УДК 621.9.06. – 233.1

Ю.Данильченко, докт.техн.наук
Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА ЕТАПІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Проведено оцінку ризиків погіршення точності роботи ШВ внаслідок виникнення резонансних коливань на прикладі дослідження точності обертання шпинделя шліфувальної головки пристрою для внутрішнього шліфування універсального круглошліфувального верстату мод. 3У12УВФ10.

Точність обробки на металорізальних верстатах значною мірою залежить від точності роботи їх шпиндельних вузлів (ШВ). Потенційно досяжна точність ШВ, закладена на стадії їх проектування і реалізована на стадії виготовлення, має бути належним чином використаною на стадії експлуатації.

Основою забезпечення точності ШВ на стадії експлуатації є уникнення режимів, що супроводжуються виникненням інтенсивних коливань. Тому точність роботи ШВ, особливо швидкохідних, насамперед визначається їх динамічною якістю, тобто здатністю протидіяти виникненню коливань. Оцінка динамічної якості ШВ здійснюється за динамічними характеристиками, основним призначенням яких є оцінка рівня коливань переднього кінця шпинделя [1]. Визначальною динамічною характеристикою вважається перша власна частота шпинделя p_1. Нормальна робота ШВ в резонансній зоні із частотою обертання f_0, наближеною до власної частоти p_1 (в межах $\pm 20\%$), вважається неможливою. Врахування цього виключає основну небезпеку при експлуатації ШВ, але не гарантує його нормальну роботу на інших частотах обертання шпинделя. Так, в робочому діапазоні частот обертання ШВ на опорах кочення, існує декілька зон із підвищеною інтенсивністю коливань, причиною утворення яких є збіг частот вимушених коливань, викликаних похибками виготовлення бігових доріжок кілець та комплекту тіл кочення підшипників опор шпинделя, із нижніми частотами його власних коливань [2]. Таким чином, при оцінці динамічної якості ШВ вже на стадії проектування необхідно враховувати не тільки стандартні [1] динамічні характеристики, але й можливий спектр вимушених коливань, зокрема і кінематичного характеру, що генеруються підшипниками опор. Крім того, необхідно враховувати, що на динамічні характеристики ШВ як механічної коливної системи, що складається з підсистем механізму закріплення інструменту (заготовки), власне шпинделя на опорах та корпуса [1, 3] суттєво впливають інерційні характеристики закріпленого в шпинделі інструменту (заготовки). Отже, для ефективного використання при експлуатації ШВ його потенціалу за показником точності необхідно вже на стадії проектування визначати можливі ризики її погіршення з комплексним врахуванням вищенаведених факторів. Особливо це стосується ШВ з фіксованими частотами обертання шпинделя, до яких, зокрема, належить і переважна більшість шліфувальних головок для внутрішнього шліфування.

Метою даної роботи є проведення оцінки ризиків погіршення точності роботи ШВ внаслідок виникнення резонансних коливань на прикладі дослідження точності обертання шпинделя шліфувальної головки пристрою для внутрішнього шліфування універсального круглошліфувального верстату мод. 3У12УВФ10.

Вихідні дані. Верстат оснащено пристроєм для внутрішнього шліфування з шліфувальною головкою стандартного виконання типу ВШГ (рис. 1).

