

зочной способности и оценена эффективность исследуемых зубчатых муфт.

2. Определены зависимости, позволяющие при наличии профилирования наружных и внутренних зубьев создавать конструкции зубчатых муфт с повышенными нагрузочными свойствами.

Список литературы: 1. А.с. 1695009 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / А.П. Попов, И.И. Добринов, П.А. Тонкошкур (СССР). – 4395497/27; Заявл. 15.06.89; Оpubл. 30.11.91. Бюл. №44. 2. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / А.П. Попов. – 4089604/31-27; заявл. 09.07.86; опубл. 30.08.89. Бюл. №32. 3. Попов А.П. Исследование законов распределения зазоров между зубьями зубчатых муфт с различными формами образующих боковых поверхностей [Текст] / А.П. Попов // Смазка и трение в судовых машинах: Сб. научн. тр. – Николаев: НКИ, 1992. – С.30-46. 4. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / А.П. Попов. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с. 5. Попов А.П. Нагрузочная способность судовых зубчатых муфт с учетом модификации зубьев [Текст] / А.П. Попов // Судовые энергетические установки: Сб. научн. тр. – Николаев: НКИ, 1992. – С.57-70.

Поступила в редколлегию 15.03.2013

УДК 621.833

Повышение нагрузочной способности зубчатых муфт энергетических установок / О.И. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.131-141. – Бібліогр.: 5 назв.

Розроблено методи розрахунку навантажувальної здатності зубчастих муфт, у яких внутрішні зуби є скошеними, а зовнішні зуби складаються з прямолінійно-криволінійних ділянок. Показано, що при певних поєднаннях параметрів профілювання зовнішніх і внутрішніх зубів можливе створення зубчастих муфт, у яких спостерігається рівномірний розподіл зусиль між зубами незалежно від расцентровок осей.

Ключові слова: муфта, зуб, зусилля, перекик, поздовжня модифікація.

The coupling methods of the gear coupling load capacity having beveled inner teeth and external teeth consisting of rectilinear-curvilinear parts have been worked out. It has been shown that by determine combinations of the profile parameters of external and inner teeth there is possibility of making gear couplings having uniform force intensity independently of axes disalignments.

Keywords: coupling, tooth, force, effort, disalignments, longitudinal modification.

УДК 621.01 (833)

Х.С. САМИДОВ, д.т.н., проф., заведуючий каф. АзАСУ, Баку, Азербайджан;
Х.Д. МУСТАФАЕВ, к.т.н., докторант АзАСУ

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СТОЛА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

На базе теоретических и экспериментальных методов исследования анализируется устойчивость перемещения стола электромеханического привода.

Ключевые слова: устойчивость, анализ, привод.

Актуальность задачи. Важными прикладными задачами, в которых широко используются представления о свойствах вибраций рабочих узлов машин, являются задачи неустойчивости движения узлов машин. Поэтому исследование устойчивости движения машин считается весьма актуальной задачей.

Анализ литературы. Существует довольно много методов определения устойчивости движения деталей и узлов различных машин, так называемых критериев устойчивости Рауса-Гурвица, Михайлова, А.М. Ляпунова, Х.С. Самидова, амплитудно-фазовой и др. [1, 2, 5].

© Х.С. Самидов, Х.Д. Мустафаев, 2013

Основной текст. Решение задачи устойчивости работы любой машины является решением проблемы борьбы с вибрациями данной машины.

Как известно, машина считается устойчивой, если после нарушения ее движения какими-либо внешними возбуждениями она стремится с течением времени вернуться к заданному движению.

Работа любой машины, как это доказано А.М. Ляпуновым [1, 2], устойчива, если вещественные части корней ее характеристического уравнения имеют отрицательное значение. А если хотя бы один корень имеет положительную вещественную часть, машина неустойчива.

Анализ устойчивости движения рабочих органов технологических машин, в том числе металлорежущих станков, приобретает все более существенное значение[3, 4]. Он выполняется для оценки качества готового станка с точки зрения его виброустойчивости и для выбора конструктивных параметров, обеспечивающих достаточную виброустойчивость системы.

