

УДК 621.833

А. П. КАРПОВ, П. Л. НОСКО, П. В. ФИЛЬ, Г. А. БОЙКО

СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИМЕНЕНИЕМ АСИММЕТРИЧНОЙ ФУНКЦИИ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ

Розроблено математичну модель синтезу раціональних геометричних параметрів зубчастих передач із асиметричною функцією передаточного відношення на основі запропонованих основних і додаткових умов синтезу. Проведено експериментальну оцінку передаточного відношення та резонансних коливань зубчастих передач некруткими колесами. На підставі виконаних досліджень зроблено висновок про доцільність застосування зубчастих передач із асиметричною функцією передаточного відношення для боротьби з резонансними коливаннями, що дозволяє розширити функціональні можливості застосування передач некруткими зубчастими колесами.

Ключові слова: редуктор, зубчаста передача, змінне передаточне відношення, некрутлі зубчасті колеса, вібрація, резонансні коливання, синтез зацеплення.

Разработана математическая модель синтеза рациональных геометрических параметров зубчатых передач с асимметричной функцией передаточного отношения на основе предложенных основных и дополнительных условий синтеза. Проведена экспериментальная оценка передаточного отношения и резонансных колебаний зубчатых передач некрутлыми колесами. На основании выполненных исследований сделано заключение о целесообразности применения зубчатых передач с асимметричной функцией передаточного отношения для борьбы с резонансными колебаниями, что позволяет расширить функциональные возможности применения передач некрутлыми зубчатыми колесами.

Ключевые слова: редуктор, зубчатая передача, переменное передаточное отношение, некрутлые зубчатые колеса, вибрация, резонансные колебания, синтез зацепления.

A mathematical model to synthesize rational geometric parameters of gearing with an asymmetrical function of the gear ratio was developed based on proposed and auxiliary synthesis conditions. A theoretical analysis of the performance of the synthesized gearing by comparing them with the gears having a constant gear ratio. Spend estimate of the resonant vibration for gearing with non-circular gears and asymmetric function of the gear ratio of the excitation pulse. The dependences for determining the boundaries of zones of occurrence of resonant vibrations. Using non-circular gears was shown to be advantageous for preventing resonance oscillations. An experimental study of the gear ratio and resonance oscillations in a two-stage gearbox with non-circular gears was done. The experiments showed no increase in the vibration level in the gearbox. Gear transmissions with the asymmetrical function of the gear ratio were concluded to be efficient for preventing resonance oscillations. This allows extending the applicability of non-circular gear transmissions.

Keywords: gearbox, gear transmission, variable gear ratio, non-circular gears, vibration, resonance oscillations, gear mesh synthesis.

Введение. Создание надежных и долговечных передаточных механизмов является важной научно-практической задачей современного машиностроения, решение которой возможно на основе совершенствования зубчатых передач синтезом рациональных геометрических параметров зацепления. Одним из путей совершенствования зубчатых передач синтезом зацепления, расширяющего их функциональные возможности, является разработка зубчатых передач с переменным передаточным отношением (передача некрутлыми зубчатыми колесами) [1].

Опыт внедрения таких передач, созданных на базе эвольвентного зацепления, показал достоинство их использования в цепных механизмах и приводах машин для выравнивания скоростей движения звеньев и устранения в них динамических нагрузок [2].

Такой подход в полной мере целесообразно применить и для борьбы с резонансными колебаниями в зубчатых передачах, обладающих высокой нагрузочной способностью и получивших широкое распространение в редукторах общего назначения. Как показывает практика, 3-5 % выходов из строя редукторов связано с разного рода вибрациями и резонансными явлениями.

Изучению вопросов снижения виброактивности зубчатых передач круглыми колесами посвящены труды Давыдова Б. Л. [3], Диентберга Ф. М. [4], Айрапетова Э. Л. [5], Генкина М. Д. [5, 6], Петрусевича А. И. [6], Гринкевича В. К. [6], Филипова А. П., Абрамова Б. М., Тошими Т., Масана К., Уолес Д., Сейрег А., Опитц Г. и др. В этих и других работах показано, что существующие разнообразные методы борьбы с резонансными колебаниями в зубчатых редукторах (назначение критических и докритических скоростей вращения вала; повышение точности изготовления и монтажа редукторов; изменение конструкции зубчатых колес, корпусов и валов; применение специальных покрытий деталей редуктора; использование динамических гасителей и т.д.)

в большинстве случаев удорожают конструкцию, увеличивают ее массу и габариты, а в ряде случаев малоэффективны и ненадежны [3–5].

