

ПОБУДОВА КОМПОНОВКИ ШПИНДЕЛЯ ВЕРСТАТА З КАНАТНИМ ГАСІННЯМ ВІБРОКОЛИВАНЬ ДЛЯ ОБРОБКИ ТА РОЗПИЛЮВАННЮ КАМ'ЯНИХ ВИРОБІВ

(Представлено д.т.н. проф. Мельничуком П.П.)

Охарактеризовано особливості застосування в каменеобробних верстатах швидкісного діапазону шпинделя з робочим інструментом при обробці та розпилюванні кам'яних виробів. Визначено виникнення некерованих віброколивань шпиндельного вузла з робочим інструментом в фазах його врізання та виходу з кам'яних заготовок, через що виникають певний брак кам'яних виробів та поломки деталей шпинделя або робочого інструменту. Запропонована ескізна компоновка технологічної системи шпинделя каменеобробного верстата знешкоджує негативну дію некерованих віброколивань під час виконання операції шліфування, фрезерування або розпилювання кам'яних заготовок. Було виведено аналітичні залежності для розрахунку діаметра сталевого каната верстатного шпинделя з канатним гасінням віброколивань. Також було запропоновано застосування в металообробних верстатах технологічної системи шпинделя з канатним гасінням віброколивань. Було наведено приклад розрахунку діаметра каната для такого верстатного шпинделя з застосування формули Ейлера для визначення натягу каната за його контактним зчепленням з деталями верстатного шпинделя. Було представлено креслення ескізної компоновки верстатного шпинделя з канатним гасінням віброколивань.

Ключові слова: верстатний шпиндель, віброколювання, діаметр каната, ескізна компоновка.

Постановка проблеми. Технологічні системи сучасних каменеобробних та розпилювальних верстатів працюють в певному діапазоні швидкостей обертання шпинделя, і останнє залежить:

- 1) від фізико-механічних властивостей оброблюваної породи – подібно мармуру або граніту;
- 2) від виду застосованого робочого інструменту – з твердосплавними пластинами або алмазного.

Діапазон швидкостей обертання шпинделя [1] залежить від зовнішнього діаметра робочого інструменту і лежить в межах від 200 хв.⁻¹ (при діаметрі 3 м) до 4000–5000 хв.⁻¹ (при діаметрі 20 мм).

В технологічних системах сучасних каменеобробних та розпилювальних верстатів широко застосовують традиційні компоновки шпиндельного вузла на підшипниках кочення [1] залежно від швидкості обертання робочого інструменту в процесі сталого його обертання під час розпилювання, фрезерування або шліфування кам'яної заготовки. При цьому шпиндель має сталі власні допустимі вібраційні коливання, які не впливають на якість оброблюваних кам'яних виробів. Але в процесі механічної обробки кам'яних заготовок робочий інструмент працює в фазах врізання та виходу з кам'яного виробу, в яких змінюється величина сили різання, що призводить до виникнення некерованих вібраційних коливань шпиндельного вузла з інструментом, що призводить до отримання певного браку кам'яних заготовок та поломок деталей шпиндельного вузла або робочого інструмента.

Аналіз попередніх досліджень та публікацій. В деяких компоновках шпиндельних вузлів металообробних верстатів застосовують гасіння цих віброколивань за допомогою конструктивного вузла з еластичних матеріалів. В джерелах [3, 7, 8], як один з наукових напрямів вирішення проблеми гасіння верстатних коливань, пропонується застосування канатів для гасіння віброколивань шпинделя верстата без наведення конкретних конструкторських розробок такої технологічної системи шпинделя. В країнах СНД не відомі публікації конструкторських рішень цієї проблеми, а закордонні аналоги технологічних систем верстатного шпинделя з канатним гасінням віброколивань не сумісні з технологічними системами вітчизняних каменеобробних та розпилювальних верстатів. Разом із тим, недостатньо відомі технологічні системи шпинделів з канатним гасінням віброколивань каменеобробних та розпилювальних верстатів.

Метою роботи є побудова компоновки шпиндельного вузла з канатним гасінням власних віброколивань в процесі врізання та виходу робочого інструмента з кам'яної заготовки.

Викладення основного матеріалу. Розробка ескізної компоновки шпиндельного вузла з канатним гасінням віброколивань каменеобробного верстата.

