

В.Р. Кобельник, аспір.
П.Д. Кривий, к.т.н., доц.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ЖОРСТКІСТЬ ВЕРТИКАЛЬНО-СВЕРДЛИЛЬНИХ ВЕРСТАТТІВ

Подана методика, експериментальна установка та результати досліджень жорсткості вертикально-свердлильних верстатів на прикладі моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135. Доведено, що в існуючих конструкціях ВСВ, їх жорсткість при забезпеченні відповідних значень подач та частот обертання шпинделя суттєво відрізняється та не підпорядковується принципу рівножорсткості.

Проблема та її актуальність. При свердлінні наскрізних отворів виникають пружні деформації (переміщення) деталей механізмів приводу головного руху і приводу подач, в результаті чого накопичується потенціальна енергія, яка при виході інструмента із заготовки спричиняє різке збільшення подачі в 1,40–1,85 рази [13] і, як наслідок, зростання крутного моменту, що є однією із причин поломок свердел. Для того, щоб недопустити такого явища при свердлінні наскрізних отворів в автоматичному режимі, подачу рекомендують зменшувати на 20...25% [10], а в деяких випадках – в 1,35...1,6 [3] та у 2 [10] рази по відношенню до величин подач, які призначають при свердлінні глухих отворів. Таке зменшення подачі по всій глибині свердління призводить до збільшення шляху різання, трудомісткості операцій і, в кінцевому рахунку, до зниження ефективності обробки. З метою усунення такого недоліку використовують пристрої [8, 11], які забезпечують зменшення подачі тільки при виході інструмента із заготовки.

Враховуючи згідно з [4, 9], що жорсткість верстата – це відношення приросту зусилля ΔP до приросту пружних переміщень $\Delta \delta$, тобто $j = \Delta P_o / \Delta \delta$, в нашому випадку під терміном “жорсткість вертикально-свердлильних верстатів” (ЖВСВ) будемо розуміти відношення приросту осьового зусилля ΔP_o , прикладеного до шпинделя верстата в напрямі, протилежному до напрямку подачі інструмента, до величини приросту сумарних пружних переміщень $\Delta \delta$ системи двигун – коробка швидкостей – коробка подач – стіл верстата.

ЖВСВ при заданих значеннях подач і частот обертання шпинделя, які відповідають певним діаметрам свердел і швидкостям різання, є одним із критеріїв оцінки якості вертикально-свердлильних верстатів (ВСВ).

В дослідженнях З.М. Левіної і Д.Н. Решетова [7] розглядається питання жорсткості тільки коробок швидкостей ВСВ, що не може дати нам повної характеристики про ЖВСВ.

Аналіз літературних джерел [5, 6, 9] показує, що питання ЖВСВ досліджувалось з точки зору забезпечення точності обробки.

В праці [12] показано дослідження жорсткості механізмів зубофрезерних верстатів з точки забезпечення точності виготовлення зубчастих коліс.

Збільшенню подачі при виході свердла з тіла заготовки присвячено ряд робіт [5, 6, 13], але ці дослідження не висвітлюють ЖВСВ. Більше того, в літературі не висвітлено питання зміни ЖВСВ в залежності від певних співвідношень подач S_i і частот обертання шпинделя n_i при заданих діаметрах свердління D_i . Слід відмітити, що S і n мають строгий функціональний зв'язок, який впливає з наступного. Відомо, що $S = C_s \cdot D^{0.6}$ [10]. У свою чергу, $D = 1000 \cdot V / \pi \cdot n$. Тоді при $V = \text{const}$ для конкретного випадку та заданих матеріалах оброблюваної заготовки і свердла, S подамо як функцію від n , яка набуде вигляду: $S = C_s \cdot (1000 \cdot V / \pi \cdot n)^{0.6}$.

Тому розробка методики і проведення досліджень ЖВСВ при певних співвідношеннях S_i , n_i і заданих D_i при $V = \text{const}$ є актуальною задачею.

