



Вісник СевНТУ

133

Севастополь 2012

Міністерство освіти і науки,
молоді та спорту України
Севастопольський національний
технічний університет

ВИПУСК **133**/2012

ВІСНИК СевНТУ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Збірник засновано у 1995 році

**Серія Механіка,
енергетика, екологія**

Севастополь 2012

ЗМІСТ

<i>Андреев Ю.М.</i> Моделирование динамики пространственных движений систем твердых тел в специальной системе компьютерной алгебры	3
<i>Воробьев Ю.С., Чугай М.А., Романенко В.Н.</i> Исследование вибрационного состояния лопаточного аппарата турбомашин с учетом повреждений	9
<i>Сметанкина Н.В., Сметанкин В.А.</i> Сравнительный анализ динамического отклика многослойных пластин на основе различных теорий при нестационарном нагружении	16
<i>Чернобрыво М.В.</i> Модель скоростного упругопластического деформирования элементов конструкций при импульсном нагружении	21
<i>Бондаренко О.В., Устиненко О.В.</i> Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривісних коробок передач	27
<i>Свиргул В.П., Свиргул О.А.</i> Улучшение качества управления краном с минимизацией времени перегрузочного цикла	34
<i>Ткачук Н.А., Карпейчик И.Н., Литвиненко А.В.</i> Экспериментальные исследования корпусов легкобронированных машин	37
<i>Чернявский И.С., Устиненко А.В.</i> Оценка напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К	44
<i>Ковалев А.Е., Залата А.С.</i> Исследование соединений с натягом ротора тягового генератора тепловоза	49
<i>Карпенко В.В.</i> Расширение возможностей Испытательного центра тягового электрооборудования ГП завод «Электротяжмаш»	53
<i>Корж Н.А., Тянькут В.А., Филиппенко В.А., Тянькут А.В., Замотайлов Б.А.</i> Обоснование и клинические аспекты применения новой конструкции эндопротеза с сапфировой парой трения при патологии тазобедренного сустава	57
<i>Пустовойт Б.А., Карпінський М.Ю., Карпінська О.Д., Пустовойт К.Б.</i> Дослідження рентгенометричних критеріїв висоти стояння надколінка	63
<i>Кузьо І.В., Корендій В.М.</i> Деформації лопатей вітроколеса при крученні	69
<i>Дзюба Л.Ф., Меньшикова О.В., Ребезнюк І.Т.</i> Вільні коливання диска круглої пилки	75
<i>Ярошевич Т.С., Толстушко Н.Н., Ярошевич Н.П.</i> Использование гармонических коэффициентов влияния для решения задач о кратной самосинхронизации вибровозбудителей, связанных с ливнейной колебательной системой	79
<i>Шевченко Ф.Л., Улитин Г.М., Царенко С.Н.</i> Расчет на устойчивость составных металлоконструкций переменной жесткости	85
<i>Сидоров В.А., Ошовская Е.В., Руденко В.И.</i> Определение технического состояния механизмов подъема мостовых кранов по параметрам вибрации	90
<i>Рахманов С.Р., Карновский И.А.</i> Управление виброактивностью стержня оправки прошивного стана	97
<i>Вышинский В.Т.</i> Исследование и модернизация привода рабочей клетки стана ХПТ	102
<i>Вышинский В.Т., Орещенко В.Ф., Рахманов С.Р.</i> Локализация зоны пульсации избыточных нагрузок в приводе механизма с мальтийским крестом при безззорном функционировании	107
<i>Похилько Л.К.</i> Особенности захвата металла фрикционными захватными механизмами	114
<i>Кабаків Д.Ю.</i> Математичне моделювання спряжених процесів гідродинаміки та теплопереносу у ковші при різних режимах продування	118
<i>Ставицький В.В., Носко П.Л.</i> Метод расчета КПД автотракторных коробок передач	122
<i>Лакша А.М.</i> Дослідження напружено-деформованого стану скінченно-елементних моделей систем «сегменти кінцівок – пристрої фіксації»	127
<i>Ильин С.Р.</i> Сложные поличастотные колебания в динамических системах «подъемный сосуд – армировка» шахтных стволов	132
<i>Соловар О.М., Бобіна М.М., Хижняк В.Г., Майборода В.С.</i> Карбонітрація лопаток компресорів ГТД з титанового сплаву ВТ8 з попередньою активацією поверхні МАО	144
<i>Лоскутова Т.В., Хижняк В.Г., Левашов С.С., Погребова І.С.</i> Жаростійкість комплексних покриттів отриманих хромоалітуванням попередньо хромованої сталі У8А	151
<i>Доний А.Н., Шпак Д.Е., Шаповал А.И.</i> Анализ параметров пробоотборника для системы оценки качества расплавов с помощью компьютерного термического анализа	156
<i>Доний А.Н.</i> Имитационное моделирование кристаллизации металлов и его особенности	165
<i>Фалалеев А.П.</i> Влияние ремонтных нагревов на свойства автомобильной двухфазной стали	174
<i>Кулініч А.А.</i> Вплив вуглецю і титану на структуру, механічні і технологічні властивості сплавів АМг10 та АМг10	179
<i>Ворон М.М.</i> Управление структурными параметрами титана и сплавов на его основе	184
<i>Шидловський М.С., Кочак А.В., Шпак Д.Ю.</i> Деформаційні характеристики систем остеосинтезу нижньої щелепи	191
<i>Кузнецов Ю.Н., Самойленко А.В., Хамуйела Ж.А. Герра</i> Человек – аналог создания технических и биотехнических систем	195
<i>Чепенюк Е.А., Поляков А.М.</i> Многокритериальная кинематическая оптимизация четырехзвенного механизма протеза коленного сустава	204