На основі аналізу типових конструктивних схем шпиндельних вузлів на підшипниках кочення [1] сформульовано основні вимоги до технологічних систем шпинделів:

- 1) передача на заготовку або інструмент розрахункових режимів для заданих технологічних операцій;
- 2) точність обертання, яка оцінюється радіальним та осьовим биттям переднього кінця шпинделя;

- 3) жорсткість (радіальна та осьова), яка визначається за деформацією шпинделя під навантаженням;
- 4) високі динамічні якості (вібростійкість), що визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя та частотою власних коливань, які, бажано, повинні бути більшими за 500–600 Гц;
- 5) мінімальні тепловіддача та температурні деформації шпиндельного вузла;
- 6) довговічність шпиндельного вузла, яка не регламентується та її визначають за втомленістю, зносом деталей підшипника або втратою властивостей мастила;
- 7) швидке та точне кріплення інструмента;
- 8) мінімальні витрати на виготовлення, збирання та експлуатацію шпиндельного вузла; за умови задоволення решти усіх вимог було розроблено компоновку шпиндельного вузла з канатним гасінням віброколивань (рис. 1, 2, 3), принцип дії якого описаний в заявці на винахід [2].

Суттєвою відмінністю такого шпинделя (рис. 1, 2, 3) є введення до його конструкції одного або декількох сталевих дротяних канатів (7) діаметром до 8 мм, що пружно з'єднують зафіксований на валу (1) шпонкою (3) фланець (5) з поворотною опорою (6), що виконана із зовнішньою шліцевою поверхнею (Д) і встановлена через паронітові прокладки (11) на дві закриті опори (14) кочення або ковзання з фіксацією на нарізному кінці вала (1) шайбою (8) та круглою гайкою (9). Завдяки введенню працюючих на розтягування одного або декількох сталевих дротяних канатів (7) обертання вала (1) передається від фланця (5) на поворотну опору (6), на якій встановлено і зафіксовано робочий інструмент.

При частковому розтягуванні (при передачі крутного моменту) одного або декількох сталевих дротяних канатів (7) між дротиками в зоні їх сумісного контакту миттєво виникають значні за величиною сили контактної тертя [3], завдяки яким майже миттєво гасяться шкідливі вібраційні коливання процесу фрезерування або шліфування особливо під час врізання або виходу робочого інструменту з кам'яної заготовки, чим забезпечується суттєве зменшення виходу браку поверхонь оброблюваних заготовок та скорочення поломок робочого інструмента, верстата та його вузлів. Також таку технологічну систему шпинделя (компоновку шпиндельного вузла) можливо застосовувати в металообробних верстатах.

Нижче за текстом наведено аналітичні залежності необхідні для побудови технологічної системи та розрахунку деталей шпиндельного вузла з канатним гасінням віброколивань.

Розрахунок діаметра d_k дротяного каната (7) наведено в таблиці 1.

З таблиці 1 обираємо більший за величиною діаметр сталевих канатів $d_k = 12$ мм.

Якщо $d_k > 8$ мм, тоді беремо декілька канатів з $d_k = 8$ мм, але які сумарною площею поперечного перерізу дорівнюють розрахунковій площі поперечного каната з $d_k = 12$ мм. Максимальний діаметр одного каната $d_k = 8$ мм обираємо через значне зростання жорсткості канатів більшого діаметра, що призведе до неможливості гасіння віброколивань і значного збільшення розміру D шпинделя.

Враховуючи наведене вище, після виконання простих розрахунків отримаємо, що в нашому випадку необхідно обрати два сталеві дротяні канати діаметром $d_k = 8$ мм.

Таблиця 1

Результати розрахунків діаметра каната

№ з/п	Вихідні дані								Примітка
	параметр								
	діаметр D_1 , АПР, м	допустима межа міцності каната на розривання, n/m^2 [σ] р.к	потужність електродвигуна N , кВт	кількість обертів АПР n , хв. ⁻¹	коефіцієнт тертя f	кут α охоплення шпинделя канатом	кут між векторами сил R_1 та P_{21}	сила різання R_1 , н	P_{21} - горизонтальна складова (сила подачі) сили; R_1 - джерело [4]; Розрахунок сили різання R_1 - джерело [4]; АПР – алмазний профільний ролик
1	0,36	$1,8 \cdot 10^8$	37	2120	0,1	2π	$54^\circ 30'$	4620	
Визначення величини діаметра каната d_k на розривання за умовою дії максимального пускового моменту електродвигуна									

	Параметр	Формула розрахунку	Результат розрахунку, $\times 10^{-3}$ м	Примітка
2	d_k – розрахунковий діаметр каната, мм	$d_k = \sqrt{\frac{N \cdot 55 \cdot 10^4}{D_1 \cdot n[\sigma]_{p.k}}}$	12	
Визначення величини діаметра d_k з умови дії натягу каната за зчепленням з деталями шпинделя і одночасно з дією на канат горизонтальної сили P_{21} (сили подачі)				
3	d_k – розрахунковий діаметр каната, мм	$d_k = \sqrt{\frac{2R_1 \cdot \cos \gamma \left(\frac{1}{e^{t\alpha}} + 1 \right)}{\Pi[\sigma]_{p.k}}}$	5	Запропоновано застосування формули Ейлера для визначення натягу каната за зчепленням, а саме: $F_c = P_{\Gamma_1} / e^{t\alpha} = R_1 \cdot \cos \gamma / e^{t\alpha}$