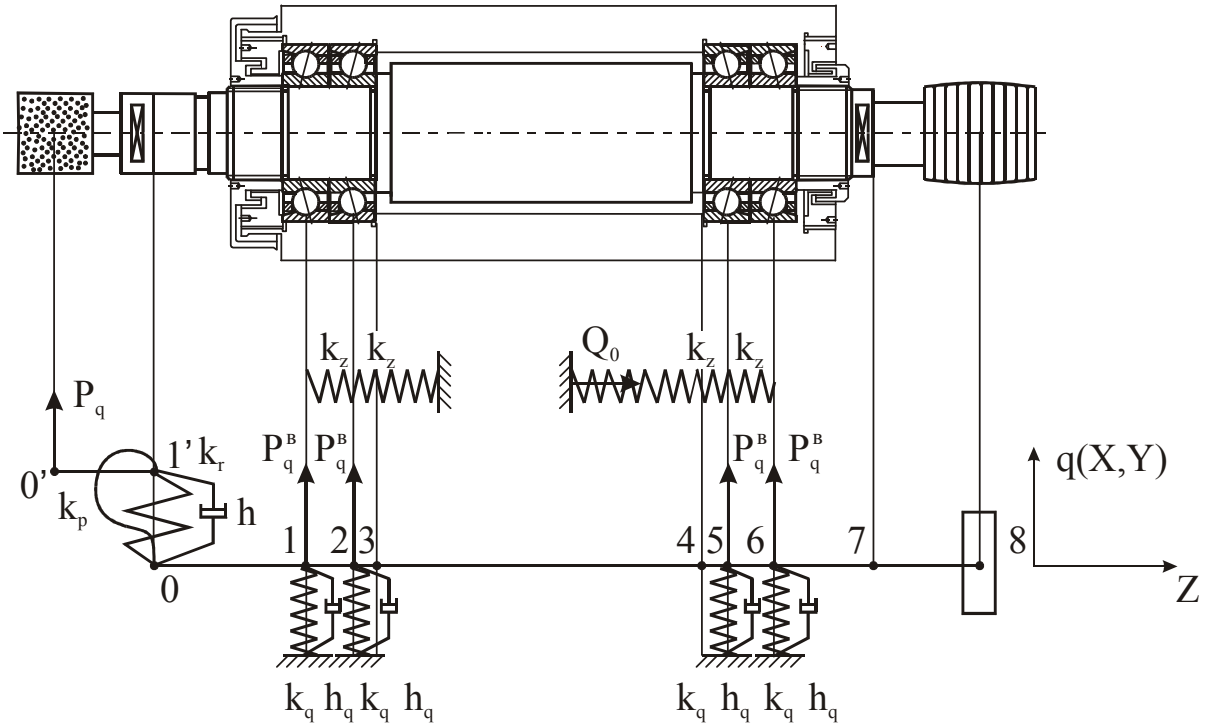


Рис. 1. Конструктивна і розрахункова схеми пружної системи “шпиндель – оправка”

Корпус ШВ виконано у вигляді гільзи діаметром 65 мм і довжиною 320 мм. Шпиндель встановлюється на дуплексованих радіально-упорних кулькових підшипниках типу 436204, зібраних за схемою “тандем – О”. Система попереднього осьового натягу підшипників опор - пружна. Зусилля натягу на опору - $Q = 140\,H$ (легкий натяг). Шпиндель отримує обертання від асинхронного електродвигуна $n_{е.д} = 3000\,хв^{-1}$ через пасову передачу. Частота обертання шпинделя $n = 24000\,хв^{-1}$ (параметр швидкохідності $d \cdot n = 0{,}48 \cdot 10^6\,мм \cdot хв^{-1}$), діаметр привідного шківа - $d_{пр} = 60\,мм$. Передній кінець шпинделя виконано з отвором під оправку з циліндричним хвостовиком. В процесі експлуатації використовуються оправки із алмазними шліфувальними кругами типу А8 (зовнішній діаметр кругів - $d_{шк} = 5 \div 32\,мм$). Довжини робочих частин оправок - $L = 40 \div 90\,мм$.

При моделюванні статичних, динамічних характеристик та похибки обертання шпинделя шліфувальної головки за базовий варіант (№1) комплектації шліфувальної головки прийнято її оснащення оправкою з алмазним шліфувальним кругом $D \times d \times b = 16 \times 6 \times 16\,мм$. Довжина робочої частини оправки - $L = 60\,мм$, діаметр консолі - $d_{оп} = 8\,мм$.