УДК 674.053:621.935

Л.Ф. Дзюба, доцент, канд. техн. наук;

О.В. Меньшикова, доцент, канд. физ.-мат. наук

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

І.Т. Ребезнюк, доцент, д-р техн. наук

Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чутринки 103, м. Львів, Україна, 79057**ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ ДИСКА КРУГЛОЇ ПИЛКИ**

Методом Бубнова-Гальоркіна розв'язане нелінійне диференціальне рівняння вільних поперечних коливань круглої пилки з урахуванням її обертання. Диск круглої пилки змодельований кільцевою пластиною, зовнішній контур якої вільний, а внутрішній – пружно закріплений. Визначено частоту вільних коливань круглої пилки. Установлено залежність частоти вільних коливань круглої пилки від її кутової швидкості та жорсткості закріплення внутрішнього контуру.

Ключові слова: кругла пилка, вільні коливання, кільцева пластина, пружне закріплення контуру.

Одним зі способів ділення деревини є її розпилювання на круглопилкових верстатах. Кругла пилка на такому верстаті – багатолезовий інструмент, який обертається з достатньо великою кутовою швидкістю. Не зрівноваженість круглої пилки та обертових деталей механізму різання, радіальні та осьові коливання пилкового вала спричиняють поперечні коливання диска круглої пилки. Унаслідок поперечних коливань пилкового диска може збільшуватись ширина пропилу, знижуватись його якість, через це збільшуються відходи деревини в тріщиння. Окрім цього, коли частота вільних поперечних коливань пилкового диска збігається з частотою його обертання, може настати резонанс і кругла пилка втратить працездатний стан [1, 2]. Тому частота вільних коливань диска круглої пилки є важливим параметром для оцінювання її вібраційних властивостей.

Щоб дослідити вільні коливання, диск круглої пилки моделюємо кільцевою пластиною (рисунки 1), зовнішній контур якої вільний, а внутрішній – пружно закріплений. Така модель закріплення внутрішнього контура пилкового диска найліпше відповідає реальному кріпленню контура планшайбою з гумовими прокладками. Унаслідок обертання від дії відцентрових сил в диску пилки виникають напруження розтягу. Ці напруження в пилковому диску враховуємо радіальною силою, яка розтягає його серединну площину. Диференціальне рівняння вільних поперечних коливань пилкового диска в полярних координатах r, θ має вигляд [3]:

$$D\Delta\Delta w - N(r)\Delta w + m\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

де $w = w(r, \theta, t)$ – прогин пилкового диска; $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$ – оператор Лапласа в полярних

координатах; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична жорсткість пилкового диска; E, μ – модуль Юнга та

коефіцієнт Пуассона матеріалу пилкового диска; h – товщина пилкового диска; $m = \rho h$ – маса одиниці площі диска; ρ – густина матеріалу; $N(r)$ – радіальна сила. Ця сила змінюється вздовж радіуса пилкового диска та залежить від кутової швидкості його обертання. Згідно з [4, 5], радіальну силу на одиницю довжини кола з радіусом r на пилковому диску запишемо так:

$$N(r) = \sigma(r) \cdot h, \quad (2)$$

де $\sigma(r) = \frac{3+\mu}{8}\rho\omega^2\left(R_1^2 + R_2^2 - \frac{R_1^2 R_2^2}{r^2} - r^2\right)$ – радіальне напруження в диску круглої пилки від дії

відцентрових сил; ω – кутова швидкість обертання круглої пилки; R_1 – зовнішній радіус пилкового диска (без зубчастого вінця); R_2 – внутрішній радіус пилкового диска, який дорівнює зовнішньому радіусу затискних фланців.

