

Федин Д. А.

Виноградов Б. В.

Государственное
высшее учебное
заведение «Украинский
государственный
химико-
технологический
университет»

Fedin D. A.

Vinogradov B. V.

SHEI Ukrainian State
University of Chemical
Technology

УДК 621.833

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ

В статье на основе разработанной математической модели исследованы особенности внутренней динамики типовой открытой зубчатой передачи барабанной мельницы. Описан механизм возникновения и определена величина динамической составляющей на зубчатую передачу вследствие существования ошибки основного шага зацепления.

Ключевые слова: барабанная мельница, зубчатая передача, динамические нагрузки, ошибка основного шага.

Введение. Привод барабанной мельницы чаще всего оснащен открытой зубчатой передачей, состоящей из одной или нескольких приводных шестерен и зубчатого венца, установленного на барабане. Такая конструкция позволяет передавать значительные мощности, однако подвержена значительным статическим и динамическим нагрузкам. В процессе пересопряжения зубьев в зубчатом зацеплении возбуждаются вынужденные колебания. Кроме того вследствие погрешностей шага зацепления возможно нарушение плавности зацепления, сопровождаемое ударами, что приводит к значительному превышению действительных нагрузок на зубья над проектными и их преждевременному выходу из строя.

Анализ исследований и публикаций. При вращении абсолютно точных зубчатых колес обеспечивается плавность зацепления. Известно, что на практике плавность работы зубчатых передач нарушается вследствие упругих деформаций зубьев и самих колес под нагрузкой, а также неизбежного существования ошибок геометрии зубчатых колес, объединенных одним понятием кинематической погрешности зубчатого колеса [1]. Вследствие указанных факторов нарушается равномерность вращения зубчатого колеса, возникают колебания и, в определенных условиях, нарушение механической связи в зацеплении,

сопровождаемой ударами [2]. Особенно это проблема актуальна для крупногабаритных зубчатых передач больших машин, например – барабанных мельниц, где достижение высокой точности проблематично, а конструкция зубчатых колес сложная.

Целью работы является определить особенности динамики колебаний в открытой зубчатой передаче барабанной мельницы и разработать рекомендации к расчету действительных внутренних динамических нагрузок.

Изложение основного материала. Открытая зубчатая передача барабанной мельницы выполнена в виде приводной шестерни 1 (рис. 1, а), посаженной на вал с ротором двигателя 2, и зубчатого венца 3, посаженного на барабан мельницы. Крутящий момент двигателя $M_{дв}$ передается через вал шестерни 1 и через зубчатое зацепление зубчатому венцу 3. На барабан мельницы действует момент сопротивления M_c . Момент инерции венца с барабаном I_b намного больше момента инерции шестерни $I_{ш}$ и ротора двигателя I_p , что позволяет при рассмотрении внутренней динамики перейти к одностепенной динамической модели зубчатого зацепления (рис. 1, б), в которой шестерня с моментом инерции $I_{ш}$ находится на упругой связи с жесткостью, эквивалентной жесткости зубчатой передачи $c_{кр}$.

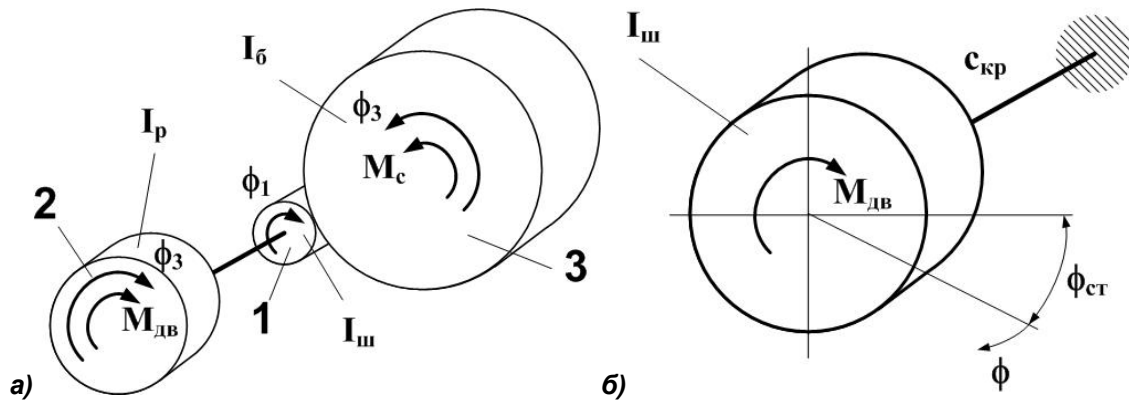
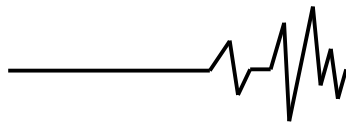