В станкостроении важно знать, как следует изменить параметры системы, чтобы сделать ее устойчивой. С этой точки зрения наиболее удобным является амплитудно-фазовый критерий устойчивости, что и мы применили в своей работе.

На рисунке 1 показана фотография экспериментального исследования.

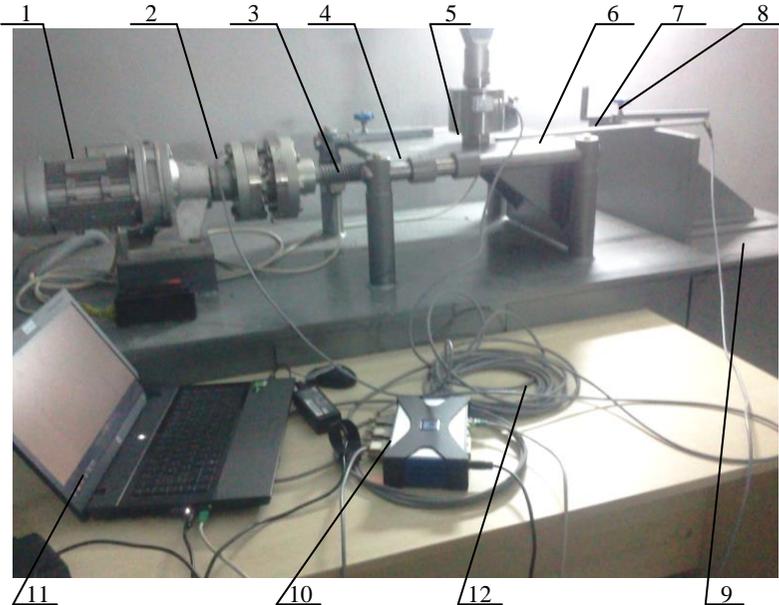


Рисунок 1 – Экспериментальная установка:

1 – мотор-редуктор; 2 – датчик крутящего момента ТВ2; 3 – ходовой валик; 4 – стол; 5 – датчик измерения усилий U2B; 6 – индуктивный датчик перемещения WA-500; 7 – конечный переключатель; 8 – ограничитель перемещения стола; 9 – стол-подставка для размещения приборов; 10 – Quantum^x Assistant; 11 – ноутбук; 12 – соединительные кабели

Стол приводится в движение от мотор-редуктора 1, ходового валика 3, двух шпоночных муфт, датчика крутящего момента 2. Стол движется туда-обратно, что управляется двумя переключателями 5.

Из-за объема статьи здесь не приводится подробный анализ результатов экс-

периментальных исследований, лишь приводятся некоторые фрагменты из них.

Фрагменты экспериментального исследования колебаний стола показаны на рисунке 2.

Аналитическое решение устойчивости движения такой сложной системы, состоящей из большого число сосредоточенных и распределенных масс, связаны

