

**СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Бершадский, Л.И. Повышение надежности передач путем применения новых смазочных материалов / Л.И. Бершадский. – Киев: Знание, 1979. – 34 с.
2. Выбор и применение новых смазочных материалов в редукторах общего назначения: методические указания. – М.: НИИИФОРМ, 1983. – 121с.
3. Blagodarny, V. Klasterná smazka dlja tjaželonagružených uzlov trenia mašin // Nové smtry vo výrobných technológiach 1999: 4 Medzinárodná konferencia. – Prešov, SR. – S. 46–48.
4. Благодарный, В.М. Переработка фторопластной стружки в порошок / В.М. Благодарный, В.А. Божков // Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии: научно-технич. конф. – Гродно, 1998. – С. 98–99.
5. Pranta enjina // Plant. Eng. – 1999. – № 12 – S. 7.
6. Соколинский, В.Б. Расчет динамики ударного инструмента волновым методом / В.Б. Соколинский // Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского, 1963. – Вып. XVIII.
7. Флавицкий, Ю.В. Определение импульсов напряжений при продольном соударении упругих тел / Ю.В. Флавицкий, К.С. Хомяков. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1964.
8. Воронков, И.М. Курс теоретической механики / И.М. Воронков. – М.: Физматгиз, 1961. – 596 с.

Материал поступил в редакцию 29.11.12

**BLAGODARNY V.M., DREMUK V.A. Worm gears lubricated with the cluster**

This article deals with the problem of the efficiency increase of worm gear pu-order cluster. Cluster is grease lubricated with Teflon particles that serve clusters. On the Base of the analyses of the worm transmission with the help of the wave method was determined the force, the acceleration, the time of the strike of the worm against the tooth of the worm wheel, tension in contact, resulting in the process of the worm gear. It is shown that for the mitigation and prevention of stroke it is necessary to put an elastic intermediate layer between the teeth of the worm wheel and the turns of the worm, which will serve as a shock damper system and at the same time it provides a minimum coefficient of friction at the relative sliding countertops of the turns of the worm and the worm wheel.

УДК 621.833.1+ 681.518.54

**Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С.**

**МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА**

**Введение.** На основе проведенных исследований создана методология оценки остаточного ресурса [1–3] в зубчатых передачах приводных зубчатых механизмов и трансмиссионных систем мобильных машин по результатам периодического вибромониторинга их технического состояния. Эта методология основана на экспериментальных исследованиях, позволивших установить хорошо выраженную корреляционную зависимость между амплитудами ударных импульсов в зубчатом сопряжении и амплитудами виброимпульсов (виброускорений), измеряемых вибродатчиком на подшипниковых узлах передачи в условиях стендовых испытаний. При этом уравнение регрессии описывается линейной функцией, параметры которой зависят от режимов работы зубчатой передачи и ее нагруженности и изменяются в процессе испытаний. Дальнейшее развитие исследований требует нахождения аналитической зависимости между указанными величинами.

В данной работе для решения поставленной задачи с целью оценки технического состояния зубчатых передач исследуется процесс трансформации ударного импульса при распространении вызываемых им упругих волн по зубчатому механизму к месту приема сигнала вибродатчиком в условиях стендовых испытаний.

**Динамическая модель распространения упругих волн в приводном зубчатом механизме, вызванных ударным импульсом в зубчатом сопряжении.** Распространение упругих волн в механизме описывается дифференциальными уравнениями второго порядка с частными производными. Чрезвычайная трудность решения этих уравнений связана с невозможностью корректно сформулировать граничные и начальные условия, описывающие состояние поверхности механизма. Кроме того исследование усложняется тем, что в упругих твердых телах возбуждаются упругие волны различных типов: изгибные, поверхностные, продольные, поперечные и др.

Поэтому одним из эффективных способов упрощения решения сформулированной выше проблемы служит введение такого важного понятия в технической диагностике, как линейный акустический канал в зубчатом механизме [4]. Он состоит из зубчатой передачи, являющейся источником вибраций механизма, вибродатчика, который принимает сигнал, и среды, по которой ударный импульс от зубчатого зацепления проходит к вибродатчику. Средой в данном случае является материал самого механизма. В зубчатом механизме число акустических каналов равняется числу зубчатых передач (источников ударных импульсов).

Линейность акустического канала обусловлена тем, что при подаче на вход нескольких сигналов они проходят по нему, не взаимодействуя друг с другом. Отсюда следует, что при подаче на вход сигнала синусоидальной формы, на выходе получается сигнал той же формы и частоты. Следовательно, образующие спектр сложного сигнала синусоиды проходят по каналу независимо друг от друга. При таком рассмотрении проблемы задача преобразования ударного импульса при прохождении его по акустическому каналу упрощается и сводится к решению задачи об изменении амплитуд и фаз синусоидальных составляющих сигнала.