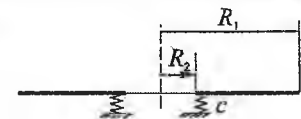


Рисунок 1 – Розрахункова схема круглої пилки

Граничні умови, за яких розв'язуватимемо диференціальне рівняння (1), сформулюємо з урахуванням способу закріплення круглої пилки у механізмі різання круглопилкового верстата. Оскільки метою цієї роботи є дослідження вільних коливань, коли частина зовнішнього контура пилкового диска не розміщена в колоді, яку розпилюють, то зовнішній контур пилкового диска вважатимемо вільним. Внутрішній контур пилкового диска затискають фланцями. Деколи між фланцями та диском круглої пилки розміщують гумові прокладки. У будь-якому разі внутрішній контур пилкового диска матиме певну податливість у напрямі, перпендикулярному до площини диска. Тому внутрішній контур диска круглої пилки вважатимемо пружно закріпленим. З урахуванням цього, граничні умови для розв'язування диференціального рівняння (1) будуть такими: на вільному зовнішньому контурі пилкового диска, коли $r = R_1$, зведена поперечна сила Q_r^* та згинальний момент M_r дорівнюють нулеві:

$$M_r = -D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right] = 0; \quad (3)$$

$$Q_r^* = \frac{\partial^3 w}{\partial r^3} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{2-\mu}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial^3 w}{\partial r \partial \theta^2} = 0.$$

На внутрішньому контурі пилкового диска, коли $r = R_2$, граничні умови мають вигляд:

$$Q_r^* + cw = 0; \quad M_r = \theta, \quad (4)$$

де c – коефіцієнт лінійної жорсткості закріплення внутрішнього контура пилкового диска.

Нелінійне диференціальне рівняння (1) розв'язуємо наближеним методом Бубнова-Гальоркіна. Вираз для прогину пилкового диска запишемо так:

$$w(r, \theta, t) = W(r, \theta) a_0 \cos(\omega_0 t - \varphi_0), \quad (5)$$

де $W(r, \theta)$ – функція власних форм коливань пилкового диска; a_0 – амплітуда коливань пилкового диска; ω_0 – частота його вільних коливань; φ_0 – початкова фаза коливань.

Підставивши (5) в (1), отримаємо диференціальне рівняння для власних форм коливань:

$$D \Delta \Delta W(r, \theta) - N(r) \Delta W(r, \theta) - m \omega_0^2 W(r, \theta) = 0. \quad (6)$$

Функцію власних форм коливань задамо у вигляді:

$$W(r, \theta) = a w_1 + b w_2, \quad (7)$$

де a, b – невідомі сталі (варіаційні параметри), w_1, w_2 – функції, які залежать від кількості вузлових діаметрів λ . Ці функції задаємо у вигляді:

$$\begin{aligned} w_1 &= (1 + A_1 r + A_2 r^2 + A_3 r^3 + A_4 r^4) \sin \lambda \theta; \\ w_2 &= (1 + B_2 r^2 + B_3 r^3 + B_4 r^4 + B_5 r^5) \sin \lambda \theta, \end{aligned} \quad (8)$$

де коефіцієнти $A_1, \dots, A_4, B_2, \dots, B_5$ вибираємо так, щоб виконувались граничні умови (3), (4) на зовнішньому та внутрішньому контурах пилкового диска. Тоді отримуємо вираз для функції (7), який після підставлення в рівняння (6) та інтегрування матиме вигляд:

$$\int_{R_2}^{R_1} \int_0^{2\pi} [D \Delta \Delta W(r, \theta) - N(r) \Delta W(r, \theta) - m \omega_0^2 W(r, \theta)] \delta W r dr d\theta = 0.$$