Диаграмма 1

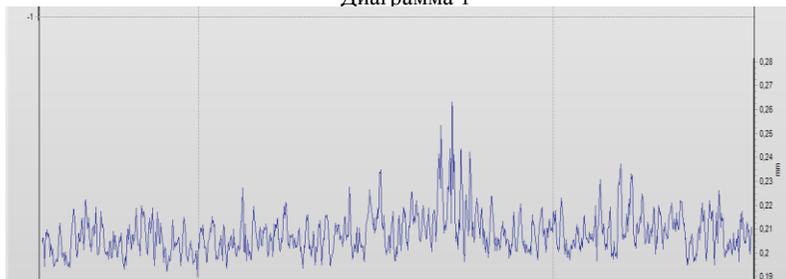


Диаграмма 2

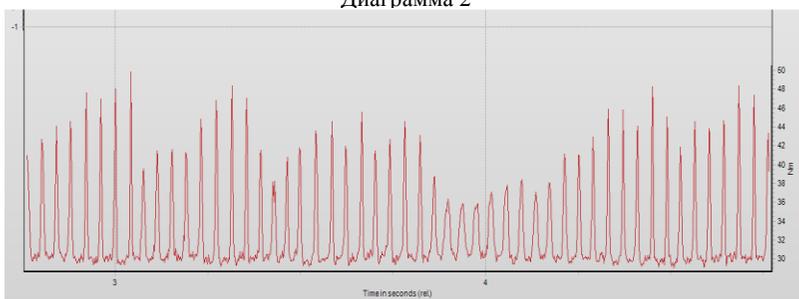


Диаграмма 3

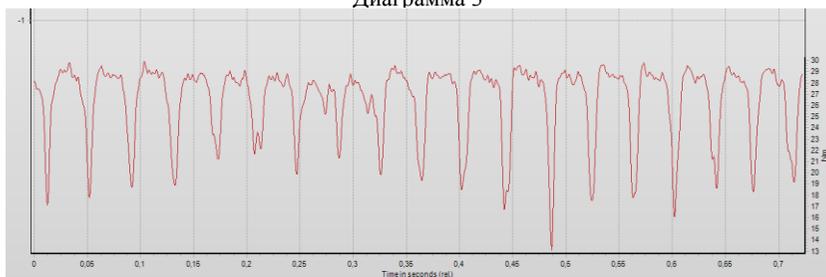


Рисунок 2 – Фрагменты экспериментального исследования колебаний стола электромеханического привода:

диаграмма 1 характеризует колебаний линейного перемещения стола; диаграмма 2 характеризует изменение упругого крутящего момента; диаграмма 3 характеризует изменение упругой силы

с большими трудностями. Поэтому для определения устойчивости движения стола, он представляется в виде приведенной расчетной схемы (рисунок 3).

Определение приведенной массы, силы и приведенного момента инерции и момента сил производим на основе широко известного способа сравнения кинетических энергии и мощностей сил жесткого тела с упругими.

Кинетическая энергия T , потенциальная энергия Π и диссипативная энергия Φ системы, показанной на рисунке 3, запишутся так,

$$T = \frac{1}{2} (m_x \dot{x}^2 + m_y \dot{y}^2 + J\dot{\varphi}^2); \quad (1) \quad \Pi = \frac{1}{2} [k_1(y_1 + l_1\varphi)^2 + k_2(y - l_2\varphi)^2 + k_3x^2 + k_\varphi\varphi^2]; \quad (2)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} [h_1(\dot{y}_1 + l_1\dot{\varphi})^2 + h_2(\dot{y} - l_2\dot{\varphi})^2 + h_4\dot{x}^2 + h_\varphi\dot{\varphi}^2], \quad (3)$$

где m_x, m_y – приведенная масса вращательных тел системы и стола с заготовкой, J – момент инерции стола и заготовки относительно оси, проходящей через их общий центр тяжести и перпендикулярной плоскости xoy ; K_1, K_2, K_3 – жесткость соответствующих стыков; h_1, h_2, h_3, h_φ – коэффициенты сопротивления при движении стола в направлении осей x, y и повороте относительно центра вращения.

Уравнение Лагранжа II рода для рассматриваемой системы имеет вид [1, 5]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_{q_i}, \quad (4)$$

где $q_i(x, y, \varphi)$ – обобщенные координаты; Q_{q_i} – активные обобщенные силы, действующие на систему.