В качестве простейшей динамической модели приводного зубчатого механизма, позволяющей исследовать основные свойства частотной характеристики акустического канала, может быть рассмотрено однородное упругое тело неограниченных размеров. Дифференциальное уравнение, описывающее распространение упругих волн в таком теле, является уравнением с частными производными [4]

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}, \quad (1)$$

где функция  $\psi = \psi(x, y, z, t)$  – потенциал скорости частицы упругой

**Ишин Николай Николаевич**, к.т.н., доцент, начальник отделения методов компьютерного проектирования автомобильной техники Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

**Гоман Аркадий Михайлович**, к.т.н., доцент, начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

**Скороходов Андрей Станиславович**, к.т.н., ведущий н.с. отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Беларусь, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

среды с координатами  $(x, y, z)$  в момент времени  $t$ , связанной с проекциями скорости на оси координат дифференциальными соотношениями

$$V_x = -\frac{\partial \psi}{\partial x}, \quad V_y = -\frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad V_z = -\frac{\partial \psi}{\partial z}, \quad (2)$$

$C$  – скорость распространения упругой волны.

Колебания линейной упругой среды представляются в виде суммы синусоидальных волн

$$\psi(x, y, z, t) = \sum_{k=1}^{\infty} U_k(x, y, z) e^{i\omega_k t}, \quad (3)$$

где  $i = \sqrt{-1}$  – мнимая единица.

В силу предположения линейности акустического канала каждая из волн с частотой  $\omega_k$  распространяется в упругой среде независимо от волн с другими частотами. Для изучения процесса распространения сигнала следует ограничиться рассмотрением одной волны

$$\psi(x, y, z, t) = U(x, y, z) e^{i\omega t}. \quad (4)$$

После подстановки выражения (4) в уравнение (1) получается уравнение

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} + k^2 \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = 0, \quad (5)$$

где  $k = \omega/c$  – волновое число.

**Исследование взаимосвязи между ударным импульсом в зубчатом зацеплении и вибросигналом, регистрируемым датчиком, при проведении лабораторных испытаний.** Решить точно уравнение (5) с учетом того, что для конкретного зубчатого механизма не удастся строго сформулировать граничные условия, не представляется возможным. Кроме того, возникают проблемы с распространением упругих волн из-за имеющихся в механизме стыков, зазоров, прокладок между деталями. Существенное упрощение решения задачи получается при рассмотрении распространения упругой волны точечным источником в неограниченную среду. Распространяющаяся волна в этом случае является сферической, и волновой процесс определяется только одной переменной величиной – расстоянием  $r$  произвольной точки механизма от начала координат. За точечный источник принимается сопрягаемая пара зубьев, в которой генерируется ударный импульс.

В данной работе эта модель используется для исследования взаимосвязи между ударным импульсом в зубчатом зацеплении и вибросигналом, регистрируемым датчиком, установленным на корпусе редуктора, при проведении испытаний зубчатых передач в лабораторных условиях на универсальном стенде СИ-1 с замкнутым силовым контуром (рис. 1) [5]. Ударный импульс, возникающий при входе зубьев в зацепление в нерасчетной точке, воспринимается подшипниками валов редуктора. В первом приближении при исследовании процесса распространения ударного импульса от подшипника по корпусу редуктора к вибродатчику подшипник рассматривается как сферическая полость радиуса  $r=r_0$ , на границе которой действует равномерное давление, вызванное ударным импульсом.

В этом случае уравнение (5) примет вид [4]

$$\frac{d^2(Ur)}{dr^2} + k^2 rU = 0. \quad (6)$$

Решение уравнения (6) записывается следующим образом

$$U = \frac{A}{r} e^{-ikr} + \frac{B}{r} e^{ikr}. \quad (7)$$

Из физического смысла следует, что коэффициент  $B$  в уравнении (7) равен нулю ( $B=0$ ), так как второе слагаемое соответствует волне с возрастающей амплитудой. Первое слагаемое соответствует распространяющейся от источника волне с убывающей амплитудой.



