

10. Григоренко Я. М. Обчислювальні методи в задачах прикладної математики / Я. М. Григоренко, Н. Д. Панкратова. – К.: Либідь, 1995. – 280 с.

11. Струтинський В. Б. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах: монографія / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин: Аспект-Поліграф, 2011. – 464 с.

12. Федориненко Д. Ю. До питання визначення функції тиску в шпиндельних гідростатичних опорах / Д. Ю. Федориненко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія “Технічні науки”. – 2011. – № 1 (47). – С. 16-23.

УДК 621.9.06

**В.М. Чуприна**, канд. техн. наук

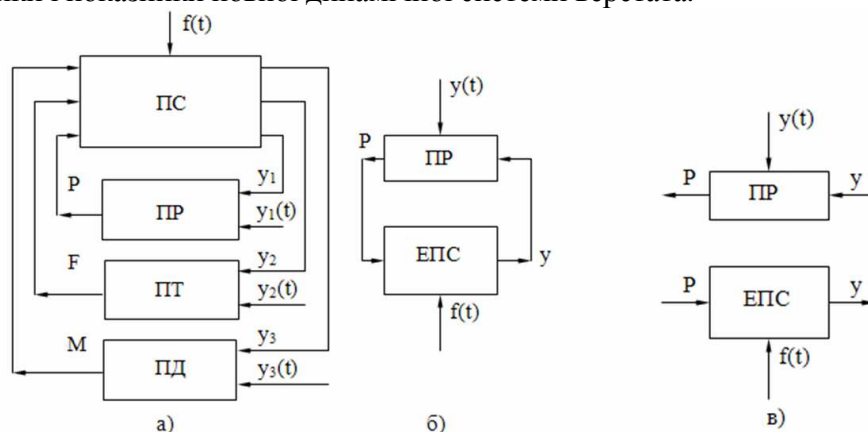
Чернігівський державний технологічний університет, м.Чернігів, Україна

## МОДЕРНІЗАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА В САПР

*Розглянуто актуальну проблему модернізації динамічних розрахунків пружної системи металорізального верстата під час проектування в САПР. Наведено приклад знаходження динамічних характеристик з використанням розроблених 3D-моделей конструкції верстата. Подано рекомендації щодо застосування цієї методики розрахунку для отримання динамічних характеристик пружних систем верстатів.*

**Вступ.** При сучасних методах проектування металорізальних верстатів у САПР необхідно мати достовірні відомості про вихідні властивості і характеристики розроблених конструкцій. Вони використовуються для оцінки якості верстатів за різними показниками, таких як точність, жорсткість, рівень шуму та інших. Важливими є також динамічні показники, які забезпечують високу динамічну якість конструкції, зокрема вібростійкість верстата під час різання.

За В.О. Кудиновим [1], динамічна система металорізального верстата (рис. 1, а) складається з пружної системи (ПС) і робочих процесів в її рухомих з'єднаннях (процеси різання – ПР, тертя – ПТ, у двигунах – ПД). Перехід до еквівалентної одноконтурної динамічної системи (рис. 1, б) дозволяє виділити з неї еквівалентну пружну систему (ЕПС) (рис. 1, в), що дає змогу досліджувати її незалежно з метою отримання необхідних динамічних властивостей верстата. Знаючи характеристики кожного елемента і застосувавши математичний апарат теорії автоматичного керування, можна визначити необхідні характеристики і показники повної динамічної системи верстата.



а) повна динамічна система; б) еквівалентна динамічна система; в) елементи динамічної системи  
Рис.1. Схема динамічної системи металорізального верстата та її основних елементів

Одним із основних динамічних показників є вібростійкість, тобто здатність верстата протидіяти зовнішнім і внутрішнім впливам коливань і вібрацій, які діють на нього в процесі обробки заготовок. Вібростійкість залежить від якості всієї динамічної системи, зокрема від основної її складової – ЕПС верстата. Тому динамічну якість металорізальних

верстатів зазвичай оцінюють за динамічними характеристиками пружної системи, які отримують у різних формах. Найчастіше – у вигляді перехідних або частотних (амплітудних – АЧХ, фазових – ФЧХ, амплітудно-фазових АФЧХ) характеристик, форм (мод) коливань, спектра власних частот та інших.