Дифференцируя выражений кинетической, потенциальной и диссипативной энергии (1)-(3) и подставляя результатов в уравнение Лагранжа (4), получим дифференциальные уравнения колебаний рассматриваемой системы

$$\left. \begin{aligned} m_x \ddot{x} + h_3 \dot{x} + k_3 x &= P_x \sin \omega t + F \operatorname{sign} \ddot{x}; \\ m_y \ddot{y} + (h_1 + h_2) \dot{y} + (h_1 l_1 - h_2 l_2) \dot{\varphi} + (k_1 + k_2) y + (k_1 l_1 + k_2 l_2) \varphi &= P_y \sin \omega t; \\ J \ddot{\varphi} + (h_1 l_1^2 + h_2 l_2^2 + h_\varphi) \dot{\varphi} + (h_1 l_1 - h_2 l_2) \dot{y} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_\varphi) \varphi + (k_1 l_1 - k_2 l_2) y &= P_y R \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где P_x, P_y – составляющие внешних сил по осям стола; $F(x, y, \varphi)$ – сила трения между столом и направляющими как функция перемещения стола; R – расстояние от центра жесткости стола до силы P_y .

Контактная жесткость стыков K определяется по формуле [7]

$$K = \frac{F_{nc}}{K_0}, \quad (6)$$

где F_{nc} – площадь поверхности стыка; K_0 – коэффициент контактной податливости.

Автором книги [7] рекомендуются следующие значения K_0 для горизонтальных направляющих при средних давлениях до 30 Н/см^2 и ширине граней до 50 мм
 $K_0 = (1,0 \dots 1,5) 10^{-5}$, до 100 мм
 $K_0 = 1,8 10^{-5} \text{ см}^3/\text{Н}$ и т.д.

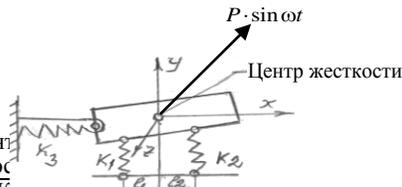


Таблица 1 – Значения коэффициента контактной податливости

№ грани	Диаметр опор	Длина опор $L=l_1+l_2=$	Площадь опор	Коэффициент контактной жесткости	Динамическая модель стола
---------	--------------	-------------------------	--------------	----------------------------------	---------------------------

	$d, \text{см}$	$=4,8+4,8=$ $=9,6\text{см}$	$F=F_1+F_2\text{см}^2$	податливости $K_0, \text{см}^3/\text{Н}$	стыков $K, \text{Н/см}$
<u>1</u>	3,8см	9,6	108,8	$1,2 \cdot 10^{-5}$	$907,5 \cdot 10^4$
<u>2</u>	3,8см	9,6	108,8	$1,2 \cdot 10^{-5}$	$907,5 \cdot 10^4$

В результате экспериментального исследования и расчета по формуле (6)

определены коэффициенты жесткости K и контактной податливости K_0 (см. таблицу 1).

Коэффициенты сопротивлений стыков соединений определяются по формуле [4]

$$h = \frac{\Psi}{2\pi} \sqrt{km}, \quad (7)$$

где Ψ и k – коэффициенты рассеяния энергии в стыках и жесткости стыковых соединений.

Крутильная жесткость стыков K_ϕ определяется по [7] в зависимости от геометрических размеров грани и действующих по ней усилий. Для рассматриваемой системы, крутильная жесткость стыков $K_\phi=1,85$.

Для стыков с узкими направляющими коэффициент рассеивания энергии определяется по формуле

$$\Psi = \frac{A}{\sqrt[3]{\sigma_{ном}}}, \quad (8)$$

где A – коэффициент, равный 1,35 для масла индустриального 45; $\sigma_{ном} = P/F$ – постоянное давление в стыке, создаваемые постоянной составляющей силы, действующей на стык; F – площадь грани стыка; P – сила реакции, действующей на грани стыка.

Так как при экспериментальном исследовании грани смазывались индустриальным маслом 45, коэффициент A принимали равным 1,35.