Рис. 1. Испытательный стенд с замкнутым контуром

Таким образом, процесс распространения упругой волны синусоидальной формы по выражениям (4), (7) описывается потенциалом скорости, представляемом в виде

$$\psi(r, t) = \frac{A}{r} e^{-ikr} e^{i\omega t} = \frac{A}{r} e^{i(\omega t - kr)}. \quad (8)$$

В соответствии с (8) волновой процесс, вызванный ударным импульсом в зубчатом зацеплении, может быть исследован следующим образом. Функция ударного импульса разлагается на гармонические составляющие, и рассматриваются колебания упругой среды механизма, вызванные каждой из составляющих. Тем самым методически решается задача установления связи между параметрами ударного импульса в зубчатом зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес и вибрационного сигнала, воспринимаемого вибродатчиком.

Скорость частиц упругой среды и потенциал связаны соотношением [4]

$$V_r = -\frac{\partial \psi}{\partial r}. \quad (9)$$

Напряжение, действующее в площадке, перпендикулярной радиусу  $r$ , находится по формуле

$$\sigma_r = \rho \frac{\partial \psi}{\partial t}. \quad (10)$$

Ускорение частицы среды определяется как частная производная функции скорости (9) по времени

$$a_r = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial t \partial r}. \quad (11)$$

Постоянная интегрирования  $A$  находится из краевого условия: равенства амплитудных значений выражений для напряжений в сферической полости  $r=r_0$ , вычисленных по формуле (10), и через значение  $F_k$ -ой гармонической составляющей ударного импульса, соответствующей распространяющейся в корпусе редуктора ударной волне с круговой частотой  $\omega = \omega_k$ , определяемой по формуле [6],

$$F_k(t) = F_{k\max} \cos \omega_k t. \quad (12)$$

Здесь амплитудное значение  $F_k$ -ой гармонической составляющей ударного импульса

$$F_{k\max} = \frac{4T}{\pi T_z} F_{\max} \frac{\cos\left(\frac{\omega_k T}{2}\right)}{1 - \left(\frac{\omega_k T}{\pi}\right)^2}, \quad (13)$$

$F_{\max}$  – амплитудное значение ударного импульса;  $T$  – время действия импульса;  $T_z$  – период зубцовой частоты.

На каждый подшипник в испытательном редукторе вследствие симметричности расположения зубчатой передачи относительно опор действует  $1/2$  часть ударного импульса, ослабленная упругостью валов и подшипников. В первом приближении принимается, что радиальное напряжение  $\sigma_{rk}$ , действующее в сферической полости и соответствующее  $F_k$ -ой гармонической составляющей ударного импульса, рассчитывается по формуле

$$\sigma_{rk} = -\frac{\beta_y F_k(t)}{2S_b}, \quad (14)$$

где  $S_b$  – площадь поверхности соприкосновения наружного кольца опорного подшипника с корпусом редуктора;  $\beta_y$  – коэффициент снижения амплитуды ударного импульса [2].

После подстановки (8) в (10) и сравнения амплитудных значений с (14) определяются константы интегрирования  $A=A_k$ , соответствующие упругим волнам с круговыми частотами  $\omega_k$ ,

$$A_k = -\frac{\beta_y F_{k\max} r_0}{2S_b \omega_k \rho}. \quad (15)$$

Амплитудные значения ускорений точек редуктора, определяемых координатой  $r$ , и соответствующие гармоническим составляющим ударного импульса находятся из (11) после подстановки (8) и учета выражения (15)

$$a_{rk\max} = \frac{\beta_y F_{k\max} r_0 \sqrt{1+k^2 r^2}}{2S_b \rho r^2}. \quad (16)$$

Реальные зубчатые приводные механизмы не являются сплошными упругими телами. Наличие пустот и стыков в них приводит к увеличению путей распространения упругих волн от одной точки механизма к другой. С этой целью в формулу (15) вводится коэффициент  $\gamma$ , учитывающий удлинение распространения волн из-за наличия пустот и стыков в механизме. В соответствии с рекомендациями [4] этот коэффициент определяется по формуле

$$\gamma = \left(\frac{g\rho V}{Q}\right)^3, \quad (17)$$

где  $Q$  – вес подшипника;  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;  $V$  – объем полости корпуса редуктора, в которой установлен подшипник.

В этой связи в формуле (16) величины  $r_0$ ,  $r$  необходимо соответственно заменить на  $r_0 = \gamma r_0$ ,  $r = \gamma r$ . С учетом того, что  $k = \omega_k / c$ , выражение (16) представляется в виде

$$a_{rk\max} = \frac{\beta_y F_{k\max} r_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_k}{c}\right)^2 (\gamma r)^2}}{2S_b \rho \gamma r^2}. \quad (18)$$

Скорость распространения сферической волны в упругой среде  $c$  определяется по формуле [7]

$$c = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}}, \quad (19)$$

где  $\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}$  – константа Ламе материала;  $\nu$  – коэффициент Пуассона;  $G$  – модуль сдвига.

