij zhurnal "Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov". Minsk, 2011, No 3, p. 19–23.
3. *Ishin N. N.* Issledovanie vzaimosvjazi parametrov udarnykh impul'sov v zubchatykh zaceplenykh i vibracij privodnykh mekhanizmov. Metodologija ocenki amplitud vibroimpul'sov, izmerjaemykh na podshipnikovykh uzlakh mekhanizmov / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Vesci NAN Belrusi, seryja fiziko-tjekhnicheskikh nauk. Minsk, 2013, No 2, p. 83–88.
4. *Ishin N. N.* Vibromonitoring i prognozirovanie ostatochnogo resursa privodnykh mekhanizmov mobil'nykh mashin / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Dostizhenija fiziki nerazrushajushhego kontrolja: sb.nauchn.tr. / Pod red. *N. P. Miguna*. – Minsk: Institut prikladnoj fiziki NAN Belrusi, 2013. – p. 165-172.
5. *Ishin N. N.* Dinamika i vibromonitoring zubchatykh peredach / *N. N. Ishin*. – Minsk: Belarus. Navuka, 2013. – 432 p.
6. *Berestnev O. V.* Analiticheskie metody mekhaniki v dinamike privodov / *O. V. Berestnev, A. M. Goman, N. N. Ishin*. – Minsk: Navuka i tjekhnika, 1992. – 238 p.
7. *Ishin N. N.* Opredelenie parametrov udarnogo impul'sa v zacepleni prjamozubykh cilindricheskikh koles s uchedom uprugosti valov i podshipnikov / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Zhurnal "Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov" No 2, 2012 g. p.35–38.

Поступила (received) 20.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Метод вібраційного-імпульсного діагностування технічного стану зубчастих передач / С. А. Гаврилов, Н. Н. Ішин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 19–23. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Метод вібраційно-імпульсного діагностування технічного стану зубчастих передач / С. А. Гаврилов, Н. Н. Ішин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 19–23. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

The method of vibration-pulse diagnosing of a technical condition of gears / S. A. Gavrilo, N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 19–23. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гаврилов Сергій Олексійович – кандидат технічних наук, директор виробничо-сервісного підприємства "Полтава-Автокомплект", м. Комсомольськ Полтавської обл.; тел. : +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Гаврилов Сергей Алексеевич – кандидат технических наук, директор производственно-сервисного предприятия "Полтава-Автокомплект", г. Комсомольск Полтавской обл.; тел.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Gavrilo Sergey Alekseevich – Candidate of Technical Sciences, Director of Production Service Company "Poltava-Autocomplekt", Komsomolsk Poltavskoj obl.; tel.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Ішин Микола Миколайович – доктор технічних наук, доцент, державна наукова установа "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", директор науково-технічного центру "Кар'єрна техніка", м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ишин Николай Николаевич – доктор технических наук, доцент, государственное научное учреждение "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси" директор научно-технического центра "Карьерная техника", г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ishin Nikolay Nikolaevich, Doctor of Technical Sciences, Docent, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Director of Scientific and Technical Center of Quarry Machinery, Minsk, Belarus; tel.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Гоман Аркадій Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, державна наукова установа "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", начальник відділу, м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-4.

Гоман Аркадий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, государственное научное учреждение "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси", начальник отдела, г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Goman Arkadiy Mikhailovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Head of Department, Minsk, Belarus; tel.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрій Станіславович – кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник державної наукової установи "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрей Станиславович – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник государственного научного учреждения "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси", г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Skorokhodov Andrey Stanislavovich – Candidate of Technical Sciences, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Leading Research Scientist, Minsk, Belarus; tel.: (8017) 284-24-48.