За альтернативні варіанти прийнято:

– оправка з довжиною робочої частини $L = 55\,мм$ (№2) і $L = 65\,мм$ (№3) та діаметром консолі $d_{оп} = 8\,мм$;

– оправка з діаметром консолі $d_{оп} = 6\,мм$ (№4) і $d_{оп} = 10\,мм$ (№5) та довжиною робочої частини $L = 60\,мм$.

Статичні характеристики шліфувальної головки. При моделюванні статичних характеристик шліфувальної головки було проведено розрахунок пружних переміщень характерних точок системи “шпиндель-оправка” при прикладанні радіального навантаження в напрямку вісі 0X до переднього кінця оправки (рис.2) і переднього кінця шпинделя.

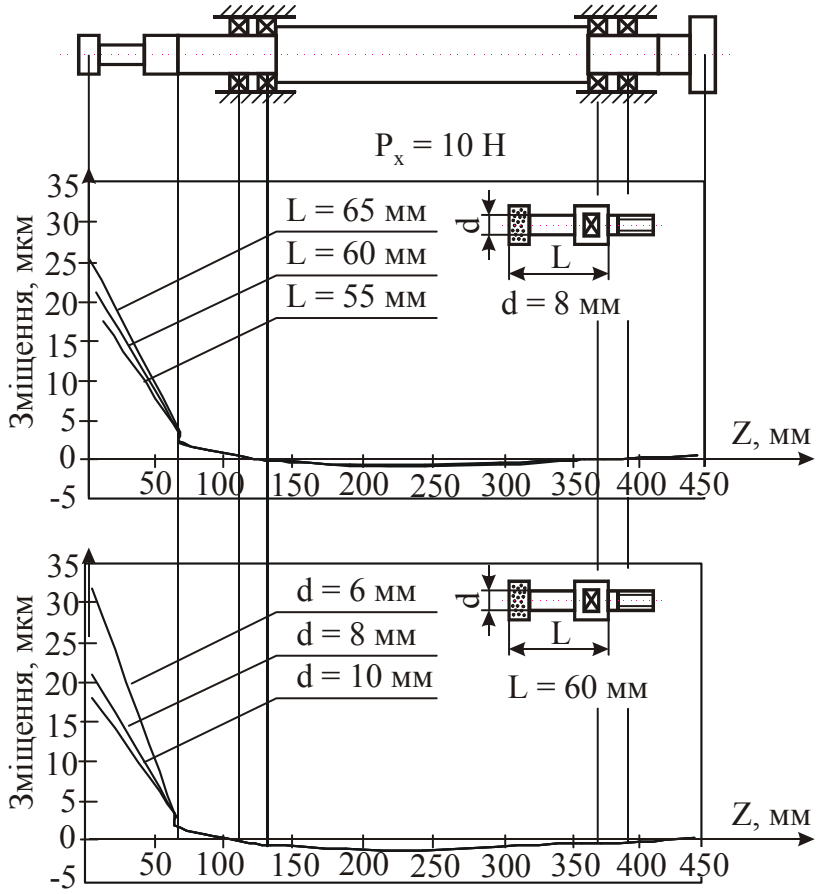


Рис. 2. Пружні лінії системи “шпиндель – оправка”

За результатами моделювання отримано, що при навантаженні на кінці шпинделя власна радіальна жорсткість головки складає $k_x = 10{,}10\,H/мкм$. При навантаженні на кінці оправки радіальна жорсткість системи “шпиндель-оправка” для базового варіанту (№1) складає $k_{x1} = 0{,}47\,H/мкм$.

Для сталого діаметру консолі $d_{on} = 8\,мм$ збільшення довжини робочої частини на 5 мм (до $L = 65\,мм$) супроводжується зменшенням радіальної жорсткості в 1,20 рази (до $k_{x3} = 0{,}39\,H/мкм$), а зменшення довжини робочої частини на 5 мм (до $L = 55\,мм$) - збільшенням радіальної жорсткості в 1,21 рази (до $k_{x2} = 0{,}57\,H/мкм$).