Формула (18) позволяет теоретически оценить величину виброускорения, воспринимаемого вибродатчиком, установленном на корпусе редуктора в точке с координатой  $r$ . Величина среднеквадратического значения виброускорения определяется по величинам ускорений  $a_{rk\max}$ , соответствующих гармоникам, возбуждаемых ударным импульсом в зубчатом зацеплении, по соотношению [8]

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} a_{rk\max}^2}. \quad (20)$$

**Расчетное определение амплитуды ударного импульса в сопряженной паре зубьев по замеренному значению амплитуды виброускорения.** Разработанный в данной работе метод позволяет по замеренному значению амплитуды виброимпульса рассчитать амплитуду ударного импульса в сопряженной паре зубьев. После подстановки значения амплитудной составляющей  $F_{k\max}$ , определяемой по формуле (13), в выражение (18) для амплитудного значения  $k$ -й гармонической составляющей виброускорения точки редуктора в месте установки вибродатчика, получается

$$a_{rk\max}^* = \frac{2\beta_y r_0 T \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_k}{c}\right)^2 (\gamma r)^2} \cos\left(\frac{\omega_k T}{2}\right)}{\pi T_z S_b \rho \gamma r^2} F_{\max}. \quad (21)$$

Для установления связи между амплитудами ударного импульса  $F_{\max}$  и виброускорения  $\sigma_a$  необходимо подставить выражение (21) в (20)

$$\sigma_a = \frac{\beta_y r_0 T}{\pi T_z S_b \rho \gamma r^2} F_{\max} \sqrt{2 \sum_{k=1}^{\infty} \left[1 + \left(\frac{\omega_k}{c}\right)^2 (\gamma r)^2\right] \left(\frac{\cos\left(\frac{\omega_k T}{2}\right)}{1 - \left(\frac{\omega_k T}{\pi}\right)^2}\right)^2}. \quad (22)$$

Откуда

$$F_{\max} = \frac{\pi T_z S_b \rho \gamma r^2}{\beta_y r_0 T \sqrt{2 \sum_{k=1}^{\infty} \left[1 + \left(\frac{\omega_k}{c}\right)^2 (\gamma r)^2\right] \left(\frac{\cos\left(\frac{\omega_k T}{2}\right)}{1 - \left(\frac{\omega_k T}{\pi}\right)^2}\right)^2}} \sigma_a. \quad (23)$$

Следует отметить, что так как основная энергия ударного импульса сосредоточена в диапазоне частот  $0 < f_k < 1,5/T$ , то для расчета по формуле (23) в подкоренном выражении при суммировании достаточно удерживать  $k=1,5 T \Delta T$  членов ряда.

**Пример расчета величины среднеквадратического значения виброускорения (амплитуды виброимпульса) корпуса испытательного стенда, генерируемого зубчатым зацеплением эвольвентной прямозубой зубчатой передачи.** Расчет величины виброускорения в точке крепления вибродатчика на корпусе испытательного стенда в зоне подшипникового узла производится для пары эвольвентных прямозубых цилиндрических колес, исходные параметры которых следующие: число зубьев шестерни  $Z_1=40$ , колеса  $Z_2=40$ ; нормальный модуль  $m=3$  мм; ширина венца шестерни  $b_{w1}=10$  мм, колеса  $b_{w2}=10$  мм; ширина ступицы шестерни  $b_{c1}=20$  мм, колеса  $b_{c2}=20$  мм; исходный контур по ГОСТ 13755–81; коэффициент смещения исходного контура  $X_1 = X_2 = 0$ ; степень точности передачи 7-в; циклограмма нагружения: постоянная нагрузка  $T_1=120$  Н·м; частота вращения ведущего вала  $n_1=1000$  мин<sup>-1</sup>; марка стали шестерни и колеса 40X; способ упрочняющей обработки шестерни и колеса – закалка при нагреве ТВЧ; твердость поверхности зуба шестерни и колеса (средняя) 50 HRC; превышение основного шага ведомого колеса над основным шагом ведущего  $\Delta t_0=15$  мкм; суммарная погрешность в зацеплении пары зубьев под нагрузкой  $\delta=31 \cdot 10^{-6}$  м; угол зацепления  $\alpha_0=20^\circ$ . Коэффициент Пуассона зубчатой передачи и материала стенда  $\nu=0,3$ , модуль упругости  $E=2,06 \cdot 10^{11}$  Па.

Величина скорости распространения сферической волны в упругой среде рассчитывается по формуле (19):  $c=5,944 \cdot 10^3$  м/с.