Рис. 1. Модель привода барабанной мельницы: а – общая модель; б – одномассовая модель

Движение массы с моментом инерции $I_{ш}$ будет описывать вращательное движение шестерни под действием момента двигателя $M_{дв}$ относительно венца. Движение шестерни будет иметь колебательный характер вследствие действия восстанавливающего момента $c_{кр} \cdot \phi$. Если за начало отсчета принять положение статической деформации зубчатой передачи $\phi_{ст}$, то уравнение движения может быть записано в виде хорошо изученного уравнения собственных колебаний [2]

$$\ddot{\phi} + 2b\dot{\phi} + k^2\phi = 0, \quad (1)$$

где ϕ – угловое перемещение шестерни относительно положения статического равновесия; b – параметр, учитывающий затухание; k – частота собственных колебаний системы, определяемая по выражению

$$k = \sqrt{\frac{c_{кр}}{I_{ш}}}, \quad (2)$$

содержащему в себе основные динамические параметры зубчатой передачи – крутильную жесткость зубчатой передачи $c_{кр}$ и момент инерции шестерни $I_{ш}$.

Первый и второй интеграл уравнения (1) соответственно

$$\phi = e^{-bt} (C_1 \sin(kt) + C_2 \cos(kt)), \quad (3)$$

$$\dot{\phi} = e^{-bt} (C_1 k \cos(kt) - C_2 k \sin(kt)) - be^{-bt} (C_2 \cos(kt) + C_1 \sin(kt)) \quad (4)$$

где C_1 , C_2 – константы интегрирования, определяемые из начальных условий.

Как уже было сказано выше, особенностью открытых зубчатых передач барабанных мельниц является присутствие значительной ошибки основного шага зубчатого зацепления. Частично она компенсируется податливостью системы. Однако при определенных условиях

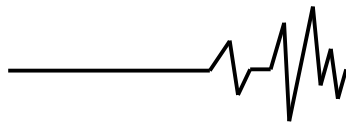
накопленная ошибка шага может стать настолько большой, что следующая пара зубьев входит в зацепление с некоторым опозданием и относительной скоростью, что приводит к возникновению срединного удара зубьев, являющемуся источником вибраций и дополнительных динамических нагрузок на зубчатую передачу [1]. При достаточно большой величине ошибки шага время запаздывания следующей пары зубьев может стать настолько большим, что к моменту входа в зацепление предыдущая пара зубьев уже вышла из зацепления. В таком случае удар предшествует стадия относительного независимого движения зубчатых колес, которую можно описать системой уравнений вращательного движения шестерни и венца под действием момента двигателя $M_{дв}$ и момента сопротивления M_c соответственно. Решение данной системы уравнений позволяет получить выражение для длительности стадии и относительной скорости в момент соударения зубьев

$$t_y = \sqrt{\frac{2\delta}{r_1 \left(\frac{M_{дв}}{I_p} + \frac{M_c}{I_6} \right)}}, \quad (5)$$

$$\dot{\phi}_y = \sqrt{2\delta \left(\frac{M_{дв}}{I_p} + \frac{M_c}{I_6} \right)}, \quad (6)$$

где δ – накопленная ошибка основного шага, r_1 – радиус шестерни.