Значительный вклад в исследование зубчатых передач с переменным передаточным отношением внесли ученые Литвин Ф. Л. [7, 8], Скуридин М. А. [9], Пыж О. А. [10], Колчин Н. И. [11], Севрюк В. Н. [12], Утутов Н. Л. [13], Kowalczyk L. [14], Smith W.C. [15], Olsson, U. [16], Mundo D. [17], Laczik B. [18], Варсимашвили Р.Ш., Гюнтер Д., Райнгард Б., Кэнчичи М., Кисуко И. и др., которые заложили основы теории создания передач некрутлыми зубчатыми колесами, рассмотрели примеры их практического использования.

Вместе с тем, как показал анализ представленных выше работ, снижение виброактивности зубчатых передач на основе синтеза рациональных геометрических параметров зацепления с переменным передаточным отношением требует решения целого ряда вопросов: выбор функции передаточного отношения; определение основного и дополнительных условий синтеза передач некрутлыми зубчатыми колесами, разработка математической модели синтеза рациональных параметров зацепления и оценка их влияния на виброактивность передачи, др.

Теоретическая часть. Для разработки математической модели синтеза зубчатой передачи некрутлыми колесами используем функцию передаточного отношения с асимметричным законом изменения. Одной из разновидностей асимметричной функции передаточного отношения, обеспечивающей заданный закон преобразования движения, является функция вида [1]:

$$i(\varphi_1) = \frac{r \cdot [\xi + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \cdot \sin(j_1 \varphi_1)}{u \cdot r \cdot [\xi + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \cdot \sin(j_1 \varphi_1)}, \quad (1)$$

в которой три главные показатели асимметричной функции передаточного отношения ξ , j_1 и B характери-

© А. П. Карпов, П. Л. Носко, П. В. Филь, Г. А. Бойко, 2016

зують степе́нь асимметрии, частоту и величину изменения передаточного отношения соответственно.

В функции (1) i и u – передаточное отношение и передаточное число передачи некруглыми колесами; r – средний радиус центроиды ведущего колеса; φ_1 – угол поворота ведущего некруглого колеса; j_1 – коэффициент асимметричной функции передаточного отношения, равный количеству максимальных значений радиуса центроиды ведущего некруглого колеса.

На рис. 1 представлен график зависимости передаточного отношения i от угла поворота ведущего колеса φ_1 .

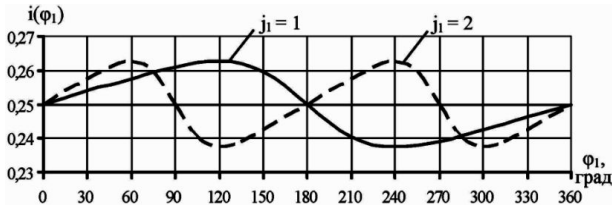


Рис. 1 – Графики асимметричной функции передаточного отношения

Математический анализ $i(\varphi_1)$ (см. рис. 1) показал, что: функция (1) асимметрична относительно своих полупериодов при $\xi > 1$ (рекомендуется значение ξ принимать равным 2); j_1 – целое число. Во избежание несбалансированности масс рекомендуется количество максимальных значений радиусов центроид принимать $j_1 \geq 2$.

Зависимость показателя B от передаточного числа зубчатой передачи u , межосевого расстояния a_w , коэффициента неравномерности движения механизма δ запишем в виде [19]:

$$B = \frac{a_w u \sqrt{3}}{\delta \cdot (u + 1)} \cdot \left(\sqrt{u^2 + 2u + \delta^2 + 1} - u - 1 \right). \quad (2)$$

Проведенные численные исследования показали, что для существующих типоразмерных рядов зубчатых редукторов значения B лежат в пределах $0 \leq B \leq 13,74$ мм.

Таким образом, использование зависимости (2) позволяет при заданных параметрах u и a_w выбирать рациональное значение B в зависимости от требуемого коэффициента δ из дополнительного условия синтеза $B \leq B_\delta$, где B_δ – показатель асимметричной функции для требуемого δ .

Центроиды зубчатых колес с асимметричной передаточной функцией. На основе найденных ξ , j_1 и B были определены геометро-кинематические параметры передачи, в том числе параметры центроид и поверхностей зубьев [1].