Таблица 1. Значения амплитуд гармонических составляющих ударного импульса и ускорения в точке крепления вибродатчика с корпусом редуктора

$k$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$F_{k_0}$ , Н	201	198	194	187	182	173	164	153	142	130	117
$a_{rkmax}^*$ , м/с <sup>2</sup>	1,8	3,2	4,7	6,0	7,2	8,2	9,0	9,7	10,1	10,2	10,2
$k$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$F_{k_0}$ , Н	105	92	79	67	56	45	34	25	17	9	3
$a_{rkmax}^*$ , м/с <sup>2</sup>	9,9	9,4	8,7	7,9	7,05	5,96	4,86	3,73	2,60	1,51	0,48

Расчеты для указанной выше частоты вращения ведущего вала, проведенные по материалам работ [2, 9], дают следующие значения параметров ударного импульса: амплитуда  $F_{max}=2,376 \cdot 10^3$  Н, время действия  $T=1 \cdot 10^{-4}$  с. Период зубцовой частоты равен  $T_z=60/nz=1,5 \cdot 10^{-3}$  с.

Параметры радиально-упорных подшипников с коническими роликами, установленные в корпусе редуктора, на которые опираются по концам валы с испытуемыми зубчатыми передачами, следующие: конический подшипник 7607 (А),  $d=35$  мм,  $D=80$  мм,  $B=31$  мм,  $Q=7,848$  Н.

Для данной пары зубчатых колес функция, описывающая спектр периодически действующих ударных импульсов, в соответствии с (13) имеет вид

$$F_{kmax} = \frac{4T}{\pi T_z} F_{max} \frac{\cos(\frac{\omega_k T}{2})}{1 - (\frac{\omega_k T}{2})^2} = 201,7 \frac{\cos(\pi \cdot 10^{-4} f_k)}{1 - 4,0 \cdot 10^{-8} \cdot f_k^2} \text{ Н}, (24)$$

где  $f_k = \omega_k / 2\pi = k \cdot f_1$  (Гц),  $f_1 = 1/T_z = 0,667 \cdot 10^3$  (Гц).

Спектр периодически действующего ударного импульса представлен на рисунке 2.

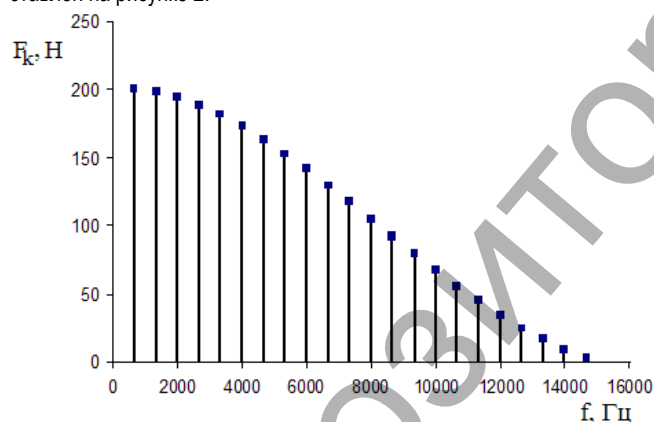


Рис. 2. Спектр периодического ударного импульса

Объем полости корпуса редуктора равен  $V = \pi D^2 B_1 / 4 = 3,217 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ , где  $B_1=0,064$  м – ширина полости корпуса редуктора.

Коэффициент  $\gamma$ , учитывающий удлинение распространения волн из-за наличия пустот в подшипнике, определяется по формуле (17)

$$\gamma = \left(\frac{g\rho V}{Q}\right)^3 = \left(\frac{9,81 \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot 3,217 \cdot 10^{-4}}{7,848}\right)^3 = 31,46.$$

Коэффициент снижения амплитуды ударного импульса [2]  $\beta_\gamma=0,87$ .

Расчетные значения спектра виброускорения точки корпуса редуктора с координатой  $r=0,08$  м, в которой установлен вибродатчик, находятся из выражения (18)

$$a_{rkmax}^* = 0,0444 \cdot F_{kmax} \sqrt{1 + 7,078 \cdot 10^{-6} \cdot f_k^2}.$$

Расчет величин  $a_{rkmax}^*$  в зависимости от значений частот  $f_k=666,7k$  производится для значений  $k=1,2, \dots, 22$ , так как вся энергия периодического ударного импульса сосредоточена на интервале частот от 0 до 15335 Гц. Вычисленные значения представлены в таблице 1, графическое изображение представлено на рисунке 3.