Для сталої довжини робочої частини $L = 60\,мм$ збільшення діаметру консолі на 2 мм (до $d_{on} = 10\,мм$) супроводжується збільшенням радіальної жорсткості в 1,17 рази (до $k_{x5} = 0{,}55\,H/мкм$), а зменшення діаметру консолі на 2 мм (до $d_{on} = 6\,мм$) - зменшенням радіальної жорсткості в 1,52 рази (до $k_{x4} = 0{,}31\,H/мкм$).

Динамічні характеристики шліфувальної головки. При моделюванні динамічних характеристик шліфувальної головки було проведено розрахунок значень перших двох власних частот коливань (p_1 і p_2) системи “шпиндель-оправка” і відповідних форм вимушених коливань (динамічних податливостей D_{x1} і D_{x2}, рис. 3).

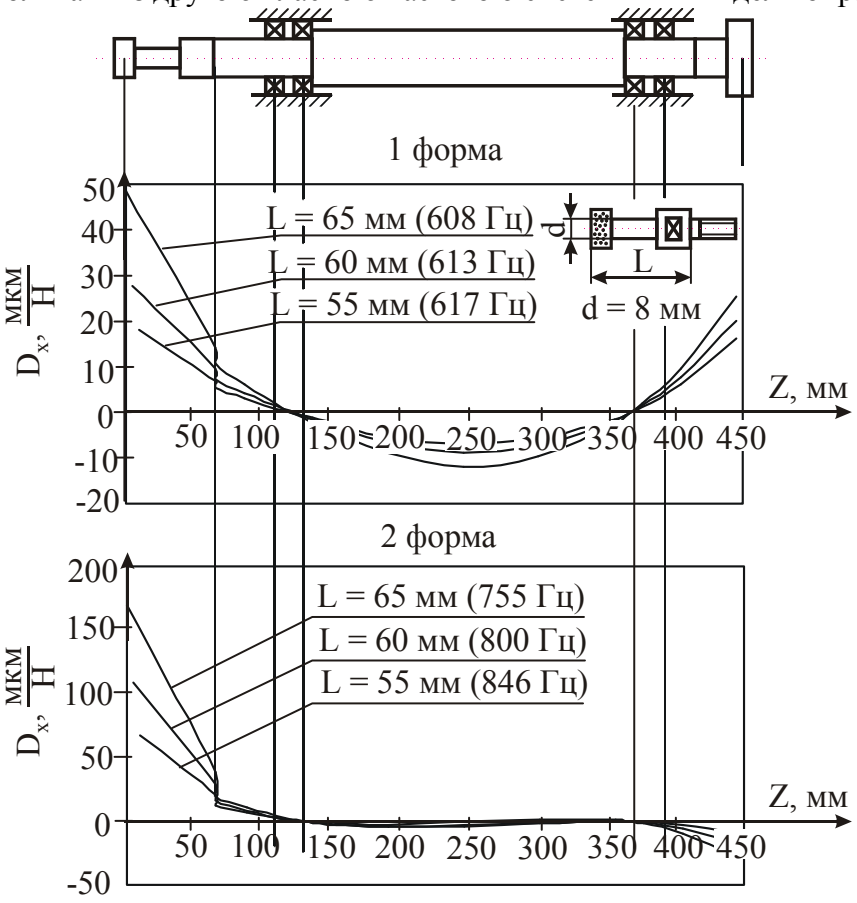
За результатами моделювання отримано, що для базового варіанту (№1) системи “шпиндель-оправка” значення перших двох власних частот дорівнюють $p_1 = 613{,}5\,Гц$ і $p_2 = 800{,}0\,Гц$, а динамічні податливості - $D_{x1} = 27{,}86\,мкм/H$ і $D_{x2} = 108{,}56\,мкм/H$.