Таким образом, движение системы, представленной на рис 1, б можно описать уравнениями (3) и (4) в пределах, когда механическая связь не разорвана, а зависимость деформации зубчатой передачи во времени можно получить последовательным решением уравнений (3) и (4), согласовывая



граничные условия [2]. При этом длительность каждой стадии зацепления и начальные условия будут определяться величиной δ в конце предыдущей стадии зацепления с использованием выражений (5) и (6).

В настоящей работе исследована внутренняя динамика типовой открытой зубчатой передачи барабанной мельницы МШРГУ 4500х6000, параметры которой приведены в табл. 1.

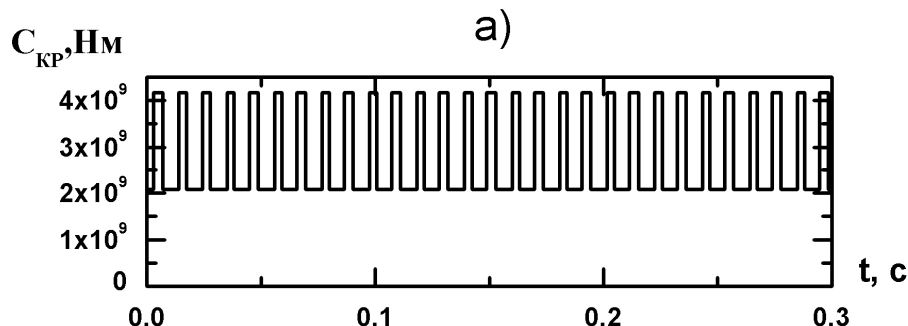
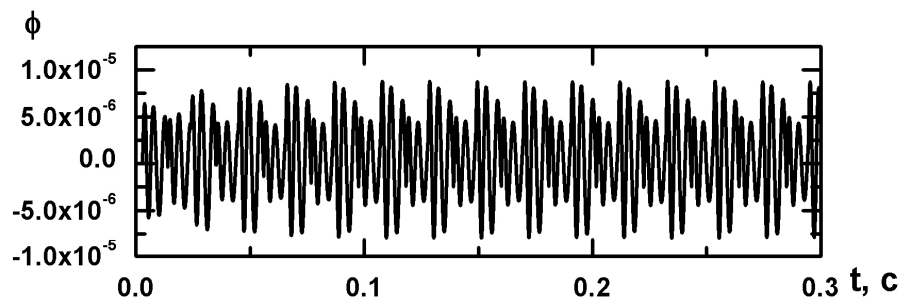
Таблица 1

Основные параметры зубчатой передачи барабанной мельницы МШРГУ 4500х6000

Параметр	Обозначение		
		Шестерня	Колесо
Число зубьев	z	46	252
Ширина зуба	b , мм	1000	1000
Начальный диаметр	d , мм	1150	6300
Угол зацепления	α , °	20	
Модуль зацепления	m , мм	25	
Межосевое расстояние	a_w , мм	3725	
Частота вращения шестерни	n_1 , об/мин	75	
Крутящий момент на шестерне	T_1 , кН·м	509,3	
Передаточное число	u	5,5	
Ошибка шага зацепления (при степени точности 7)	Δ_0 , мкм	54	

На рис. 2 и 3 приведены результаты расчета динамики зубчатого зацепления барабанной мельницы МШРГУ 4500х6000. На рис. 2 приведен фрагмент динамики зубчатого зацепления в течение времени 0,3 сек при расчетной ошибке шага зацепления 10 мкм. Из рис. 2 видно, что при относительно малых значениях расчетной ошибки шага зацепления несмотря на компенсацию ошибки упругой

податливостью системы время от времени колебания относительно положения статической деформации приводят к возникновению окружного зазора, что сопровождается неполным срединным ударом зубьев. Удар носит ослабленный характер, так как в момент удара передача уже частично нагружена.