Мета і завдання досліджень та виклад основного матеріалу. Метою є дослідження жорсткості ВСВ при певних співвідношеннях подач S_i і частот обертання шпинделя n_i , визначених у конкретному випадку при встановленій швидкості різання V в заданому діаметрі свердління D_i .

Основні завдання.

1. Створити методику, установку і провести експериментальні дослідження ЖВСВ.

2. Проаналізувати та оцінити значення ЖВСВ в залежності від співвідношень S_i і n_i при заданих D_i для ВСВ моделей 2Н118, 2Н125, 2Н235.

Суть запропонованої методики полягає у наступному. Дослідження ЖВСВ здійснювалось на створеній дослідній установці, схема якої показана на рис. 1. На столі верстата встановлювали динамометр стиску 7, який контактував із шпинделем 5. Для відтворення впливу крутного моменту різання на деформування елементів системи та забезпечення беззасорного їх спряження на шпинделі 5 і на валу 1 електродвигуна 3 встановлювали диски, відповідно 6 і 2, на які, в протилежних напрямках, навивали двокінцеві троси, на кінцях яких були закріплені вантажі G . Для певного значення діаметра отвору, який необхідно просвердлити в заготовці із заданого матеріалу, наприклад, D за відомими методиками призначали елементи режиму різання: подачу S ; швидкість різання V та частоту обертання шпинделя n . Після коректування значень S і n за паспортом верстата встановлювали їх дійсні значення S_0 і n_0 , які забезпечувались певними кінематичними ланцюгами механізмів руху подач і головного руху, шляхом встановлення у відповідні положення важелів 10 і 11 переключення подач та частот обертання шпинделя.

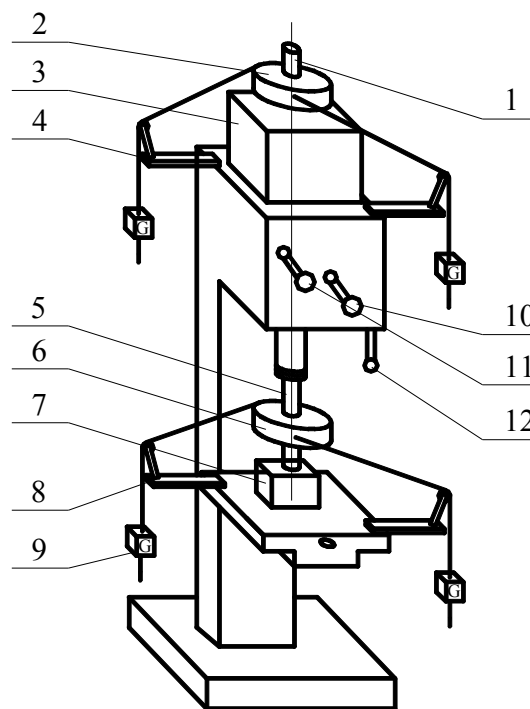


Рис. 1. Конструктивна схема установки для дослідження пружних переміщень в системах приводів ВСВ

Маючи матеріал заготовки, максимальний діаметр свердла D_{max} і знаючи максимальну подачу S_{0max} , визначали максимально-можливе осьове зусилля P_{0max} за формулою [10] $P_{0max} = C_{p0} \cdot D_{max}^{x_p} \cdot S_{0max}^{y_p}$, де C_{p0} — коефіцієнт, який враховує фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу; x_p і y_p — показники степенів, які характеризують вплив S і D на P_0 .

Моделювання нормальної експлуатації верстата забезпечувалось дотриманням умови $P_{0max} \leq P_{м.п.}$, де $P_{м.п.}$ — допустиме зусилля механізму подач.

Прийняли, що для всіх запланованих дослідів максимальне навантаження створюване динамометром $P_0 = (0,6 \dots 0,8)P_{0max}$.

З метою врахування впливу крутного моменту $M_{кр}$ на величину сумарних пружних переміщень для заданих D , S_0 і n_0 визначали значення $M_{кр}$ за формулою [10]: $M_{кр} = C_m \cdot D^{x_m} \cdot S_0^{y_m}$, де C_m — коефіцієнт, який враховує фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу; x_m і y_m — показники степенів, які характеризують вплив S і D на $M_{кр}$. Реальний крутний момент створювали підбором вантажів G .