После определения параметров стола электромеханического привода вычисляли коэффициенты дифференциальных уравнений его движения. Получены следующие значения постоянных уравнений (5):

$$m_x=2,12; m_y=2,12; J=80; h_1+h_2=272+256=528;$$

$$h_1l_1^2 + h_2l_2^2 + h_\phi = 276 \cdot 4,8^2 + 256 \cdot 4,8^2 + h_\phi = 6359 + 5898 = 12257 + 2750 = 15007;$$

$$h_1l_1 - h_2l_2 = 276 \cdot 4,8 - 256 \cdot 4,8 = 76,80; k_1+k_2=(907,5+907,5)10^4=1815 \cdot 10^4;$$

$$k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_\phi = 907,5(4,8^2 + 4,8^2) + k_\phi = 209088 + 1,8 = 209089,8;$$

$$k_1l_1 - k_2l_2 = 907,5(l_1 - l_2) = 0;$$

$$F = F_1 + F_2 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} + \frac{\pi d_2^2}{4} \right) L = \left(\frac{3,14 \cdot 3,8^2}{4} + \frac{3,14 \cdot 3,8^2}{4} \right) L = (11,34 + 11,34)4,8 = 108,8\text{см}^2. \quad (9)$$

Контактная жесткость стыков K определяется по формуле

$$K = \frac{F_{nc}}{K_0} = \frac{108,8}{1,2 \cdot 10^{-5}} = 907,5 \cdot 10^4 \text{Н/см}, \quad (10)$$

где F_{nc} – площадь поверхности стыка; K_0 – коэффициент контактный податливости. Для нашего случая $K_0=1,2 \cdot 10^{-5}$ Н/см [4].

$$\sigma_{ноч} = \frac{P_1}{F_1} = \frac{4600}{108,8} = 42,3\text{Па}; \quad \sigma_{ноч_2} = \frac{P_2}{F_2} = \frac{4200}{108,8} = 38,6\text{Па}; \quad (11)$$

Таблица 2 – Уточненные значения коэффициентов сопротивления и жесткостей

Номер грани	Опорные реакции Р, Н	Площадь (грани) F, см ²	Коэффициент				Масса, приведенная к грани Н/см ²	Коэффициент сопротивления h, протгивления h,
			Постоянное давление на гранях блок, 10 ⁴ Па	Рассеяние энергии ψ	Жесткость к, Н/см			
1	4600	108,8	42,3	0,39	907,5·10 ⁴	2,12	272	
2	4200	108,8	38,6	0,39	907,5·10 ⁴	2,12	256	

$$\Psi_1 = \frac{A}{\sqrt[3]{\sigma_{ном1}}} = \frac{1,35}{\sqrt[3]{42,3}} = 0,39; \quad \Psi_2 = \frac{A}{\sqrt[3]{\sigma_{ном2}}}$$

(12)

$$h_1 = \frac{\Psi_1}{2\pi} \sqrt{k_1 m_1} = \frac{0,39}{2 \cdot 3,14} \sqrt{907,5 \cdot 10^4 \cdot 2,12}$$

(13)

$$h_2 = \frac{\Psi_2}{2\pi} \sqrt{k_2 m_2} = \frac{0,40}{2 \cdot 3,14} \sqrt{907,5 \cdot 10^4 \cdot 1,8}$$

(14)

Окончательные результаты расчета коэффициентов сопротивления и жесткостей уточнены экспериментальным путем и приведены в таблице 2.

Анализ системы дифференциальных уравнений (5) показывает, что они распадаются на две независимые части: первое уравнение является самостоятельным и описывает движение стола только в горизонтальном направлении, второе и третье взаимосвязаны и описывают колебания стола в вертикальном и угловом перемещениях.

Уравнения (5) можно написать в операторном виде.

$$\left. \begin{aligned} (a_{11}P^2 + b_{11}P + c_{11})x &= P_x \sin \omega t + F \operatorname{sign} \ddot{x}; \\ (a_{22}P^2 + b_{22}P + c_{22})y + (b_{23}P + c_{23})\varphi &= P_y \sin \omega t; \\ (a_{33}P^2 + b_{33}P + c_{33})\varphi + (b_{32}P + c_{32})y &= P_y R \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

где a_{ij}, b_{ij}, c_{ij} – соответствующие постоянные; $P=d/dt$ – символ дифференцирования.