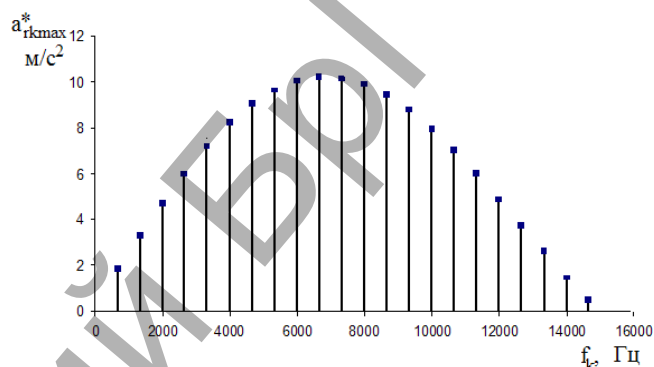


Рис. 3. Спектр ускорений на подшипниковом узле испытательной коробки

Величина среднеквадратического значения виброускорения определяется по величинам ускорений  $a_{rkmax}$ , соответствующих гармоникам, возбуждаемых ударным импульсом в зубчатом зацеплении, из выражения (20)

$$\sigma_a = \sqrt{566,6} = 23,8 \text{ м/с}^2 = 2,43 \text{ г}.$$

Логарифмический уровень колебаний для ускорения в месте установки вибродатчика на подшипниковом узле испытательной коробки, измеряемый в децибелах, находится по формуле

$$L_a = 20 \lg \frac{\sigma_a}{a_0} = 20 \lg \frac{23,8}{3 \cdot 10^{-4}} = 97,9 \text{ дБ},$$

где  $a_0=3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$  – исходное значение для ускорения [8].

Экспериментальные исследования виброакустических характеристик указанных выше зубчатых колес проводились по разработанной методологии, изложенной в [10, 11]. Она позволяет определить динамическую нагруженность и уровень вибрации каждой пары сопряженных зубьев испытуемых зубчатых колес.

После подготовки экспериментальных колес к тензометрированию зубчатые пары были установлены в испытательные редукторы, тензомосты подключены к измерительной аппаратуре при помощи многоканальных щеточных токосъемников, пьезоакселерометры установлены на подшипниковых узлах ведущих колес каждого испытательного редуктора и подключены к аппаратуре.

Статистический анализ после проведения тарировки тензометрируемого зуба от нагрузки для каждого скоростного режима показал, что между зафиксированными в реальном масштабе времени нагруженностью и амплитудами виброимпульсов на режимах испытаний при  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  существует хорошо выраженная корреляционная зависимость.

График, связывающий величину нагрузки в зацеплении и амплитуду виброимпульсов на скорости вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , приведен на рисунке 4.

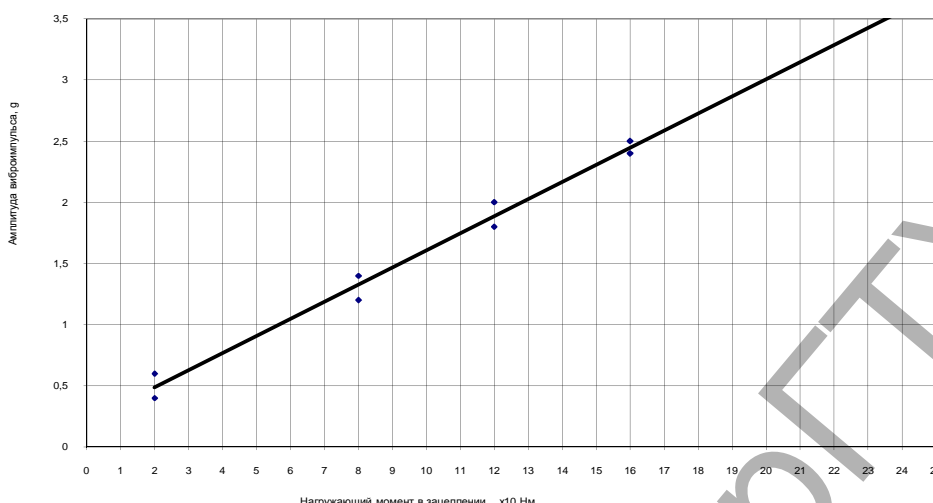


Рис. 4. График, связывающий величину нагрузки в зацеплении и амплитуду виброимпульсов при нагружающем моменте 120 Нм и скорости вращения 1000 мин<sup>-1</sup>

Проведенный выше расчет величины среднеквадратичного значения виброускорения был произведен для пары зубьев испытываемой зубчатой передачи с максимальной суммарной погрешностью шага зацепления, равной  $\bar{\sigma}=31 \cdot 10^{-6}$  м. Экспериментальное значение величины виброимпульса для этой пары зубьев, как видно из рисунка 4, равняется  $a_3=2g$ .