Переміщенням стола вверх вибирали зазор в системі динамометр – шпиндель – піноль – рейкове і черв'ячне зачеплення. Обертаючи вручну диск 2, добивались вибору зазорів в зубчастих зачепленнях коробки швидкостей і коробки подач та переміщення пінолі з шпинделем вниз і за рахунок стиску

динамометра створювали попереднє зусилля натягу. Після цього шкалу індикатора динамометра встановлювали в нульове положення. Обертанням диска 2 стискували динамометр і створювали зусилля P_{o1} , яке відповідало цілому числу обертів шпинделя n_{un1} . Переміщення пінолі при $P_o = 0$ може бути визначене за залежністю $L_{T1} = \bar{S}_1 \cdot n_{un}$, де \bar{S}_1 – середнє значення розсіювання подачі при певному кінематичному ланцюгові, який забезпечує задані S_{o1} і n_{un1} .

Знаючи значення \bar{S}_i і L_{T1} , а також переміщення штока індикатора динамометра, знаходили дійсне переміщення пінолі L_{o1} , яке під дією заданих P_{o1} і $M_{кр1}$ буде менше L_{T1} на сумарну величину пружних переміщень системи $\delta_{1(P_{o1})}$: $\delta_{1(P_{o1})} = L_{T1} - L_{o1} = \bar{S}_1 \cdot n_{un1} - L_{o1}$.

Слід відмітити, що максимальний крутний момент, який виникає при свердлінні отвору D_{max} , практично не впливає на величину δ . Дослідження показали, що при створенні максимального крутного моменту на шпинделі, що виникає при максимальному діаметрі свердління, переміщення штока індикатора динамометра було на порядок менше, ніж при прикладанні осьового зусилля, яке при цьому виникає, і тому в подальшому його не враховували.

На наступному етапі встановлювали важелі 10 і 11 в такі положення, щоб забезпечувались подача S_2 і частота обертання шпинделя n_{un2} . Повертаючи диск 2 (рис. 1), отримували переміщення пінолі із шпинделем вниз до створення зусилля P_{o2} . Величина сумарних пружних переміщень системи в цьому випадку буде рівна $\delta_{2(P_{o2})} = L_{T2} - L_{o2} = \bar{S}_2 \cdot n_{un2} - L_{o2}$.

Провівши аналогічно експериментальні дослідження за запропонованою методикою, визначали значення δ_i при певних P_{oi} , що відповідали певним кінематичним ланцюгам (S і n_{un} — фіксовані для заданого D) і будували графіки залежності $\delta_i = f(P_{oi})$. З отриманих графіків на основі [4, 9] визначали для певних кінематичних ланцюгів жорсткість за формулою $j_i = \Delta P_{oi} / \Delta \delta_i$ та проводили аналіз отриманих даних.

В праці [7] відзначається, що сумарні пружні переміщення елементів металорізальних верстатів складаються із контактних пружних переміщень за рахунок деформацій мікронерівностей і безпосередньо пружних переміщень самих деталей, що виникають під дією складових сил різання. Згідно з [1, 7] пружні переміщення за рахунок контактної жорсткості мають непрямолінійний характер. У [12] показано, що жорсткість зубофрезерних верстатів також має непрямолінійний характер.

В проведених нами дослідженнях враховувався тільки лінійний характер залежності $j = \Delta P_o / \Delta \delta$, оскільки контактна жорсткість має місце при незначних навантаженнях.

Подамо результати експериментальних досліджень сумарних пружних переміщень систем та розрахункові дані ЖВСВ моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135.