Унаслідок незалежності варіацій δa та δb варіаційних параметрів a, b множники біля них мають дорівнювати нулеві. Тоді отримуємо систему лінійних рівнянь відносно a та b :

$$\begin{cases} K_1 a + K_2 b = 0; \\ K_3 a + K_4 b = 0, \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{де } K_1 = \int_{R_2}^{R_1} \int_0^{2\pi} [D \Delta \Delta w_1(r, \theta) - N(r) \Delta w_1(r, \theta) - m \omega_0^2 w_1(r, \theta)] w_1 r dr d\theta = 0;$$

$$K_2 = \int_{R_2}^{R_1} \int_0^{2\pi} [D \Delta \Delta w_2(r, \theta) - N(r) \Delta w_2(r, \theta) - m \omega_0^2 w_2(r, \theta)] w_1 r dr d\theta = 0;$$

 $K_3 =$ $K_4 =$ За
вільних к.Оі
середови
диска та
диска та
залежнос
швидкос

диска –

Товщина

жорстко

коливан
швидкос Ω_0

220

210

200

180

160

Н
жорстко

обертан

частота
коливанВ
1.пилково
Методом
пилково

Вісник С

$$K_3 = \int_{R_2}^{R_1} \int_0^{2\pi} [D\Delta\Delta w_1(r, \theta) - N(r)\Delta w_1(r, \theta) - m\omega_0^2 w_1(r, \theta)] w_1 r dr d\theta = 0;$$

$$K_4 = \int_{R_2}^{R_1} \int_0^{2\pi} [D\Delta\Delta w_2(r, \theta) - N(r)\Delta w_2(r, \theta) - m\omega_0^2 w_2(r, \theta)] w_2 r dr d\theta = 0.$$

За умови, коли визначник системи (9) дорівнює нулю: $K_1 \cdot K_4 - K_2 \cdot K_3 = 0$ – визначаємо частоту вільних коливань пилкового диска.

Описаний алгоритм розв'язування нелінійного диференціального рівняння реалізовано в середовищі Maple 5. Розв'язавши рівняння, отримали значення частоти власних коливань пилкового диска та дослідили залежність частоти власних коливань від кутової швидкості обертання пилкового диска та коефіцієнта жорсткості закріплення внутрішнього контуру диска. На рисунку 2 наведено графік залежності частоти ω_0 вільних коливань з одним вузловим діаметром ($\lambda = 1$) круглої пилки від кутової швидкості ω обертання пилкового вала. Під час обчислювання параметри були такі: матеріал пилкового

диска – сталь з модулем Юнга $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$, густиною $\rho = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Товщина диска – $h = 2,2$ мм, зовнішній радіус – $R_1 = 250$ мм, внутрішній – $R_2 = 62,5$ мм, коефіцієнт жорсткості закріплення внутрішнього контуру – $c = 1,67 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$. Як видно з рисунка 2, під час вільних коливань диска пилки з одним вузловим діаметром, її частота нелінійно зростає зі збільшенням кутової швидкості обертання пилкового вала.

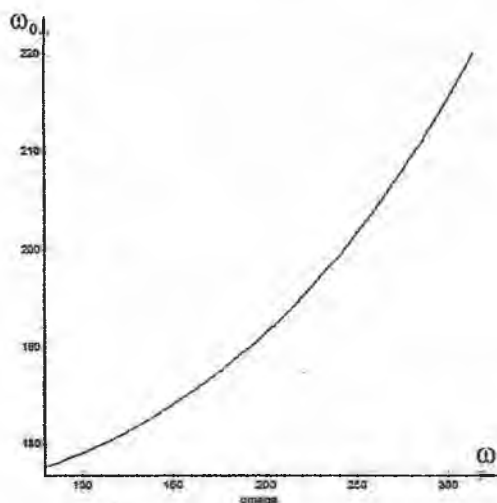


Рисунок 2 – Залежність частоти вільних коливань круглої пилки від кутової швидкості обертання пилкового вала

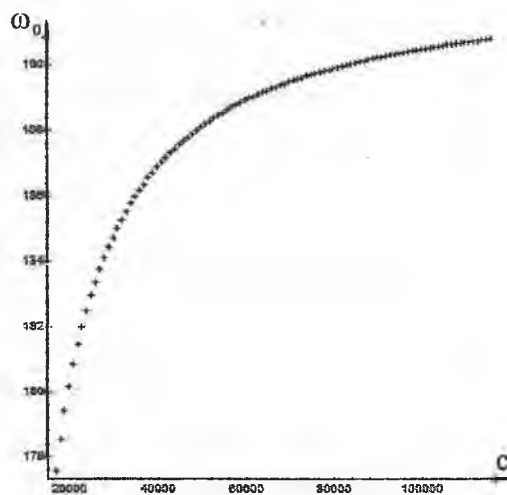


Рисунок 3 – Залежність частоти вільних коливань круглої пилки від жорсткості закріплення внутрішнього контура