Примітка: за [4, 5, 6, 9]:

$$R_1 = \frac{D_1}{2} \int_0^{H_\phi} \int_\varphi^{\varphi+\Delta\varphi} \ell \Delta \cdot c(t) / t(\varphi) (\sin \alpha \varphi \cdot dH_\phi) \cdot$$

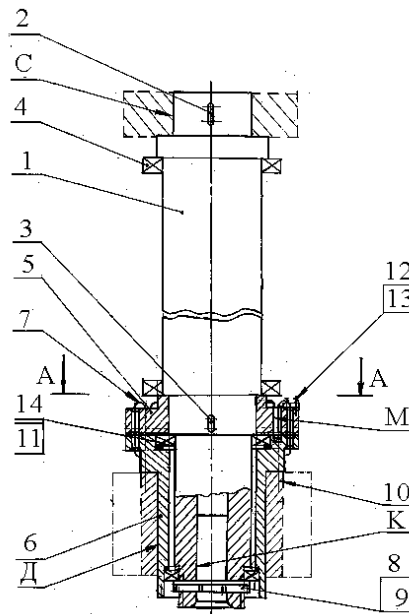


Рис. 1. Верстатний шпиндель з гасінням віброколивань:

1 – вал; 2, 3 – шпонка; 4, 14 – опора підшипникова; 5 – фланець; 6 – опора; 7 – канат сталевий; 8 – шайба; 9 – гайка кругла; 10, 13 – болт; 11 – прокладка; 12 – планка

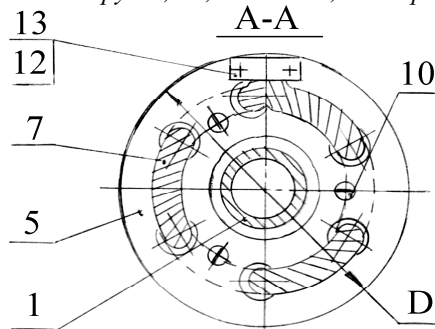


Рис. 2

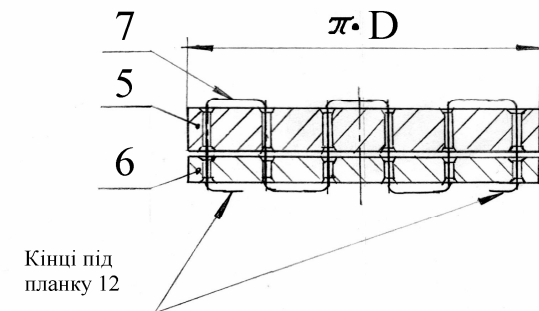


Рис. 3

Висновки:

1. Виведено аналітичні залежності визначення величини діаметра сталевого дротяного каната шпинделя з канатним гасінням віброколивань.
2. Побудовано компоновку технологічної системи шпиндельного вузла з канатним гасінням віброколивань.
3. Після проведення експериментальних досліджень шпиндельного вузла з канатним гасінням віброколивань необхідно побудувати математичну модель динамічної системи шпинделя, а далі отримати математичну модель шпиндельного вузла.

Список використаної літератури:

1. Металлорежущие станки : учебник / Под. ред. В.Э. Пуша. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Верстатний шпиндель з гасінням віброколивань. Реєстраційний номер заявки α 201306826, дата подання 31.05.2013 р.
3. Металлорежущие станки : учеб. пособие / Н.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 500 с.
4. Чемоданов П.А. Дослідження силових параметрів процесу фрезерування алмазним профільним роликом складнопрофільної поверхні великогабаритного виробу з граніту / П.А. Чемоданов, В.І. Сідорко // Вісник ЖДТУ ; Серія : Технічні науки. – № 1 (60). – 2012. – 156 с.
5. Исполнительные органы очисных комбайнов для тонких пологих пластов / Н.Г. Бойко, А.В. Болтян, В.Г. Шевцов и др. – Донецк : Донеччина, 1996. – 223 с.
6. Бойко М.Г. Навантаження вугілля очисними комбайнами / М.Г. Бойко. – Донецьк : РВА Дон НТУ, 2002. – 157 с.
7. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – Машиностроение, 1967. – 360 с.
8. Орликов М.Л. Динамика станков : учебн. Пособие / М.Л. Орликов. – К. : Вища школа. Головне вид-во, 1980. – 256 с.
9. Zeng I. An investigation of material in polishing fixed abrasives pocendings of inecheme / Zeng I., Tam H.Y. // Journal of Engineering Manufacture. – Vol. 216. – 2002.

ЧЕМОДАНОВ Петро Арисович – старший викладач кафедри розробки родовищ корисних копалин ім. проф. М.Т. Бакка Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- каменеобробні верстати.

Стаття надійшла до редакції 02.04.2014