У випадку свердління наскрізного отвору діаметром D на основі [10] подачу визначали із залежності $S = C_S \cdot D^{0.6}$, де C_S – коефіцієнт, що враховує вплив фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу на подачу при свердлінні, швидкість різання приймали рівну $V = 20$ м/хв. [2]. Тоді при подачі $S_o = 0,14$ мм/об. діаметр свердла становить близько $D = 10$ мм, а $n_o = 1000$ об./хв., $P_o = 2092$ Н. Знаючи, що за паспортом верстата мод. 2Н118 $P_{м.л.} = 5000$ Н прийняли, що $P_{оmax} = 3000$ Н для всіх запланованих дослідів.

За паспортними даними для верстатів мод. 2Н125 та 2Н135 допустиме зусилля механізму подач $P_{м.л.}$ рівне 9000 Н. Для експериментальних досліджень, здійснюваних на цих верстатах, прийняли $P_{оmax} = 8000$.

Аналогічно провівши розрахунки для інших діаметрів свердел та експериментальні дослідження величин сумарних пружних переміщень системи δ , отримали результати, які графічно подані на рис. 2, 3 та 4.

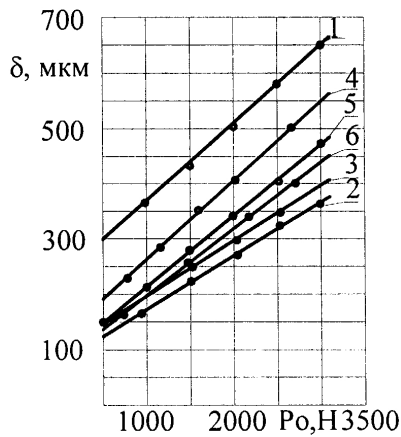


Рис. 2. Графіки залежності величини сумарних пружних переміщень системи $\delta = f(P_o)$ для різних співвідношень S_i і n_i ВСВ мод. 2Н118:
 1 – для $S_1 = 0,1$ мм/об., $n_1 = 2000$ об./хв.;
 2 – для $S_2 = 0,14$ мм/об., $n_2 = 1420$ об./хв.;
 3 – для $S_3 = 0,14$ мм/об., $n_3 = 1000$ об./хв.;
 4 – для $S_4 = 0,2$ мм/об., $n_4 = 710$ об./хв.;
 5 – для $S_5 = 0,2$ мм/об., $n_5 = 500$ об./хв.;
 6 – для $S_6 = 0,28$ мм/об., $n_6 = 350$ об./хв.

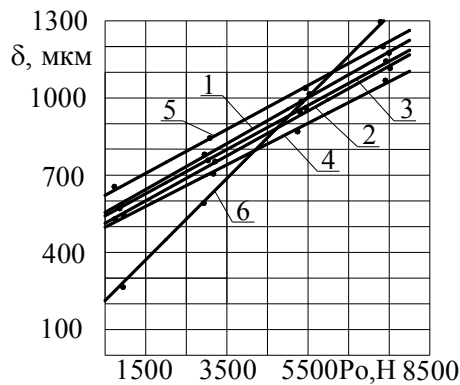


Рис. 3. Графіки залежності величини сумарних пружних переміщень системи $\delta = f(P_o)$ для різних співвідношень S_i і n_i ВСВ мод. 2Н125:
 1 – для $S_1 = 0,1$ мм/об., $n_1 = 2000$ об./хв.;
 2 – для $S_2 = 0,14$ мм/об., $n_2 = 1400$ об./хв.;
 3 – для $S_3 = 0,14$ мм/об., $n_3 = 1000$ об./хв.;
 4 – для $S_4 = 0,2$ мм/об., $n_4 = 710$ об./хв.;
 5 – для $S_5 = 0,2$ мм/об., $n_5 = 500$ об./хв.;
 6 – для $S_6 = 0,28$ мм/об., $n_6 = 350$ об./хв.