Для сталого діаметру консолі $d_{on} = 8\,мм$ збільшення довжини робочої частини на 5 мм (до $L = 65\,мм$) супроводжується зменшенням значень перших двох власних

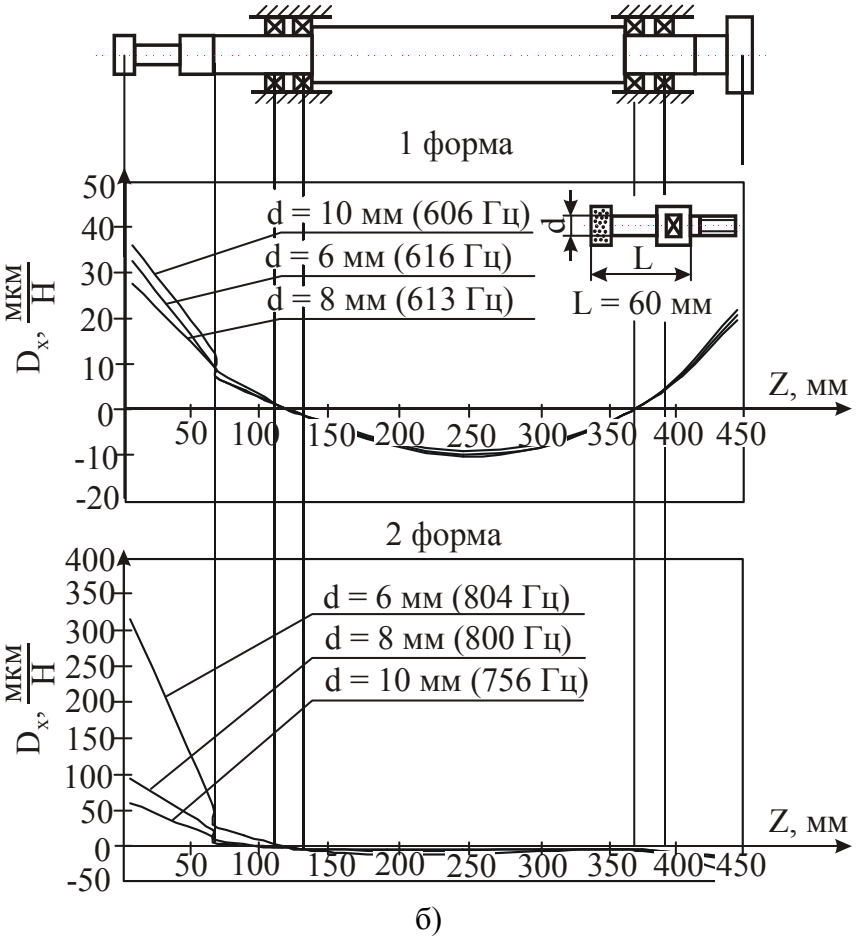
частот в 1,009 і 1,06 рази (до $p_1 = 608{,}1\,Гц$ і $p_2 = 754{,}6\,Гц$) та збільшенням динамічних податливостей в 1,73 і 1,56 рази (до $D_{x1} = 48{,}30\,мкм/Н$ і $D_{x2} = 169{,}24\,мкм/Н$), а зменшення довжини робочої частини на 5 мм (до $L = 55\,мм$) - збільшенням значень перших двох власних частот в 1,005 і 1,06 рази (до $p_1 = 616{,}8\,Гц$ і $p_2 = 845{,}6\,Гц$) та зменшенням динамічних податливостей в 1,56 і 1,63 рази (до $D_{x1} = 17{,}90\,мкм/Н$ і $D_{x2} = 66{,}72\,мкм/Н$).

Для сталої довжини робочої частини $L = 60\,мм$ збільшення діаметру консолі на 2 мм (до $d_{on} = 10\,мм$) супроводжується зменшенням значень перших двох власних частот в 1,003 і 1,06 рази (до $p_1 = 606{,}0\,Гц$ і $p_2 = 756{,}1\,Гц$), збільшенням динамічної податливості на першій формі коливань в 1,30 рази (до $D_{x1} = 36{,}21\,мкм/Н$) та її зменшенням на другій формі коливань в 1,56 рази (до $D_{x2} = 69{,}70\,мкм/Н$), а зменшення діаметру консолі на 2 мм (до $d_{on} = 6\,мм$) - збільшенням значень перших двох власних частот в 1,005 і 1,006 рази (до $p_1 = 616{,}3\,Гц$ і $p_2 = 804{,}5\,Гц$) та збільшенням динамічних податливостей в 1,18 і 3,29 рази (до $D_{x1} = 32{,}77\,мкм/Н$ і $D_{x2} = 357{,}30\,мкм/Н$).