б)

Рис. 2. Динамика зубчатого зацепления при $\Delta=10$ мкм: а – деформация передачи; б – жесткость передачи

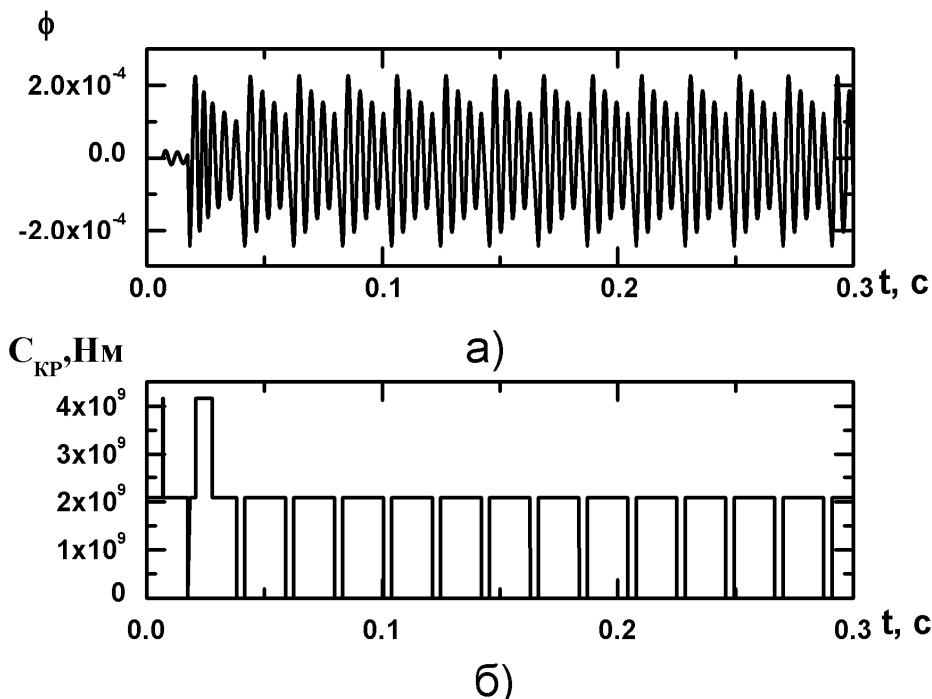
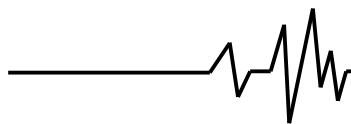


Рис. 3. Динамика зубчатого зацеплення при $\Delta=54$ мкм: а – деформация передачи; б – жесткость передачи

Если принять за коэффициент внутренней динамики зубчатой передачи величину отношения полного момента к его номинальному значению

$$k_d = 1 + \frac{\phi C_{KP}}{M_H},$$

то значение коэффициента динамики относительно невелико и составляет значение не более 1,04 (при отсутствии ошибки шага – 1,004).

На рис. 3 приведен фрагмент динамики зубчатого зацепления в течение времени 0,3 сек при расчетной ошибке шага зацепления 10 мкм.

Из рис. 3 видно, что, начиная с некоторого значения расчетной ошибки шага зацепления, вследствие нарушения плавности зацепления в системе возбуждаются значительные по амплитуде колебания. Колебания приводят к образованию настолько большого окружного зазора, что последующая пара зубьев входит в зацепление уже после того, как предыдущая пара зубьев вышла из зацепления. В таких условиях реализуется полный срединный удар, приводящий к повышению динамической нагрузки (значение коэффициента динамики относительно достигает 1,92).