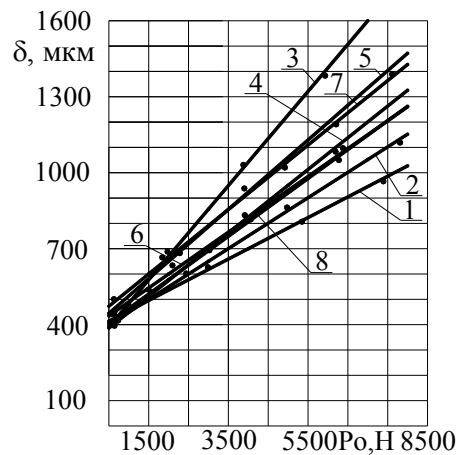


Рис. 4. Графіки залежності величини сумарних пружних переміщень системи $\delta = f(P_o)$ для різних співвідношень S_i і n_i ВСВ мод. 2Н135:
 1 – для $S_1 = 0,14$ мм/об., $n_1 = 1400$ об./хв.;
 2 – для $S_2 = 0,14$ мм/об., $n_2 = 1000$ об./хв.;
 3 – для $S_3 = 0,2$ мм/об., $n_3 = 710$ об./хв.;
 4 – для $S_4 = 0,2$ мм/об., $n_4 = 500$ об./хв.;
 5 – для $S_5 = 0,28$ мм/об., $n_5 = 350$ об./хв.;
 6 – для $S_6 = 0,28$ мм/об., $n_6 = 250$ об./хв.;
 7 – для $S_7 = 0,4$ мм/об., $n_7 = 250$ об./хв.;
 8 – для $S_8 = 0,4$ мм/об., $n_8 = 180$ об./хв.

Аналізуючи дані подані, на рис. 2–4, встановили, що має місце значне розсіювання значень δ та j .

Так, для ВСВ мод 2Н118 (рис. 2) при $S = 0,1$ мм/об. і $n = 2000$ об./хв. ЖВСВ є мінімальною $j_{\min} = 7,14$ Н/мкм, а для $S = 0,14$ мм/об. і $n = 1000$ об./хв. ЖВСВ – максимальна $j_{\max} = 10,33$ Н/мкм. Розбіжність складає близько 40 %.

У верстаті мод 2Н125 (рис. 3) при $S = 0,28$ мм/об. і $n = 350$ об./хв. ЖВСВ – мінімальна $j_{\min} = 6,16$ Н/мкм, а для $S = 0,20$ мм/об. і $n = 710$ об./хв. вона максимальна $j_{\max} = 12,40$ Н/мкм. Розбіжність складає близько 100 %.

А у ВСВ мод 2Н135 (рис. 4) при $S = 0,20$ мм/об. і $n = 710$ об./хв. ЖВСВ є мінімальна $j_{\min} = 5,43$ Н/мкм, а для $S = 0,14$ мм/об. і $n = 1400$ об./хв. вона максимальна $j_{\max} = 12,16$ Н/мкм. Розбіжність складає близько 120 %.

Аналіз отриманих даних показує, що ЖВСВ моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135 не підпорядковується принципу рівножорсткості [4], суть якого полягає в тому, що всі варіанти спряжень елементів системи повинні забезпечувати однакову жорсткість.

Порівняння і оцінку величин сумарних пружних переміщень спряжень елементів систем досліджуваних верстатів здійснювали на основі даних, поданих в табл. 1 і на рис. 5, 6.