Согласно теореме Крамера, решение последних двух уравнений системы (15) относительно искомых координат, имеет следующий вид:

$$y = D_y / D; \quad \varphi = D_\varphi / D,$$

где

$$D = \begin{vmatrix} (a_{22}P^2 + b_{22}P + c_{22}) & (b_{23}P + c_{23}) \\ (b_{32}P + c_{32}) & (a_{33}P^2 + b_{33}P + c_{33}) \end{vmatrix}; \quad D_y = \begin{vmatrix} P_y \sin \omega t & (b_{23}P + c_{23}) \\ P_y R \sin \omega t & (a_{33}P^2 + b_{33}P + c_{33}) \end{vmatrix};$$

$$D_\varphi = \begin{vmatrix} (a_{22}P^2 + b_{22}P + c_{22}) & P_y \sin \omega t \\ (b_{32}P + c_{32}) & P_y R \sin \omega t \end{vmatrix} \quad (16)$$

Здесь D, D_y, D_φ – главный и присоединенные определители уравнений (15).

В результате раскрытия этим определителей, после преобразования и замены P на $i\omega$, получим передаточные функции в виде:

$$W(y) = \frac{y}{P_y \sin \omega t} = \frac{-a_{33}\omega^2 + (b_{23} - Rb_{23})i\omega +}{a_{22}a_{33}\omega^4 - (b_{22}a_{33} + a_{22}b_{33})i\omega^3 - (c_{22}a_{33} + b_{22}b_{33} + c_{33} - Rc_{23})\omega^2 + (c_{22}b_{33} + b_{22}c_{33} - c_{23}b_{32} - b_{23}c_{32})i\omega - c_{23}c_{32} + c_{22}c_{33}}; \quad (17)$$

$$W(\varphi) = \frac{\varphi}{P_y \sin \omega t} = \frac{-Ra_{22}\omega^2 + (Rb_{22} - b_{32})i\omega +}{a_{22}a_{33}\omega^4 - (b_{22}a_{33} + a_{22}b_{33})i\omega^3 - (c_{22}a_{33} + b_{22}b_{33} + Rc_{22} - c_{32})\omega^2 + (c_{22}c_{33} - b_{23}b_{32})\omega^2 + (c_{22}b_{33} + b_{22}c_{33} - c_{23}b_{32} - b_{23}c_{32})i\omega - c_{23}c_{32} + c_{22}c_{33}} \cdot (18)$$

По (17) и (18) производим расчет координат амплитудно-фазовой частотной характеристики стола при различных частотах ω , по которым в комплексной плоскости строим графики. При этом вещественную часть координат откладываем на оси абсцисс (u), а мнимую – по оси координат (iv).

Амплитудно-фазовые частотные характеристики стола по горизонтальному, вертикальному и угловому перемещениям показаны на рисунке 4.

Анализ построенных амплитудно-фазовых частотных характеристик показывает, что рассматриваемая система при принятых ее параметрах, является устойчивой. Запас устойчивости системы достаточен, так левые ветви этим характеристик не пересекают отрицательной вещественной оси координат и находятся на определенном расстоянии от нее.

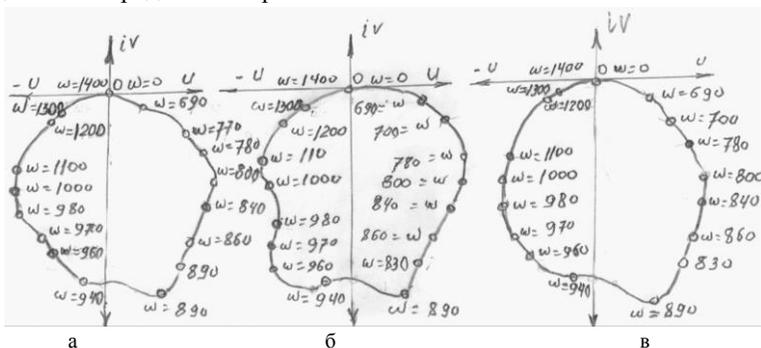


Рисунок 4 – Амплитудно-фазовая частотная характеристика стола:
а – по горизонтальному перемещению; б – по вертикальному перемещению; в – по угловому перемещению

Выводы:

1. Проведенные исследования в данной работе позволяют оценить устойчивость движения узлов, определить действительные нагрузки, снизить интенсивность вынужденных колебаний и выбрать наиболее оптимальные конструктивные параметры механизмов машин.