Таким чином, зміна геометричних параметрів оправки в межах ± 5 мм по довжині і ± 2 мм по діаметру супроводжується зміною першої власної частоти системи "шпиндель-оправка", що не перевищує ± 1% і другої власної частоти в межах ± 6% (табл. 1). При цьому значення динамічних податливостей змінюються більш стрімко: в 1,18÷1,73 рази на першій формі коливань і 1,56÷3,29 рази на другій формі коливань (табл. 1). Крім того, внаслідок значно вищої динамічної податливості на другій формі коливань ніж на першій (в 1,92÷10,90 разів, рис.3), найбільшу небезпеку при роботі шліфувальної головки становлять явища локальних резонансів при збігу частот вимушених коливань із другою власною частотою системи "шпиндель-оправка".



а)



б)

Рис. 3. Форми вимушених коливань системи “шпиндель – оправка” для оправок різної довжини (а) та діаметрів (б)

Отже, при зміні у визначених межах геометричних параметрів оправки висока динамічна якість системи “шпиндель-оправка” забезпечується лише при зменшенні довжини робочої частини оправки (№2) або збільшенні її діаметра (№5).

Таблиця 1

Відносні показники для різних варіантів комплектації шліфувальної головки

№ оправки	Робоча частина оправки		Радіальна жорсткість κ_x	Власна частота		Динамічна податливість	
	L, мм	d_{on}, мм		p_1	p_2	D_{x1}	D_{x2}
1	60	8	1,00	1,000	1,000	1,00	1,00
2	55	8	1,21	1,005	1,057	0,64	0,61
3	65	8	0,83	0,991	0,943	1,73	1,56
4	60	6	0,66	1,005	1,006	1,18	3,29
5	60	10	1,17	0,988	0,945	1,30	0,64

Похибки обертання шпинделя розраховувались в діапазоні частот обертання $n = 100 \div 30000\ хв^{-1}$ з врахуванням похибок виготовлення та монтажу підшипників [4]. Як похибки монтажу підшипників в опорах шліфувальної головки враховано сумарний перекіс кілець окремих підшипників величиною 35" при зустрічних напрямках перекосу однойменних кілець спряжених підшипників опор [5].

Основні кінематичні характеристики підшипника 436204 в нормованому відносно частоти обертання шпинделя f_0 вигляді такі:

– частота обертання сепаратора відносно внутрішнього кільця $f_{c/в} = 0{,}603 \cdot f_0$;

– частота обертання сепаратора відносно зовнішнього кільця $f_{с/з} = 0{,}397 \cdot f_0$;

– частота обертання тіл кочення $f_m = 2{,}247 \cdot f_0$.

