

Мельникова

**ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА
РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ,
ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ
МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ**

Матеріали конференції

ISBN 978-966-7585-17-4

ЗАХІДНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ І МОН УКРАЇНИ
ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМ. Г. В. КАРПЕНКА НАН УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
УКРАЇНСЬКЕ ТОВАРИСТВО З МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ
НАУКОВЕ ТОВАРИСТВО ІМЕНІ ШЕВЧЕНКА
РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «ФІЗИКО-ХІМІЧНА МЕХАНІКА МАТЕРІАЛІВ»
РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «МАШИНОЗНАВСТВО»

ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИНОВУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

5-а Міжнародна науково-технічна конференція

Матеріали конференції

27 — 28 жовтня 2016 р.
м. Львів

симетричним [1]. У прямозубому зубчастому зачепленні з сателітами такий цикл дорівнює $2\pi/n$, у шліцьовому з'єднанні – $2\pi/k$ (для редукторів типу *Raba 118/76* кількість сателітів $n=3$, кількість внутрішніх зубців епіциклу $k=64$). Навантаження від сателітів та шліців змішені до різних країв епіциклу й зумовлюють нерівномірний розподіл напружень в осьовому напрямку. Відомі розрахункові моделі для компонентів деформацій і внутрішніх силових факторів обода епіциклу «плаваючої» конструкції не враховують означену асиметрію навантаження.

Запропоновано алгоритм формування розрахункових моделей обода епіциклу, як тонкого кільця, заснований на заміні системи діючих навантажень компонентами симетричними і кососиметричними відносно середини кільця. Для розрахунку внутрішніх зусиль і напружень застосовано метод фрагментації зовнішніх навантажень, кожне з яких замінюється трьома еквівалентними зусиллями F_{in} , F_n , M_i ($i=n$ та $i=k$), прикладеними до серединної поверхні обода. Навантаження епіциклу мають бути статично зрівноваженими. Розрахунок проведено для передачі з кутом зачеплення $\alpha_w=25,3^\circ$, навантаженої обертовим моментом $T_0=4,0$ кН·м. Визначено внутрішні зусилля у серединній поверхні обода на ділянках з зубцями $F_{in}=13090$ Н, $F_n=6183$ Н, $M_i=-112$ Н·м та зі шліцями $P_{in}=-608$ Н, $P_n=287$ Н, $M_s=5,25$ Н·м. Результати розрахунків нормальних напружень, МПа, наведено у таблиці.

Таблиця

Розрахунок нормальних напружень

Напруження	У зоні навантаженого зубця на поверхні		Посередині між зубцями на поверхні	
	внутрішній	зовнішній	внутрішній	зовнішній
Від радіальних сил	-102,9	106,9	87,4	-79,2
Від колових сил	-7,5	-7,5	0	0
Від моментів	-42,8	42,8	0	0
Сумарні	-153,2	142,2	87,4	-79,2

Встаповлено, що нормальні напруження перевершують дотичні у 15...20 разів. Найбільші напруження спричиняють радіальні сили в зачепленні. Коефіцієнти асиметрії циклу для зовнішньої та внутрішньої поверхонь епіциклу $R_e=-1,75$, $R_i=-0,557$, отже стінка обода має розраховуватися на опір багаточиклової втомі [2].

1. Гутиря, С.С. *Модельовання віброактивності і діагностика ушкодження колісних редукторів троллейбусів* / С.С. Гутиря, Д.М. Борденюк, А.М. Чанчін // *Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць.* – Дніпро: Наука і освіта, 2010. – Вип. 14. – С. 134–140. 2. Ariza, J. M. *Tensiones en*

ejes huecos con una grieta superficial bajo flexion rotativa / J.M. Ariza. S.S. Gutyrya, Yu.M. Jomyak // Revista de Ingenieria DYNA, Bilbao, Spain, Enero-Febrero 2014, Vol. 91, №1. - P. 10- 14.

УДК 621.1

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРУЖНИХ СИСТЕМАХ СТРІЧКОВОПИЛКОВОГО ВЕРСТАТА

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES IN ELASTIC SYSTEMS OF BANDSAW MACHINE

**Лідія Дзюба¹, Ольга Меньшикова¹, Ольга Хитряк²,
Христина Ліщинська²**

¹*Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна;*

²*Національна академія сухопутних військ
імені гетьмана Петра Сагайдачного,
вул. Героїв Майдану, 32, м. Львів, 79012, Україна.*

Dynamic processes in mechanisms of cutting and feeding of bandsaw machine investigated using dynamic models with three masses. Transverse vibrations of band saw blades is investigated on the basis of differential equations of the stretched movable rod.

Визначальний вплив на довговічність вузької стрічкової пилки та точність розпилювання деревини мають динамічні властивості верстата, які залежать від параметрів пружних систем як механізму різання, так і механізму подавання. Потрібні властивості верстата забезпечують, враховуючи під час проектування динамічні процеси, які виникають при вмиканні, в усталеному русі без пиляння та в процесі пиляння деревини.