Относительная погрешность расчета составляет

$$\Delta_a = \frac{|a_3 - a_{3max}^*|}{a_3} \cdot 100\% = \frac{|2g - 2,43g|}{2g} \cdot 100\% = 21,5\%$$

что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

#### Заключение

1. В данной работе разработан расчетный метод, позволяющий по амплитудным значениям ударных импульсов в каждой паре зубьев зубчатой пары определять амплитудные значения виброускорений и спектральные составляющие вибрационного сигнала.

2. Предложенный метод основан на следующих гипотезах:

а) в качестве простейшей модели приводного зубчатого механизма, позволяющей исследовать основные свойства частотной характеристики акустического канала, принято однородное упругое тело неограниченных размеров;

б) распространение упругих волн в зубчатом механизме происходит по акустическим каналам, обладающим линейными свойствами;

в) распространяющаяся волна принимается сферической, и волновой процесс определяется только одной переменной величиной – расстоянием  $l$  произвольной точки механизма от начала координат;

д) наличие пустот и стыков в зубчатом механизме приводит к увеличению путей распространения упругих волн от одной точки механизма к другой, что учитывается коэффициентом  $\gamma$ , рассчитываемым по формуле (17).

3. Сравнение расчетной величины виброимпульса для пары сопряженных зубьев испытываемой зубчатой передачи с экспериментально полученным при проведении стендовых испытаний значением показало расхождение в 21,5 %, что для инженерных расчетов является вполне приемлемой величиной.

4. Предложенная методология может быть использована при проектировании приводных зубчатых механизмов для оценки общего уровня вибраций и спектральных составляющих вибрационного сигнала, генерируемого зубчатыми передачами.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 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.
- 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 // Международный научно-технический журнал «Механика машин, механизмов и материалов». – Минск, 2012. – № 2. – С. 35–38.
- Ишин, Н.Н. Вибромониторинг остаточного ресурса зубчатых передач / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вестник БрГТУ. Машиностроение. – 2008. – №4(52) – С. 52–58.
- Павлов, В.Б. Акустическая диагностика механизмов / В.Б. Павлов. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
- Берестнев, Я.О. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов / Я.О. Берестнев, Н.Н. Ишин. – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 117 с.
- Ишин, Н.Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колес применительно к задачам вибродиагностики. Спектральный анализ ударных импульсов зубчатой передачи / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов / Весці НАН Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук. – Минск, 2012. – № 2. – С. 53–59.
- Тимошенко, С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
- Левитский, Н.И. Колебания в механизмах / Н.И. Левитский. – М.: Наука, 1988. – 336 с.
- Ишин, Н.Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колес применительно к задачам вибродиагностики. Определение параметров ударного импульса в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов / Весці НАН Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук. – Минск, 2012. – № 1. – С. 58–63.
- 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.
- Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения / О.В. Берестнев [и др.] – Мн.: БелГИСС, 2009. – 115 с.

Материал поступил в редакцию 04.02.13

ISHIN N.N., GOMAN A.M., SKOROKHOODOV A.S. Methodology of an assessment of vibration loading of bearing knot of the gear mechanism

In developed computational method that allows for shock pulse amplitude values for each pair of conjugate profiles gearing determine the amplitude values of vibration acceleration (vibrating pulses) measured vibration pickup for bearing unit gearing. The method can be used in the design of the drive gear mechanisms for evaluating the overall vibration level and the spectral components of the vibration signal generated by the gears.

УДК 620.197.5

Голуб В.М., Голуб М.В., Добрияник Ю.А., Кардаш Н.Н.

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ КОНТАКТНЫХ КОЛЕЦ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

**Введение.** Бесперебойный транспорт нефти и нефтепродуктов и других рабочих сред по магистральным трубопроводам во многом зависит от надежной работы насосного агрегата и, в частности, наиболее ответственного узла насосов – торцового уплотнения.

Анализ работы насосного оборудования показывает, что число отказов его, вследствие выхода из строя торцовых уплотнений, в последние годы заметно уменьшилось. Однако достигнутые результаты не должны снижать научные исследования, направленные на дальнейшее повышение надежности и долговечности торцовых уплотнений.