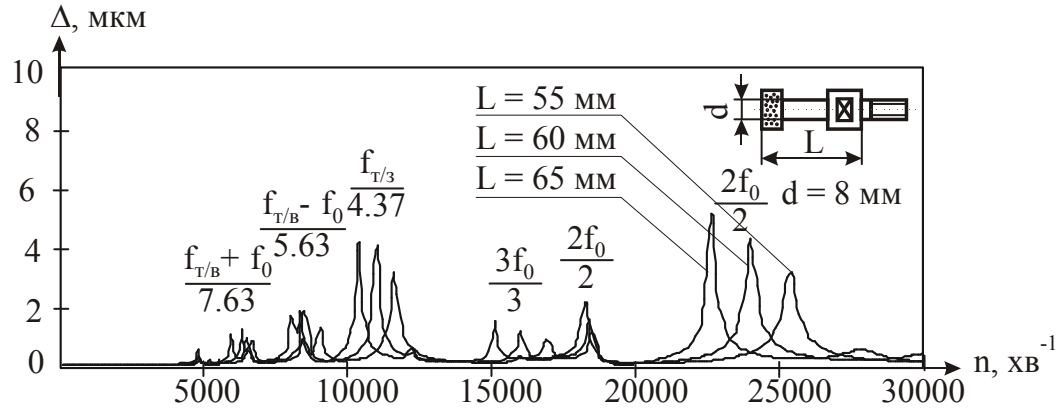
Найбільш вірогідні нормовані частоти вимушених коливань внутрішнього походження [4] і відповідні їм частоти обертання шпинделя, що відповідають умовам утворення локальних резонансів, зведені в табл. 2.

Як свідчать результати моделювання (рис. 4, табл. 2), для базового варіанту (№1) системи "шпиндель-оправка" на робочій частоті обертання шпинделя $n = 24000\,хв^{-1}$ виникають резонансні коливання (збіг другої власної частоти із 2-ю нормованою гармонікою вимушених коливань), внаслідок чого похибка обертання шпинделя зростає до 4,30 мкм.

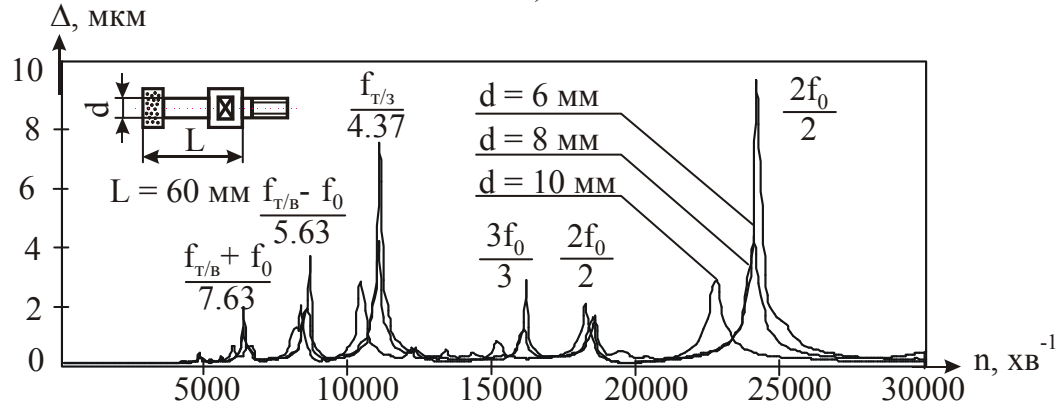
Таблиця 2

Резонансні частоти обертання шпинделя шліфувальної головки

Нормована частота вимушених радіальних коливань		Резонансні частоти обертання, хв $^{-1}$									
		№1		№2		№3		№4		№5	
		p_1, Гц	p_2, Гц	p_1, Гц	p_2, Гц	p_1, Гц	p_2, Гц	p_1, Гц	p_2, Гц	p_1, Гц	p_2, Гц
		613,5	800,0	616,8	845,6	608,1	754,6	616,3	804,5	606,0	756,1
$(f_{т/в} + f_0)/f_0$	7,632	4823	6289	4849	6648	4781	5932	4845	6325	4764	5944
$(f_{т/в} - f_0)/f_0$	5,632	6535	8523	6571	9008	6478	8038	6566	8571	6456	8055
$f_{т/з}/f_0$	4,368	8428	10990	8473	11616	8354	10366	8467	11052	8325	10387
$(2 \cdot f_m + f_{с/з})/f_0$	4,890	7527	9816	7568	10375	7462	9258	7562	9871	7436	9277
$(2 \cdot f_m - f_{с/з})/f_0$	4,096	8987	11719	9035	12387	8908	11053	9028	11785	8877	11076
$3 \cdot f_0/f_0$	3	12270	16001	12336	16912	12163	15091	12327	16091	12120	15122
$2 \cdot f_0/f_0$	2	18404	24001	18504	25368	18244	22637	18490	24136	18181	22683