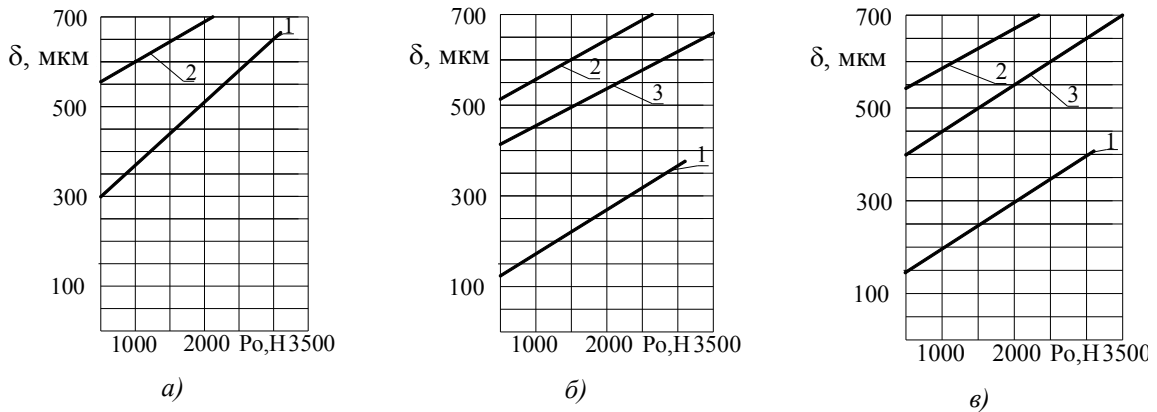


Рис. 5. Графіки залежності величини сумарних пружних переміщень системи $\delta = f(P_o)$ для ВСВ моделей: 1 – 2Н118; 2 – 2Н125; 3 – 2Н135 при співвідношеннях: а – $S = 0,1$ мм/об.; $n = 2000$ об./хв.; б – $S = 0,14$ мм/об., $n = 1400$ об./хв.; в – $S = 0,14$ мм/об., $n = 1000$ об./хв..

Як видно з рис. 5, 6, значення жорсткостей систем, які реалізуються однотипними кінематичними ланцюгами розглядуваних ВСВ, і відповідні величини сумарних пружних переміщень мають значну розбіжність. Так, при однакових кінематичних параметрах досліджуваних верстатів ($S = \text{const}$, $n = \text{const}$) для ВСВ мод. 2Н118 $\delta(2Н118) = (0,2 \dots 0,5)\delta(2Н125, 2Н135)$.

Таблиця 1.

Значення сумарних пружних переміщень і жорсткості для ВСВ при швидкості різання $V = 20$ м/хв..

Модель верстата	Діаметр свердла D, мм	Елементи режиму різання		Сумарні пружні переміщення при навантаженні 3000Н Δ , мкм	Сумарні пружні переміщення при навантаженні 8000Н Δ , мкм	Жорсткість j , Н/мкм
		Подача S, мм/об.	Частота обертання шпинделя n, об./хв.			
2Н118	4	0,1	2000	650,0	–	7,14
	7	0,14	1420	366,0	–	10,33
	10	0,14	1000	395,5	–	8,14
	12	0,2	710	543,5	–	7,21
	15	0,2	500	468,0	–	7,86
	18	0,28	350	437,5	–	8,40
2Н125	4	0,1	2000	441,0	1227,5	11,34
	8	0,14	1400	423,5	1170,5	11,81
	12	0,14	1000	420,0	1189,0	11,91
	16	0,2	710	403,5	1107,5	12,40
	20	0,2	500	521,5	1265,5	11,81
	25	0,28	350	812,0	1413,5	6,16
2Н135	5	0,14	1400	411,5	1032,5	12,16
	8	0,14	1000	503,0	1159,0	9,94
	16	0,2	710	921,0	1789,0	5,43
	11	0,2	500	623,5	1332,0	8,02
	22	0,28	350	685,0	1477,5	7,30
	28	0,28	250	554,0	1265,5	9,03
	32	0,4	250	639,5	1433,0	7,82
	34	0,4	180	570,5	1265,5	8,77

Так, для ВСВ мод. 2Н118 і 2Н125 (рис. 5, а) при $S = 0,1$ мм/об. і $n = 2000$ об./хв. ЖВСВ відповідно рівна $j = 7,14$ Н/мкм і $j = 11,34$ Н/мкм. Жорсткість верстата мод. 2Н125 в 1,58 раза вища від ЖВСВ мод. 2Н118.