В качестве примера на рис. 2 изображены центроиды передачи, радиусы которых описаны уравнениями:

$$\begin{aligned} \text{для ведущего колеса} \quad r_1 &= r + \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}; \\ \text{для ведомого колеса} \quad r_2 &= u \cdot r - \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}. \end{aligned}$$

Влияние асимметричной функции передаточного отношения на силы и моменты в передаче. Принимая скорость вращения ведущего колеса ω_1 и моменты инерции приведенных масс колес $I_{пр.1}$ и $I_{пр.2}$

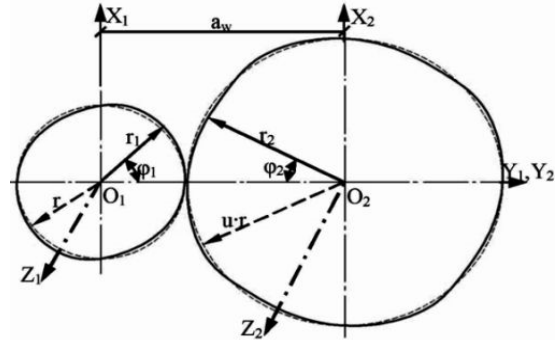


Рис. 2 – Центроиды передачи в неподвижных системах координат $X_1Y_1Z_1$ и $X_2Y_2Z_2$ при $j_1 = 2$:

r и $u \cdot r$ – средние радиусы центроид ведущего и ведомого колес постоянными величинами, уравнение движения машины с некруглыми колесами [6, 7] примет вид:

$$T_{дв} = [T_{п.с} + T_{доб}] \cdot i(\varphi_1),$$

где $T_{дв}$ – момент от движущих сил на валу ведущего некруглого колеса;

$T_{п.с}$ – момент от сил полезных сопротивлений на валу ведомого некруглого колеса;

$T_{доб}$ – добавочный момент, вызванный переменностью передаточного отношения и определяемый зависимостью

$$\begin{aligned} T_{доб} &= I_{пр.2} \varepsilon_1 \frac{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{u \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \\ &+ \frac{I_{пр.2} \omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[u \cdot r \cdot (2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2} + \\ &+ \frac{1}{2} \frac{dI_{пр.2}}{d\varphi_1} \left[\frac{\omega_1 \{ r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1) \}}{u \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} \right]^2, \end{aligned}$$

где ε_1 , ε_2 – угловые ускорения вращения ведущего и ведомого колес.

Анализ результатов, представленных графически на рис. 3, показал, что изменение добавочного момента $T_{доб}$ за один оборот ведущего колеса не превышает 5,8 % от величины внешнего нагрузочного момента. У круглого колеса добавочный момент отсутствует.

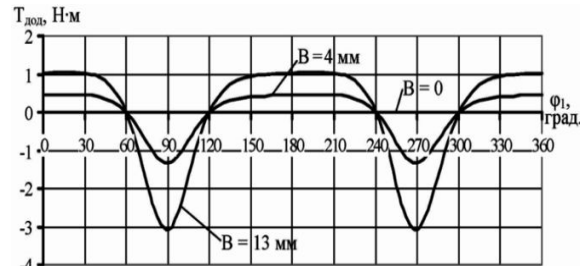


Рис. 3 – Зависимость добавочного момента $T_{доб}$ от угла поворота φ_1

Уравнения для определения нормальных усилий в зацеплении для ведущего и ведомого некруглых зубчатых колес имеет вид:

$$F_{N1(N2)} = \frac{T_{Z11(Z22)} [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{K_{1N(2N)}}}{p \{ r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1) \} \sqrt{A_1 \sin \lambda_{1(2)}}}, \quad (3)$$

где T_{Z11} и T_{Z22} – полные моменты действующие на ведущее и ведомое колеса соответственно [1, 12]; K_{1N} и K_{2N} – коэффициенты модуля вектора нормали для поверхностей зубьев [1, 12].

Математический анализ (3) показал, что в зубчатой передаче с асимметричной функцией передаточного отношения нормальные усилия в зацеплении при $T_{дв} = \text{const}$ и $T_{п.с} = \text{const}$ имеют переменные значения, при этом изменение F_N в зацеплении за один оборот ведущего колеса составляет не более 3,7 % от значения для круглых колес.

По результатам проведенного сравнительного анализа синтезированных передач с передачами круглыми колесами сделан вывод о возможности использования зацепления с асимметричной функцией передаточного отношения в редукторах общего назначения.

Влияние асимметричной передаточной функции на зубцовую виброактивность передачи. Как подтверждает опыт эксплуатации [3–6], основной причиной возникновения вибраций, возбуждаемых в зубчатой передаче, является импульсное возбуждение (от соударения зубьев при входе и выходе из зацепления). При этом наиболее виброактивной в зубчатых редукторах является первая ступень. При совпадении или кратности частот собственных и вынужденных колебаний наступает резонанс.