В стандартах, устанавливающих расчетные зависимости для определения прочности зубчатых передач [3], внутренняя

динамическая нагрузка учитывается коэффициентом K_{Fv} , рассчитываемым по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{\omega}}{F_{tF} K_A}, \quad (7)$$

где ω_{Fv} – удельная окружная динамическая сила; b_{ω} – рабочая ширина венца; F_{tF} – окружная сила на делительном цилиндре; K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку. Для рассматриваемой передачи

$$F_{tF} = 2000T/d_1 = 2000 \cdot 509300/1150 = 885,74 \text{ кН};$$

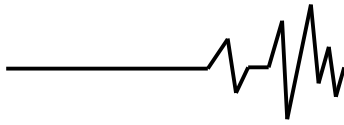
$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,11 \cdot 6,4 \cdot 4,3 \cdot 0,82 = 2,48 \text{ Н/мм}.$$

Тогда, если принять $K_A = 1$, а $b_{\omega} = b = 1000$ мм (см. табл. 1), то

$$K_{Fv} = 1 + \frac{2,48 \cdot 1000}{885740 \cdot 1} = 1,003.$$

Расчеты показывают, что нормативный расчет не учитывает внутренние динамические нагрузки, вызванные ошибкой шага зацепления.

Разработанная авторами методика расчета внутренних динамических нагрузок основывается на рассмотрении динамики колебательного движения зубчатой передачи с



учетом ошибки шага зацепления и позволяет рассчитать нагрузки, более приближенные к действительности.

Выводы

1. Установлено, что даже при малых величинах ошибки шага зацепления, меньших величины статической деформации зубчатой передачи, возможно возникновение окружного зазора, приводящего к дополнительным динамическим нагрузкам на зубчатую передачу. Для рассматриваемого случая при расчетной ошибке шага зацепления 10 мкм величина максимального момента в зацеплении на 4% выше номинального значения.

2. При превышении расчетной ошибки шага некоторого значения, определяемого динамическими параметрами зубчатой передачи, нарушение плавности зацепления приводит к резкому возрастанию динамических нагрузок связанных с образованием окружного зазора и ударными явлениями. Для рассматриваемого случая при расчетной ошибке шага зацепления 54 мкм величина максимального момента в зацеплении на 92% выше номинального значения.

Список использованных источников

1. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. // М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Виноградов Б.В. Виброактивность узла привода шестерни барабанной мельницы [Текст] / Виноградов Б.В., Федин Д.А. // Вибрации в технике и технологиях. – Полтава, 2010. – Вип. 3 (83). – С. 225–228.
3. ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентного зацепления. Расчет на прочность [текст]. – Введ. 1989 – 01 – 01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 1988. – 130 с.

Список источников в транслитерации

1. Birger I.A. Raschet na prochnost' detaley mashin [Tekst] / Birger I.A., Shor B.F., Iosilevich G. // M.: Mashinostroyeniye, 1979. – 702 s.
2. Vinogradov B.V. Vibroaktivnosti uzla privoda shesterni barabannoy melnitsy [Tekst] / Vinogradov B.V., Fedin D.A. // Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh. – Poltava, 2010. – Vyp. 3 (83). – S. 225–228.
3. GOST 21354-87 Peredachi zubchatyye tsilindricheskiye evolventnogo zatsepleniya. Raschet na prochnost' [tekst]. – Vved. 1989 – 01 – 01. – M.: Gosstandart: Izd-vo standartov, 1988. – 130 s.

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ВІДКРИТИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ БАРАБАННИХ МЛИНІВ

Анотація. В статті на основі розробленої математичної моделі досліджено особливості внутрішньої динаміки типової відкритої зубчастої передачі барабанного млина. Визначено механізм виникнення та величину динамічної складової навантаження на зубчасту передачу внаслідок існування помилки основного кроку.

Ключові слова: барабанний млин, зубчаста передача, динамічні навантаження, помилка основного кроку.

FEATURES OF DYNAMICS OF TUMBLING MILL OPEN GEARINGS

Annotation. On the basis of developed mathematical model the features of dynamics of typical tumbling mill open gearings are investigated. The mechanism of origin of dynamic loading component due to backlash is determined. The value of dynamic loading component is also determined.

Key words: tumbling mill, gearing, dynamic load, backlash.