Під час вмикання механізму різання коливання обумовлені характеристиками електродвигуна. Оскільки в механізмі різання горизонтального стрічковопилкового верстата обертальні маси розміщені на трьох валах, а стрічкова пилка є водночас тяговою ланкою і пиляльним інструментом, то в розрахунковій моделі її доцільно виділити як окрему пружну ланку. Така розрахункова схема механізму різання дозволяє встановити додаткове динамічне навантаження на інструмент під час

пуску верстата з урахуванням взаємодії складників пружної системи: електродвигуна, механізмів передавання та пиляльного інструмента.

В усталеному русі механізму різання крутильні коливання обертових мас пружної системи негативно впливають на довговічність стрічкової пилки, збурюючи її поперечні коливання. Крутильні коливання обертових мас механізму подавання призводять до передчасного спрацювання підшипникових опор. Такі коливання досліджені теж за допомогою тримасових розрахункових схем і систем відповідних диференціальних рівнянь [1].

Поперечні коливання стрічкової пилки виникають унаслідок дії нестатого обертового моменту від електродвигуна на тяговому шківовому шківі; дисбалансу пилкових шківів, незначного ексцентриситету напрямних роликів. Такі коливання не тільки позначатимуться на стійкості та втомній міцності пилки, а також можуть призводити до хвилястості пропилу та зниження точності розпилювання. Оскільки вузька стрічкова пилка рухається зі значною швидкістю (до 50 м/с), то для моделювання вимушених поперечних коливань полотна пилки скористались диференціальним рівнянням у змінних Ейлера з частинними похідними, вважаючи полотно пилки рухомим стержнем, розтягнутим змінною силою [2].

За результатами моделювання динамічних процесів у пружних системах стрічковопилкового верстата обчислені динамічні моменти на валах обертових мас під час вмикання та усталеного руху, визначені частоти власних коливань пружних ланок механізму різання та механізму подавання, розраховані амплітуди коливань розтягнутого рухомого полотна пилки.

1. Дзюба Л.Ф. Крутильні коливання привода механізму подавання стрічковопилкового верстата/ Л.Ф.Дзюба, О.В. Меньшикова, Х.І. Ліщинська, І.Т.Ребезнюк/ Науковий вісник НЛТУ України. Вип. 25.6, 2015, - С.201-206. 2. L. Dzyuba Resonant vibrations of the moving band saw blade with variable tension./ L. Dzyuba, O./Khytriak, O.Menshykova, I.Rebeznyuk /Technical Sciences. Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland).2015, 18(1), 35-45.

УДК 621.01

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ЦЕМЕНТНОЇ ПЕЧІ ІЗ ЗАМІНИ ЧАСТИНИ ОБИЧАЙКИ

RESEARCH TECHNOLOGY REPAIR CEMENT KILN WITH
SUBSTITUTION OF SHELL

Людмила Дзюбик, Ярослав Зінько, Андрій Дзюбик

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

The analysis features repairs for cement kilns the replacement of extended areas of housing shells. Showing the need to use temporary support elements and take into account their elastic deformation. Done necessary calculations for the eight reference unit. Tall determined position of all temporary and permanent supports.

Сучасні обертові цементні печі характеризуються значною металомісткістю та габаритністю порівняно з рештою об'єктів цементної промисловості. Конструктивно їх виготовляють з протяжного циліндричного корпусу, що спеціально футерований із середини та встановлений на опорні елементи [1]. У процесі експлуатації відбувається нерівномірне навантаження та нагрівання корпусу з повільним його обертанням навколо осі. При цьому виникають локальні деформації (вм'ятини та опуклості), пропали, тріщини, руйнування зварних або заклепкових швів та інші дефекти. Усе це, при капітальному ремонті, зумовлює відновлення частин або заміну окремих ділянок корпусу. Значна маса таких конструкцій і висока вартість простоювання потребує швидкого та якісного виконання робіт на усіх стадіях проекту з чіткою його організацією. Зокрема, заміна частини обичайки корпусу, передбачає великий обсяг підготовчих операцій. Одним з важливих елементів є забезпечення необхідної лінії геометричної осі обичайки корпусу.

Відомо [2], що розрізання корпусу призводить до відхилення торцевих перерізів від паралельності на деякий кут. У результаті, стикування нової ділянки буде утруднене, а геометрична вісь відхилиться від прямолінійності. Тому застосовують деяке зміщення опори вниз для забезпечення нульового значення опорного моменту. Питання заміни підбандажних обичайок, достатньо добре висвітлене в спеціальній літературі [2, 3]. Зокрема, виконано врахування пружних деформацій елементів опорних вузлів та розроблено спеціальний математичний апарат [4]. Однак заміна більш протяжної ділянки між двома або трьома опорами досліджена недостатньо.

У доповіді для розрахунку запропоновано використовувати відому [5] математичну модель обертового агрегата неперервної дії у вигляді балки змінної жорсткості на пружних опорах з попереднім їх зміщенням. При цьому більш повно враховуються технологічні особливості виконання аналогічних ремонтних робіт на виробництві. Зокрема, це –