Аналитическая зависимость для нахождения частоты собственных колебаний f_c передачи некруглыми зубчатыми колесами имеет вид [3]:

$$f_c = 3,15 \cdot 10^5 \cdot \frac{(1+u) \cdot \sqrt{1+u^2}}{2a_w u} \quad (4)$$

Уравнение для определения зубцовой частоты вынужденных колебаний f_z передачи с асимметричной функцией передаточного отношения при импульсном возбуждении [1]:

$$f_z = \frac{\omega_1 a_w \{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}}{286,5 \cdot m \cdot (u+1) \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)]} \quad (5)$$

где ω_1 – скорость вращения ведущего колеса;
 m – модуль зацепления.

С учетом (4) и (5) резонансная (критическая) частота вращения ведущего некруглого зубчатого колеса выражается зависимостью:

$$\omega_{1кр} = 8,8 \cdot 10^4 \cdot \frac{m \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot (1+u)^2 \sqrt{1+u^2}}{a_w^2 u \cdot p \cdot \{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}} \quad (6)$$

График зависимости $\omega_{1кр}$ от φ_1 приведен на рис. 4.

Анализ уравнений (4)–(6) показал, что критическая скорость вращения вала $\omega_{1рез}$ с некруглым колесом переменная за один его оборот, величина ее изменения характеризуется показателем B (см. рис. 4). При этом установлено, что в передаче некруглыми зубчатыми колесами f_z является переменной величиной, не совпадает и не кратна f_c . Проведенные теоретические исследования резонансных колебаний зубчатых передач некруглыми колесами позволяют сделать вывод, что асимметричный закон изменения функции передаточного отношения препятствует возникновению резонанса.

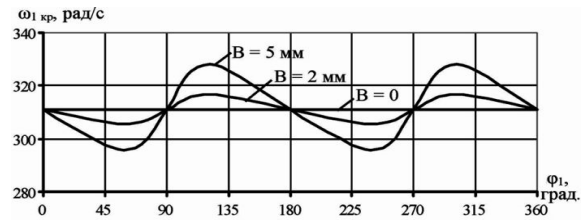


Рис. 4 – Зависимость добавочного момента $T_{доб}$ от угла поворота φ_1

Для уменьшения опасности резонанса скорость вращения ω_1 ведущего некруглого колеса следует назначать из условия [1]:

$$\left| 1 - \frac{\omega_1}{\omega_{1кр}^0} \right| > K \quad (7)$$

где K – коэффициент, определяющий границу зон возникновения резонанса,

$\omega_{1кр}^0$ – резонансная скорость вращения ведущего колеса передачи круглыми колесами, которая определяется зависимостью:

$$\omega_{1кр}^0 = 8,8 \cdot 10^4 \cdot \frac{m \cdot (1+u)^2 \sqrt{1+u^2}}{a_w^2 u \cdot p} \quad (8)$$

С учетом (6), (7), (8) после математических преобразований, уравнение для определения $B_{кр}$ примет вид:

$$B_{кр} = 0,82 \cdot K \cdot \frac{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)]}{\sin(j_1 \varphi_1)}$$

Следовательно, показатель B должен удовлетворять дополнительному условию синтеза: $B \geq B_{кр}$.

Таким образом, показатель B функции $i(\varphi_1)$, характеризующий величину изменения передаточного отношения, должен выбираться из условия $B_{кр} \leq B \leq B_{\delta}$.

Экспериментальная часть. Были проведены экспериментальные исследования по определению коэффициента K и сравнительные испытания зубчатых передач некруглыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения и передач круглыми колесами. Экспериментальные исследования выполнялись с целью практической апробации результатов и выводов, полученных при теоретическом изучении зубчатого зацепления. Эксперимент включал в себя: проверку передаточного отношения; сравнительную оценку резонансных колебаний передачи некруглыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения (при различных значениях коэффициента K) и передачи круглыми колесами. Для этого:

- спроектировано и изготовлено приспособление к зубофрезерному станку для нарезания зубьев на некруглом колесе;

- по результатам проведенных теоретических расчетов синтезированы и изготовлены экспериментальные некруглые зубчатые колеса с асимметричной функцией передаточного отношения для двухступенчатого редуктора;

- подготовлен измерительный комплекс, включающий стенд для проверки точности выполнения центроид и передаточных отношений и стенд для измерения вибраций редуктора при регулируемой скорости вращения ведущего вала от 0 до 356 рад/с;

- разработана методика экспериментальных исследований резонансных колебаний зубчатых передач;

– проведены стендовые испытания экспериментальных передач и передач круглыми колесами, представлены сравнительные характеристики.