**1. Пути повышения надежности и долговечности торцовых уплотнений валов гидромашин.** Износ деталей уплотнения – фактор закономерный, однако величина его во времени может быть различной. Существенное влияние на износ пар трения торцовых уплотнений оказывают типы и системы охлаждения торцовых уплотнений, уплотняемая среда, наличие в ней механических примесей, солей, газов, а также режимы перекачки; пуски и остановки насосов, количество одновременно работающих насосных агрегатов, величина давления на приеме и выкиде насосной станции и пиковые колебания давления при гидравлических ударах. Увеличение износа торцового уплотнения под воздействием перечисленных факторов и внезапного повышения давления, предотвращается рациональным выбором материалов контактных колец торцового уплотнения и его геометрий. Хорошо зарекомендовал себя композиционный материал на основе карбида вольфрама, обеспечивающий высокую износостойкость и теплопроводность при низком коэффициенте трения.

Герметичность, а, следовательно, и надежность торцового уплотнения при резком повышении давления в камере уплотнения, может быть обеспечена только при определенном соотношении конструктивных размеров элементов торцового уплотнения, ибо высокое давление уплотняемой среды вызывает деформацию контактных колец, т.е. нарушает параллельность рабочих поверхностей. Величина деформации зависит от формы радиального сечения кольца и положения уплотнительного резинового элемента на нем.

Угол поворота сечения кольца и отклонение контактной поверхности от рабочей плоскости можно определить как

$$\varphi = (M_c + M_t) \frac{R_c}{E \cdot I}, \tag{1}$$

где  $M_c$  – момент от внешних сил;

$M_t$  – изгибающий температурный момент;

$R_c$  – радиус центра тяжести кольца;

$E$  – модуль упругости материала кольца;

$I$  – момент инерции сечения кольца.

Чтобы свести к нулю угловую деформацию контактных колец, необходимо форму сечения кольца выбрать такой, при которой момент от внешних сил будет мало отличен от нуля:

$$M_c = \sum Q_j \cdot l_j \cong 0, \tag{2}$$

где  $Q_j$  – сила, действующая на кольцо;

$l_j$  – расстояние от центра тяжести сечения до места приложения силы  $Q_j$ .

Форма сечения кольца определяется ее геометрическими характеристиками (рис. 1) –  $d_1, d_2, d, d_0, b_1, b_2$ .

Из уравнения равновесия осевых сил, приложенных к аксиально-подвижному кольцу,

$$P_{пп} + G - R \pm T = 0.$$

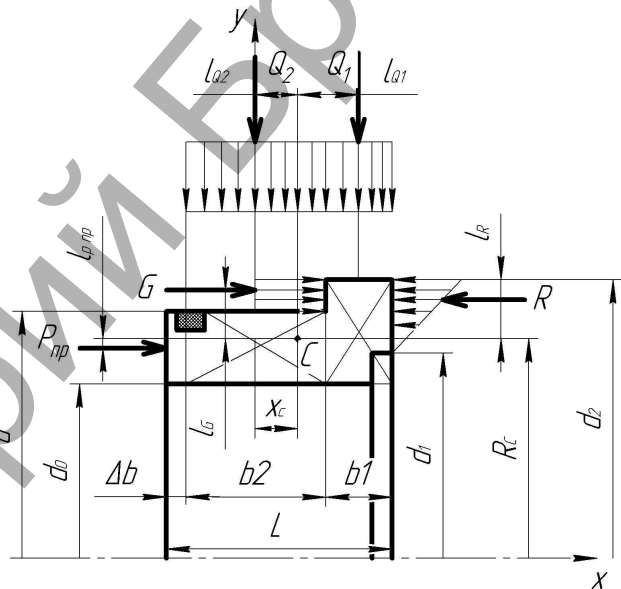


Рис. 1. Геометрические характеристики контактных колец

Однозначно определяется соотношение между диаметрами аксиально-подвижного кольца с учетом действующего давления  $p$  посредством выбора коэффициента гидравлического уравновешивания.

$$K = \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2 - d_1^2}. \tag{3}$$

Причем, величины  $d_0, d_1$  и  $d_2$  всегда определяются конструктивно, а  $d$  – из соотношения (3) при условии, что для давления среды  $p > 1$  МПа  $0,55 < K \leq 0,6$ . Здесь

$P_{пп} = [P_{уд} - (K - 0,5)p] \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2)$  – усилие сжатия пружины;

$R = 0,5 \cdot \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$  – расклинивающее усилие, действующее на контакте пары трения;

$G = K \cdot p \cdot \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d^2)$  – усилие от давления уплотняемой среды, действующее на гидравли-

чески подвижном кольце.

Голуб Михаил Владимирович, д.т.н., профессор кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Голуб Владимир Михайлович, к.т.н., доцент кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Добрияник Юрий Алексеевич, ст. преподаватель кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Кардаш Николай Николаевич, студент пятого курса Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224023, г. Брест, ул. Московская, 267.