2. Построенные амплитудно-фазовых частотных характеристик показывают, что движение рассматриваемой системы при принятых ее параметрах, является устойчивой, подтвержденной экспериментальными исследованиями.

3. В связи с широким внедрением компьютерной техники в практику и возрастающих их вычислительных возможностей предлагаемая методика расчета может быть весьма полезной в исследовательских и конструкторских работах.

Список литературы: 1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560с. 2. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с. 3. Кудинов В.А. Динамика станков – М.: Машгиз, 1967 – 359с. 4. Никитин Б.В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1962. – 111с. 5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. Перевод с англ. – М.: Наука, 1967. – 444с. 6. ОАО "Майкопский редукторный завод", каталог продукции. – Майкоп: "ЗАРЕМ", 2007. – 188с. 7. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

УДК 621.01 (833)

Анализ устойчивости перемещения стола электромеханического привода / Х.С. Самидов, Х.Д. Мустафаев // Вісник НТУ "ХП". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХП". – 2013. – №40(1013). – С.141-147. – Бібліогр.: 7 назв.

На базі теоретичних та експериментальних методів дослідження аналізується стійкість переміщення столу електромеханічного приводу.

Ключові слова: стійкість, аналіз, привід.

On the basis of theoretical and experimental methods of investigation of stability of motion of the table of electromechanical drive.

Keywords: stability, analyses, drive.

УДК 621.833

В.В. СТАВИЦКИЙ, к.т.н., доцент ВНУ им. В. Даля, Луганск;
П.Л. НОСКО, д.т.н., проф., проректор ВНУ им. В. Даля;
С.П. РОМАНОВ, аспирант ВНУ им. В. Даля

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Предложены инварианты подобия процессов вращения и зацепления зубчатых колес в виде безразмерных комплексов, обобщающих критериальную информацию необходимую и достаточную для оптимизации конструктивных решений. Получено критериальное уравнение связи, соблюдение которого позволяет рассчитывать параметры зубчатой передачи в зависимости от скоростного и нагружающего режимов эксплуатации с учетом материалов и термообработки зубчатых колес, типа и характеристик смазочного материала.

Ключевые слова: высокоскоростная зубчатая передача, оптимизация.

Актуальность задачи. Современное энергетическое, химическое и транспортное машиностроение остро нуждается в значительном количестве редукторов для компрессорных станций газопроводов, компрессоров аммиака в технологических циклах производства удобрений и синтетических волокон, перспективных моделей гидравлических, паровых и газовых турбогенераторов, детандергенераторных установок и коробок скоростей для двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В качестве двигателя в таких установках используют паровую, газовую или гидравлическую турбину или ДВС. Исполнительными машинами являются электрогенераторы, воздушные и газовые компрессоры, гидравлические насосы. Несовпадение оптимальных частот вращения валов двигателя и исполнительных машины обуславливает необходимость применения зубчатого редуктора.

Развитие современного машиностроения основывается на поиске новых решений, предусматривающих повышение нагрузочной способности, срока службы, уменьшение веса и габаритов, а также улучшения энергетических характеристик эффективности выпускаемых изделий.

Наиболее остро указанные требования проявляются при разработке высокоскоростных и тяжело нагруженных зубчатых передач, в частности – редукторов привода генераторов.

Анализ последних исследований и литературы. По рекламным публикациям зарубежных фирм, таких как Renk, Maag, Graffenstaden и других [1], в качестве привода электрогенераторов мощностью до 100МВт рассматриваются в основном одноступенчатые однопоточные редукторы с шевронными или косозубыми передачами.