Экспериментальные передачи изготовлены из стали 40X. Термообработка шестерен – улучшение до HB 269...302, зубчатых колес – улучшение до HB 235...262. Характеристики передач представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Характеристики экспериментальных передач

Наименование параметра	1-я ступень			2-я ступень		
	некруглые	круглые		некруглые	круглые	
Модуль нормальный m_n , мм	3,0	3,0		3,0	3,0	
Передаточное число u	2,0	2,0		2,0	2,0	
Число зубьев:						
– шестерни z_1	21	21		32	32	
– колеса z_2	42	42		64	64	
Межосевое расстояние a_w , мм	100	100		150	150	
Коэффициент K	0,06	0,08	0,15	0,06	0,08	0,15
			0			0

На рис. 5 изображен редуктор с экспериментальными некруглыми зубчатыми колесами.

При испытаниях на стенде, представленном на рис. 6, была проведена оценка передаточного отношения экспериментальных зубчатых передач и редуктора в целом.



Рис. 5 – Двухступенчатый редуктор с некруглыми колесами

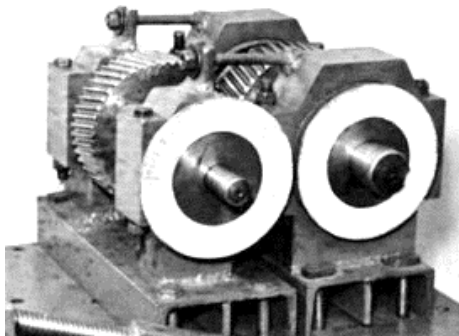


Рис. 6 – Стенд для измерения передаточного отношения

Анализ полученных результатов эксперимента показал, что изменение передаточного отношения строго соответствует относительному изменению радиусов центроид некруглых зубчатых колес. При этом максимальные расхождения между теоретическими и экспериментальными результатами величин передаточного отношения редуктора составляют 6 %.

С целью определения уровня вибраций в редукторе с некруглыми колесами был разработан стенд с за-

мкнутым силовым потоком; использована виброизмерительная аппаратура ВИБ-6ТН совместно с самопишущим прибором Н327-3 (рис. 7). На корпус опытного редуктора устанавливались вибродатчики: ДВ-1-СГ для определения вибраций в горизонтальной плоскости, ДВ-1-СВ – в вертикальной плоскости.

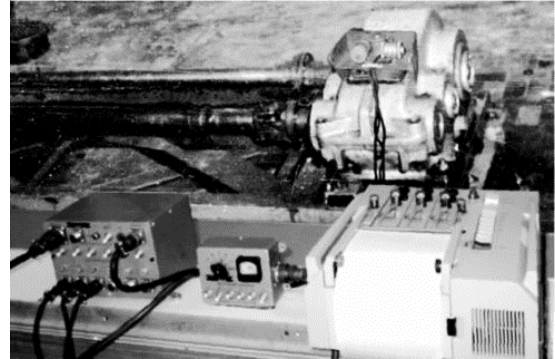


Рис. 7 – Стенд для измерения вибраций зубчатых передач

Испытания передач осуществлялись в режиме плавного изменения числа оборотов ведущего вала ω_1 от 0 до 356 рад/с, вибрации регистрировались при помощи самопишущего прибора Н327-3.

По результатам проведенного эксперимента установлено: при одинаковом характере колебаний амплитуда вибраций в вертикальной плоскости значительно больше амплитуды вибраций в горизонтальной плоскости; в редукторе с круглыми колесами при $\omega_1 = 298$ рад/с зафиксировано резкое увеличение амплитуды вибраций Y (рис. 8, а); в редукторе с некруглыми колесами при $K = 0,15$ во всем диапазоне числа оборотов ведущего некруглого колеса увеличения амплитуды вибраций не наблюдалось (рис. 8, з); при $K = 0,08$ максимальное значение амплитуды вибраций, в сравнении со значением амплитуды при $K = 0,15$, возросло в 1,5 раза в диапазоне скоростей ω_1 от 272 до 323 рад/с (рис. 8, в); при $K = 0,06$ максимальное значение амплитуды вибраций, в сравнении со значением амплитуды при $K = 0,15$, возросло в 3,5 раза в диапазоне скоростей ω_1 от 281 до 315 рад/с, при этом максимальные значения амплитуд приближались к значениям амплитуд для круглых колес (рис. 8, б).

Анализ графиков (рис. 8) показал, что граница зоны возникновения резонанса наблюдается при $K = 0,08$. Это позволило дать рекомендации по определению показателя B асимметричной функции передаточного отношения.