На рисунку 3 показано залежність частоти ω_0 вільних коливань круглої пилки від коефіцієнта c жорсткості закріплення внутрішнього контура затискними фланцями. Обчислення виконані за частоти обертання пилкового вала $n = 750 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$. Зі збільшенням жорсткості закріплення внутрішнього контуру частота вільних коливань пилки зростає та асимптотично прямує до значення, яке відповідає частоті коливань у разі жорсткого защемлення внутрішнього контура.

Висновки

1. Розроблено динамічну модель вільних коливань круглої пилки, що враховує обертання пилкового вала та жорсткість закріплення внутрішнього контура пилкового диска затискними фланцями. Методом Бубнова-Гальоркіна розв'язано нелінійне диференціальне рівняння згинальних коливань пилкового диска як кільцевої пластини.

2. Установлено залежності частоти вільних коливань круглої пилки від частоти обертання пилкового вала та жорсткості закріплення внутрішнього контура пилки.

3. На підставі розробленої динамічної моделі можна визначити найраціональніші геометричні параметри та умови кріплення внутрішнього контура пилкового диска для того, щоб забезпечити його динамічну стійкість за певної частоти обертання пилкового вала.

Подальші дослідження пов'язані з визначенням пружно деформованого стану пилки в процесі різання дерева.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Санев В.И. Обработка древесины круглыми пилами / В.И. Санев. — М.: Лесная промышленность, 1980. — 232 с.
2. Стахийев Ю.М. Устойчивость и колебания плоских круглых пил / Ю.М. Стахийев. — М.: Лесная промышленность, 1977. — 296 с.
3. Василенко Н. В. Теория колебаний / Н.В. Василенко. — Киев: Вища школа, 1992. — 430 с.
4. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов / З.Б. Канторович. — М.: Машгиз, 1952. — 562 с.
5. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. — М.: Наука, 1975. — 576 с.

Надійшла до редакції 25.02.2012 р.

Дзюба Л.Ф., Меньшикова О.В., Ребезнюк И.Т. Свободные колебания диска круглой пилы

Методом Бубнова-Галёркина решено дифференциальное уравнение поперечных колебаний круглой пилы с учетом её вращения. Диск круглой пилы смоделирован кольцевой пластиной, внешний контур которой свободен, а внутренний – упруго закреплён. Определена частота свободных колебаний круглой пилы. Получены зависимости частоты свободных колебаний круглой пилы от её угловой скорости и жёсткости крепления внутреннего контура.

Ключевые слова: круглая пила, свободные колебания, кольцевая пластина, упругое крепление контура.

Dzjuba L.F., Menshikova O.V., Rebeznyuk I.T. Free vibrations of circular blade disk

In this article we have solved nonlinear differential equation of free transverse vibrations of circular saws including its rotation with Bubnov-Galerkin method. Disk of circular saw is modeled with circular plate, the outer contour of this plate is free and internal – elastically fixed. In this article the frequency of free vibrations of circular saw has also been determined. We have also established the dependence of the frequency of circular saw's free vibrations from its angular velocity and rigidity of fixing the internal circuit.

Keywords: circular saw, free vibrations, ring plate, the elastic fixing contour.

УДК 534.1
Т.С. Яроше
Н.Н. Толст
Н.П. Ярош
Луцкій нари
ул. Львовска
E-mail: t ya
ИСПОЛЬЗ
РЕШЕНИИ
СВЯЗАНН

За
колебате
К:
коэффици

ВВЕД
неуравнове
машины с с
и др. серий
использова
Под
установливе
синхронной
моногармон
установлен
В сл
когда услов
а в приклад
вращения
вибровозбу

Об
вопросы,
О.П. Барзу
изучалась
существую
несущего т
Они
произволь
электродви
тел), связа
5 (рисун
рассматри
вращающи
индекс при
является н
Пус

связанная
вращения
 c_{qs} всегда
ротора qs
вектором-
через \vec{e}_{qs}
осей $O_{qs}u_q$