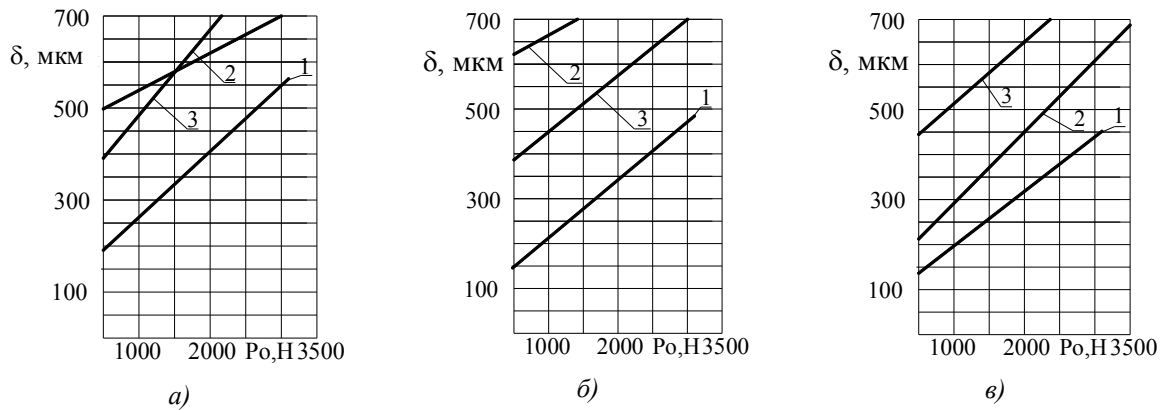


Рис. 6. Графіки залежності величини сумарних пружних переміщень системи $\delta = f(P_o)$ для ВСВ моделей: 1 – 2Н118; 2 – 2Н125; 3 – 2Н135 при співвідношеннях: а – $S = 0,2$ мм/об., $n = 710$ об./хв.; б – $S = 0,2$ мм/об., $n = 500$ об./хв.; в – $S = 0,28$ мм/об., $n = 350$ об./хв. .

При різних варіантах спряження елементів системи, що реалізувалась одноступінними кінематичними ланцюгами досліджуваних верстатів моделей 2Н118, 2Н125 і 2Н135, при заданих значеннях S і n ЖВСВ становили відповідно: $S = 0,14$ мм/об. і $n = 1400$ об./хв. – $j(2Н118) = 10,33$ Н/мкм, $j(2Н125) = 11,81$ Н/мкм, $j(2Н135) = 12,16$ Н/мкм (рис. 5, б); $S = 0,14$ мм/об. і $n = 1000$ об./хв. – $j(2Н118) = 8,14$ Н/мкм, $j(2Н125) = 11,91$ Н/мкм, $j(2Н135) = 9,94$ Н/мкм (рис. 5, в); $S = 0,2$ мм/об. і $n = 710$ об./хв. – $j(2Н118) = 7,21$ Н/мкм, $j(2Н125) = 12,40$ Н/мкм, $j(2Н135) = 5,43$ Н/мкм (рис. 6, а); $S = 0,2$ мм/об. і $n = 500$ об./хв. – $j(2Н118) = 7,86$ Н/мкм, $j(2Н125) = 11,81$ Н/мкм, $j(2Н135) = 8,08$ Н/мкм (рис. 6, б); $S = 0,28$ мм/об. і $n = 350$ об./хв. – $j(2Н118) = 8,40$ Н/мкм, $j(2Н125) = 6,16$ Н/мкм, $j(2Н135) = 7,30$ Н/мкм (рис. 6, в).

Висновки.

1. У кожного окремо взятого із досліджуваних верстатів моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135 не виявлено залежності жорсткості j від певних співвідношень подач S_i і частот обертання шпинделя n_i при відповідних D_i .

2. Встановлено, що відношення максимальних значень жорсткостей до мінімальних із збільшенням типорозміру верстата зростає. Так, для верстатів моделей 2Н118, 2Н125 і 2Н135 це відношення відповідно складає 1,4; 2,0; 2,2.

3. Встановлено, що для абсолютної більшості різних варіантів співвідношень S_i і n_i досліджуваних верстатів їх жорсткість не підпорядковується жодній закономірності. Винятком є тільки такий варіант співвідношень S і n , який реалізується кінематичними ланцюгами, що забезпечують $S = 0,14$ мм/об. і $n = 1400$ об./хв.. У цьому випадку жорсткість досліджуваних верстатів моделей 2Н118, 2Н125 і 2Н135 відповідно становить 10,33 Н/мкм, 11,81 Н/мкм, 12,16 Н/мкм, що відповідає принципу збільшення жорсткості із збільшенням типорозміру верстата.