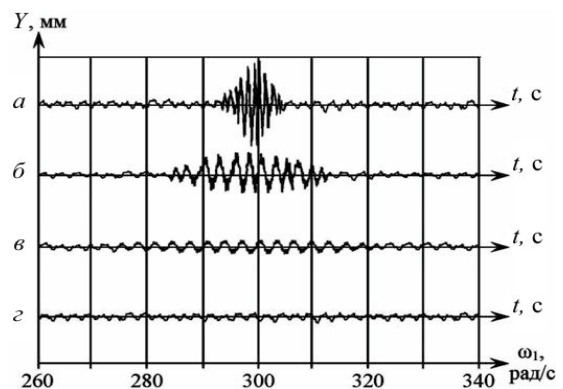


Рис. 8 – Осциллограммы вибраций в редукторе: а – с круглыми колесами; б – с некруглыми колесами при $K = 0,06$; в – с некруглыми колесами при $K = 0,08$; з – с некруглыми колесами при $K = 0,15$

Проведенные испытания двухступенчатого редуктора с некруглыми колесами и общим постоянным передаточным отношением для рекомендованного значения $K=0,08$ при B от 2 до 7 мм показали: во всем диапазоне числа оборотов ведущего вала увеличение амплитуды вибраций не наблюдалось, что подтверждает теоретические предпосылки.

Выводы:

1. Разработана математическая модель синтеза зубчатой передачи некруглыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения. На основе решения задачи синтеза определены рациональные геометрические параметры зубчатого зацепления (по предложенным дополнительным условиям синтеза), обеспечивающие безрезонансный режим работы передачи ($B \geq B_{кр}$) и требуемый коэффициент неравномерности движения δ ($B \leq B_{\delta}$).

2. Проведен теоретический анализ работоспособности синтезированных передач путем сравнения их с передачами, имеющими постоянное передаточное отношение.

3. Проведена расчетная оценка резонансных колебаний передачи некруглыми зубчатыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения от импульсного возбуждения. Установлены зависимости для определения границы зон возникновения резонансных колебаний.

4. Проведены экспериментальные исследования с целью проверки передаточного отношения и оценки резонансных колебаний зубчатых передач некруглыми колесами. В результате стендовых испытаний установлено, что в редукторе с некруглыми зубчатыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения во всем диапазоне ω_1 для рекомендованного значения K повышения уровня вибраций не наблюдалось.

5. Предложен один из путей совершенствования зубчатых передач синтезом рациональных геометрических параметров зацепления с асимметричной функцией передаточного отношения, обеспечивающих заданный закон преобразования движения и расширяющих функциональные возможности применения передач некруглыми зубчатыми колесами для борьбы с резонансными колебаниями.

Список литературы

1. Карпов О. П. Удосконалення круговинтових зубчастих передач синтезом зацеплення з асиметричною функцією передавального відношення. Канд. дис. – Луганськ, 2006.
2. Ценные приводы с некруглыми зубчатыми колесами: Монография. – Луганск: Ноулидж, 2011. – 199 с.
3. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А., Бубырь Ю. В. Редукторы. – М-К: Mashgiz, 1963. – 474 с.
4. Диментберг Ф. М., Колесников К. С. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Т. 3 // Под ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
5. Айрапетов Э. Л., Анархов В. И., Генкин М. Д. и др. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1976. – С. 3–18.
6. Петрусевич А. И., Генкин М. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямым зубчатыми колесами. Изд-во АН СССР, 1956.
7. Литвин Ф. Л. Некруглые зубчатые колеса. Проектирование, теория зацепления и производство. – М.-Л.: Mashgiz, 1956. – 307 с.
8. Litvin F. L.: Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New York (1994).
9. Скуридин М. А. Профилирование некруглых колес и изготовление их методом обкатки // НМ: Труды Станкин, вып. 1., 1935.
10. Пыж О. А. Эллиптические зубчатые колеса // Вестник машиностроения, 1946, № 2.
11. Колчин Н. И. Общие геометрические соотношения в зацеплении некруглых колес // Сб. ЛОНИТОМАШ, – Л.: Mashgiz, 1949.
12. Севрюк В. Н., Утутов Н. Л. Геометрическая теория некруглых зубчатых передач с зацеплением Новикова // Проблемы исследования,

проектирования и изготовления зубчатых передач. Хабаровск, 1977. – С. 64–67.