а)



б)

Рис. 4. Залежність похибки Δ обертання шпинделя від частоти n обертання для оправок різної довжини (а) та діаметрів (б)

Зміна геометричних параметрів оправки в межах ± 5 мм по довжині i ± 2 мм по діаметру, внаслідок зміни величин другої власної частоти супроводжується зсувом зон резонансних коливань. При цьому для випадків зміни довжини L робочої частини оправки і сталому діаметрі d_{on} похибка обертання шпинделя на робочій частоті обертання зменшується у 8,6 разів (до 0,50 мкм). Наслідки зміни діаметру d_{on} робочої частини оправки при сталій довжині L мають певні особливості. Так, при збільшенні діаметру d_{on} до 10 мм похибка обертання шпинделя на робочій частоті обертання зменшується у 9,3 рази (до 0,46 мкм). При зменшенні діаметру d_{on} до 6 мм похибка обертання шпинделя на робочій частоті обертання навіть збільшується у 1,2 рази (до 5,09 мкм), що пов'язано із високим значенням динамічної податливості на другій формі коливань і незначним зсувом зони резонансних коливань (рис. 4, табл. 2).

Таким чином, точність обертання шпинделя шліфувальної головки на робочій частоті обертання можна забезпечити шляхом розмежування частот вимушених коливань із другою власною частотою на 6% і більше. Це можливо досягти як зміною геометричних параметрів оправки, так і власне зміною частоти обертання шпинделя шляхом застосування змінних привідних шківів. При зміні геометричних параметрів оправки перевагу треба надавати конструктивним рішенням, спрямованим на підвищення статичної та динамічної жорсткості системи "шпиндель-оправка", зокрема на зменшення довжини L робочої частини оправки і збільшення її діаметра d_{on}.

Висновки

1. Для ефективного використання при експлуатації ШВ його потенціалу за показником точності необхідно вже на стадії проектування визначати можливі ризики її погіршення внаслідок виникнення резонансних коливань.

2. Оцінку ризиків погіршення точності ШВ внаслідок виникнення резонансних коливань можна здійснювати як за насиченістю резонансних коливань (якісна оцінка), так і за їх інтенсивністю (кількісна оцінка). В першому випадку достатньо визначення значень нижніх власних частот ШВ (зазвичай двох) з наступним розрахунком частот обертання шпинделя, на яких збігаються частоти власних і вимушених коливань кінематичного характеру, що генеруються підшипниками опор. В другому випадку для робочого діапазону частот обертання шпинделя необхідно додатково отримати залежність похибки обертання шпинделя Δ від частоти його обертання n з врахуванням похибок виготовлення та збирання ШВ.

The estimation to risk of deterioration of accuracy of the manipulation of a spindle of the grinding head of the device for internal grinding the universal circular grinding machine tool mod. 3У12УВФ10 is carried out.

Література

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. / Под общ. ред. А.С.Проникова. – М.: Машиностроение, 1995. – 371 с.
2. Машиностроение. Энциклопедия. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. – Т.IV–7 / Под ред. Б.И.Черпакова. - М.: Машиностроение. - 1999. – 863 с.
3. Данильченко Ю.М. Узагальнена пружно-деформаційна модель шпиндельного вузла // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком "Інженерна механіка"). – 2002. – Вип. 11. – С. 126-131.

4. Данильченко Ю.М., Петров С.В. Методика оцінки точності шпиндельних вузлів на стадії проектування // Вестник НТУУ “КПИ”, серия машиностроение. – 2004. - № 43. – НТУУ “КПИ”. – С 293-303.
5. Данильченко Ю.М. Вплив похибок збирання шпиндельних вузлів на точність обертання шпинделя // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. – Кіровоград. – 2003. - №13. – С. 376-382.

Одержано 04.02.2005 р.