Запропонована методика і отримані результати у перспективі можуть бути використані при проектуванні і удосконаленні існуючих конструкцій ВСВ, а також для проектування пристроїв для зменшення подачі при виході свердла.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Атопов В.И., Сердобинцев Ю.П., Славин О.К. Моделирование контактных напряжений. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.
2. Барановский А.М. Режимы резания металлов: Справочник. – Изд. 3-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 408 с.
3. Вульф А.М. Резание металлов. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние / 1973. – 320 с.
4. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.1 / Под. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 664 с.
5. Зеленцов В.В. Влияние жесткости настольно-сверлильных станков на точность обработки отверстий // Металлорежущие станки. – К.: Техника, 1978/ – № 6. – С. 50–54.
6. Зеленцов В.В. Исследование жесткости настольно-сверлильных станков // Металлорежущие станки. – К.: Техника, 1977. – № 5. – С. 73–79.
7. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.

8. Механизм подачи шпинделя сверлильного станка: А.с. СССР, МКП В 23 В47/00. / Н.И. Кузьмин, С.Г. Нагорняк, П.Д. Кривый (СССР). – № 3728754/25-08; Заявлено 27.02.84; Опубл. 23.02.86, Бюл. № 7. – 3 с.
9. *Пуш В.Э.* Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с.
10. Справочник технолога-машиностроителя. – Т. 2. / Под ред. В.М. Кована. – Изд. 2, испр. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 912 с.
11. Устройство для сверления сквозных отверстий: А.с.1400796. СССР, МКП В23 В 47/00./ Н.И. Кузьмин, С.Г. Нагорняк, П.Д. Кривый (СССР). – № 4167652/31-08; Заявлено 26.12.86; Опубл. 07.06.88, Бюл. № 21.
12. *Филатов В.П.* Жесткость зуборезных станков. – М.: Машиностроение, 1969. – 120 с.
13. *Ertunc H.M., Loparo K.A.* A Decision fusion algorithm for tool wear conDition monitoring in Drilling // International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2001, vol. 41. – P 1347–1362.

КОБЕЛЬНИК Володимир Романович — аспірант кафедри верстатно-інструментальних систем автоматизованого виробництва Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

— процеси механічної обробки.

тел. 8 (0352) 25-06-76

E-mail: V_Kobelnyk@ukr.net

КРИВИЙ Петро Дмитрович — кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри верстатно-інструментальних систем автоматизованого виробництва Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

— технологічне та інструментальне забезпечення якості виробів.

Тел. 8 (0352) 25-06-76

Подано 17.01.2007

Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердильних верстатів
Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Жесткость вертикально-свердильных станков
Kobelnyk V. R., Kryvyy P.D. Rigiditi of vertical drills

УДК 621.95.08

Жорсткість вертикально-свердильних верстатів / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий

Подана методика, експериментальна установка та результати досліджень жорсткості вертикально-свердильних верстатів на прикладі моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135. Доведено, що в існуючих конструкціях ВСВ, їх жорсткість при забезпеченні відповідних значень подач та частот обертання шпинделя суттєво відрізняється та не підпорядковується принципу рівножорсткості.

УДК 621.95.08

Жесткость вертикально-свердильных станков / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий

Представлены методика, экспериментальная установка и результаты исследований жесткости вертикально-свердильных станков на примере моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135. Доказано, что в существующих конструкциях ВСВ, их жесткость при обеспечении соответствующих значений подач и частот вращения шпинделя существенно отличаются и не подчиняются принципу равножесткости.

УДК 621.95.08

Rigiditi of vertical drills / V.R. Kobelnyk, P.D. Kryvyy

The policy, experimental plant and results of rigidity of vertical Drills researches on the example of models 2Н118, 2Н125, 2Н135 were given. It is proved that the rigidity of existing constructions ВСВ, while providing with definite values of feedings and frequencies of spindle revolving, considerably differs and doesn't submit the principle of equal rigidity.