13. Декларационный патент на корисну модель № 18111 МПК В65G 23/00. Зубчатый редуктор / Утутов М. Л., Носко П. Л., Карпов О. П., Лустин П. Е. – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. Заявл. 26.05.2006. Опубл. 16.10.2006. Бюл. № 10.
14. Kowalczyk L., Urbanek S.: The geometry and kinematics of a toothed gear of variable motion, Fibres & Textiles in Eastern Europe, July/September 2003, vol. 11, no 3(42).
15. Smith W. C.: The Math of Noncircular Gearing, Gear Technology, July/August, 2000.
16. Olsson, U.: Noncircular Cylindrical Gears, Acta Polytechnica Nr 135, Mech. Eng. Series Vol. 2, Nr. 10, Stockholm, 1953.
17. Mundo D.: Geometric design of planetary gear train with non-Circular gears, Mech. and Mach. Theory, 41, Elsevier Ltd 2006, pp. 456–472.
18. Laczik, B.: Re-Discovery of the Non-Circular Gears, Proc. of Manufacturing-2006 Conference, ISBN-10:963-311-363-6, Budapest, 2006.
19. Карпов А. П. Определение коэффициента неравномерности движения механизма из некруглых кососимметричных зубчатых колес // Вестник нац. техн. ун-та "ХПИ". Вып. 40, Харьков, 2005. – С. 146–150.

References (transliterated)

1. Karpov O. P. Udoskonyuvannya kruhozhvyntovykh zubchastykh peredach syntezom zacheplennya z asymetrychnoyu funktsiyeju peredavального vidnoshennya: dys. kand-ta tekhn. nauk 12.28.06 [Improvement of Circular-Screw Gearing by Synthesis of Tothing with Asymmetric Function of Transmission Ratio]. Lugansk, 2006. 253 p.
2. Tsepnye privody s nekruglymi zubchатыми kolesami: Monografiya [Chain Drives with Noncircular Gears: Monograph]. Lugansk, Noulidzh Publ., 2011. 199 p.
3. Davydov B. L., Skorodumov B. A., Bubyir Yu. V. Reduktory [Gearboxes]. Moscow-Kiev, Mashgiz Publ., 1963. 474 p.
4. Dimentberg F. M., Kolesnikov K. S. Vibratsii v tekhnike. Spravochnik v 6 tomakh. T. 3 [Vibrations in the Technics. Guide in 6 volumes. Vol. 3]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 544 p.
5. Ayrapetov E. L., Aparhov V. I., Genkin M. D., Zhirnov A. A., Kosarev O. I. Vozbuzhdenie kolebaniy v zubchatelykh peredachakh [Excitation of Vibrations in Gears]. Dinamicheskie protsessy v mekhanizmakh s zubchatelymi peredachami [Dynamic Processes in the Mechanisms with Gears]. Moscow, Nauka Publ., 1976. pp. 3–18.
6. Petrusевич A. I., Genkin M. D., Grinkevich V. K. Dinamicheskie nagruzki v zubchatelykh peredachakh s pryamozubnymi kolesami [Dynamic Loads in Gears with Spur Wheels]. AN SSSR Publ., 1956.
7. Litvin F. L. Nekruglye zubchatye kolea. Proektirovanie, teoriya zatsepleniya i proizvodstvo [Noncircular Gears. Design, Gearing Theory and Production]. Moscow-Leningrad, Mashgiz Publ., 1956. 307 p.
8. Litvin F. L.: Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New York (1994).
9. Skuridin M. A. Profilirovanie nekruglykh koles i izgotovlenie ikh metodom obkatki [Profiling Noncircular Gears and Their Manufacturing by Running]. Trudy Stankin, issue 1, 1937.
10. Pyizh O. A. Ellipticheskie zubchatye kolea [Elliptical Gears]. Vestnik mashinostroeniya [Engineering Bulletin]. 1946, no 2.
11. Kolchin N. I. Obshchie geometricheskie sootnosheniya v zatseplenii nekruglykh koles [General Geometrical Ratio in Engagement Noncircular Gears]. Digest LONITOMASH, Leningrad, Mashgiz Publ., 1949.
12. Sevryuk V. N., Ututov N. L. Geometricheskaya teoriya nekruglykh zubchatelykh peredach s zatsepleniem Novikova [Geometric Theory of Noncircular Gears with Novikov Gearing]. Problemy issledovaniya, proektirovaniya i izgotovleniya zubchatelykh peredach [Problems of Research, Design and Manufacturing of Gears]. Khabarovsk, 1977, pp. 64–67.
13. Ututov M. L., Nosko P. L., Karpov O. P., Lustin P. E. Zubchastyy reduktor [Gear Reducer]. Patent UK, no. 18111 MPK B65G 23/00, 2006.
14. Kowalczyk L., Urbanek S. The Geometry and Kinematics of a Toothed Gear of Variable Motion. Fibres & Textiles in Eastern Europe, July/September 2003, vol. 11, no. 3(42).
15. Smith W. C. The Math of Noncircular Gearing. Gear Technology, July/August, 2000.
16. Olsson, U. Noncircular Cylindrical Gears. Acta Polytechnica Publ. Nr. 135, Mech. Eng. Series Vol. 2, Nr. 10, Stockholm, 1953.
17. Mundo D. Geometric Design of Planetary Gear Train with Non-Circular Gears. Mech. and Mach. Theory, 41, Elsevier Ltd Publ., 2006, pp. 456–472.
18. Laczik B. Re-Discovery of the Non-Circular Gears. Proc. of Manufacturing-2006 Conference, ISBN-10:963-311-363-6, Budapest, 2006.
19. Karpov A. P. Opredelenie koeffitsienta neravnomenosti dvizheniya mekhanizma iz nekruglykh kososimmetrichnykh zubchatelykh koles [Determination of Coefficient the Unevenness of Motion of Mechanism with Obliquely-symmetric Noncircular Gears]. Visnyk NTU "KhPI" [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2005, no. 40, pp. 146–150.

Поступила (received) 19.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Зниження віброактивності зубчастих передач застосуванням асиметричної функції передаточного відношення / О. П. Карпов, П. Л. Носко, П. В. Філь, Г. О. Бойко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 72–77. – Библиогр.: 19 назв. – ISSN 2079-0791.

Снижение виброактивности зубчатых передач применением асимметричной функции передаточного отношения / А. П. Карпов, П. Л. Носко, П. В. Филь, Г. А. Бойко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 72–77. – Библиогр.: 19 назв. – ISSN 2079-0791.

Reduction of gear transmission vibroactivity using an asymmetrical function of the gear ratio / A. P. Karpov, P. L. Nosko, P. V. Fil, G. A. Boyko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 72–77. – Bibliogr.: 19. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Карпов Олексій Петрович – кандидат технічних наук, доцент, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин; тел.: (050) 636-37-73; e-mail: karpov_a@mail.ru.

Карпов Алексей Петрович – кандидат технических наук, доцент, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, доцент кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин; тел.: (050) 636-37-73; e-mail: karpov_a@mail.ru.

Karpov Aleksey Petrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dal, Associate Professor at the Department of Railroad, Automobile Transport and Lift-and-Transport Machines; tel.: (050) 636-37-73; e-mail: karpov_a@mail.ru.

Носко Павло Леонідович – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, професор кафедри машинознавства; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Носко Павел Леонидович – доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, профессор кафедры машиноведения; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Nosko Pavel Leonidovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Aviation University, Professor at the Department of Engineering Science; tel.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Філь Павло Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, Національний авіаційний університет, доцент кафедри машинознавства; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Филь Павел Владимирович – кандидат технических наук, доцент, Национальный авиационный университет, доцент кафедры машиноведения; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Fil Pavel Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Aviation University, Associate Professor at the Department of Engineering Science; tel.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Бойко Григорій Олексійович – кандидат технічних наук, доцент, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин; тел.: (050) 328-80-78; e-mail: ednil-uni@ukr.net.

Бойко Григорий Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, профессор кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин; тел.: (050) 328-80-78; e-mail: ednil-uni@ukr.net.

Boyko Grigoriy Alekseevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dal, Professor at the Department of Railroad, Automobile Transport and Lift-and-Transport Machines; tel.: (050) 328-80-78; e-mail: ednil-uni@ukr.net.

UDC (УДК) 621.833

V. KOPILÁKOVÁ, M. BOŠANSKÝ, L. PETRÁK

COMPARISON HRC AND C-C GEARING FOR DAMAGE TO PITTING

Розглянуті зубчасті зацеплення евольвентного типу (HRC) та неевольвентного – опукло-увігнутого (C-C), з позиції пітінгу. Описана фундаментальна різниця між HRC та C-C зубчастим зацепленням та вплив залежності коефіцієнту ковзання к пошкодженню зубчастої передачі. Наведено результати експерименту для обох типів зубчастих зацеплень на стенді Ньюмана для визначення пітінгу.

Ключові слова: пітінг, вершина зуба, втомне вищерблення, опукло-увігнуте зацеплення, евольвентне зацеплення

Рассмотрены зубчатые зацепления эвольвентного типа (HRC) и неэвольвентного – выпукло-вогнутого (C-C), с позиции питтинга. Описано фундаментальное различие между HRC и C-C зубчатым зацеплением и влияние зависимости коэффициента скольжения к повреждению зубчатой передачи. Приведены результаты эксперимента, для обоих типов зубчатого зацепления на стенде Ньюмана для определения питтинга.

Ключевые слова: питтинг, вершина зуба, усталостное выкрашивание, выпукло-вогнутое зацепление, эвольвентное зацепление

© B. Kopiláková, M. Bošanský, L. Petrák, 2016