Традиційний динамічний розрахунок еквівалентної пружної системи верстата зазвичай виконується відповідно до рекомендацій [2-6]. Проте на сучасному рівні розвитку автоматизації проектування верстатів безпосередньо в САПР необхідно використовувати всі можливості потужних CAD-CAE-систем, у тому числі й для динамічних розрахунків [7].

У роботі розглядається модернізація традиційної інженерної методології динамічних розрахунків еквівалентної пружної системи металорізального верстата з використанням розроблених 3D-моделей конструкції в САПР.

**Мета статті.** Метою цієї публікації є вдосконалення методології розрахунку динамічних характеристик пружних систем металорізальних верстатів для швидкої і надійної оцінки їх динамічної якості під час проектування в САПР.

**Виклад основного матеріалу.** Динамічний розрахунок проводився на прикладі багатоопераційного верстата типу обробляючий центр мод. IP500ПМФ4. Для цього на основі заводських креслень у CAD-системі КОМПАС-3D була створена детальна 3D-модель верстата, яка містить більше ніж 3000 елементів (деталей). В усіх своїх основних проекціях вона показана на рисунку 2.

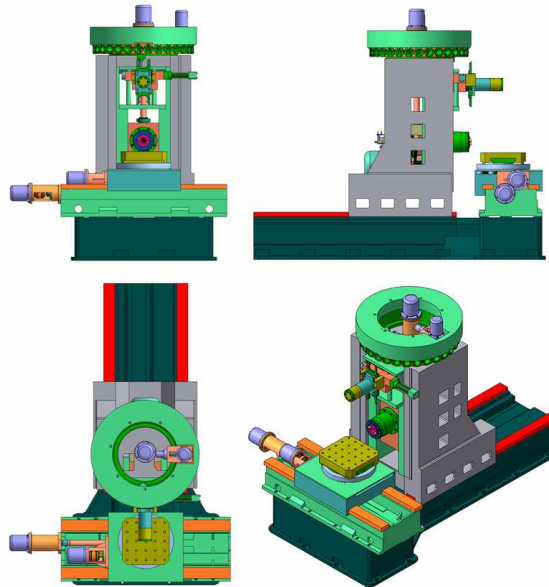


Рис. 2. Загальний вигляд 3D-моделі верстата – обробляючого центру мод. IP500ПМФ4 (в проекціях)

Метою розрахунку є отримання динамічних частотних характеристик у формі АФЧХ і мод коливань його ЕПС на основних резонансних частотах. Розрахунок амплітудно-фазових частотних характеристик верстата являє собою розрахунок змущених коливань ЕПС у зоні різання від зовнішнього навантаження силами, діючими як сили різання.

Під час дослідження динаміки верстата його динамічна модель традиційно представляється у вигляді кінцевої множини зосереджених мас з великою кількістю ступенів волі. Рівняння руху лінійної коливальної системи під дією зовнішніх сил зазвичай записують у вигляді системи лінійних диференційних рівнянь другого порядку, яка записується у матричному вигляді як

$$M \ddot{X} + H \dot{X} + CX = P(t), \quad (1)$$

де  $X$  – матриця (вектор) узагальнених координат системи (невідомих);

$M$ ,  $H$ ,  $C$  – квадратні матриці постійних коефіцієнтів відповідно: інерційних, демпфірування і жорсткості;

$P$  – матриця (вектор) зовнішніх збуджень (силових факторів);

$t$  – плинний час.

Для отримання цієї системи рівнянь необхідно скласти динамічну модель обробляючого центру IP500ПМФ4. Прийнята розрахункова динамічна модель (розрахункова схема) верстата показана на рисунку 3.

Складання розрахункової схеми (динамічної моделі) верстата проводилось на основі розробленої 3D-моделі. При цьому реальна пружна система ідеалізувалась як динамічна система із зосередженими параметрами. Тобто, верстат мав вигляд лінійної (лінеаризованої) механічної коливальної системи з окремих мас – тіл деталей і вузлів, які з'єднані між собою невагомими пружно-дисипативними зв'язками (в стиках контактуючих деталей). Точна 3D-модель верстата містить багато деталей, але в розрахунковій моделі вона представлена 18-ю основними укрупненими елементами (масами).

Згідно з методикою [4], залежно від відносної жорсткості стику та власної жорсткості тіла в розрахунковій моделі за абсолютно жорсткі тіла («масиви») прийняті: корпус шпindelного вузла, коробочка швидкостей (шпindelна бабка), стійка, станина, стіл, стіл поворотний, супутник (палета), магазин, автооператор.

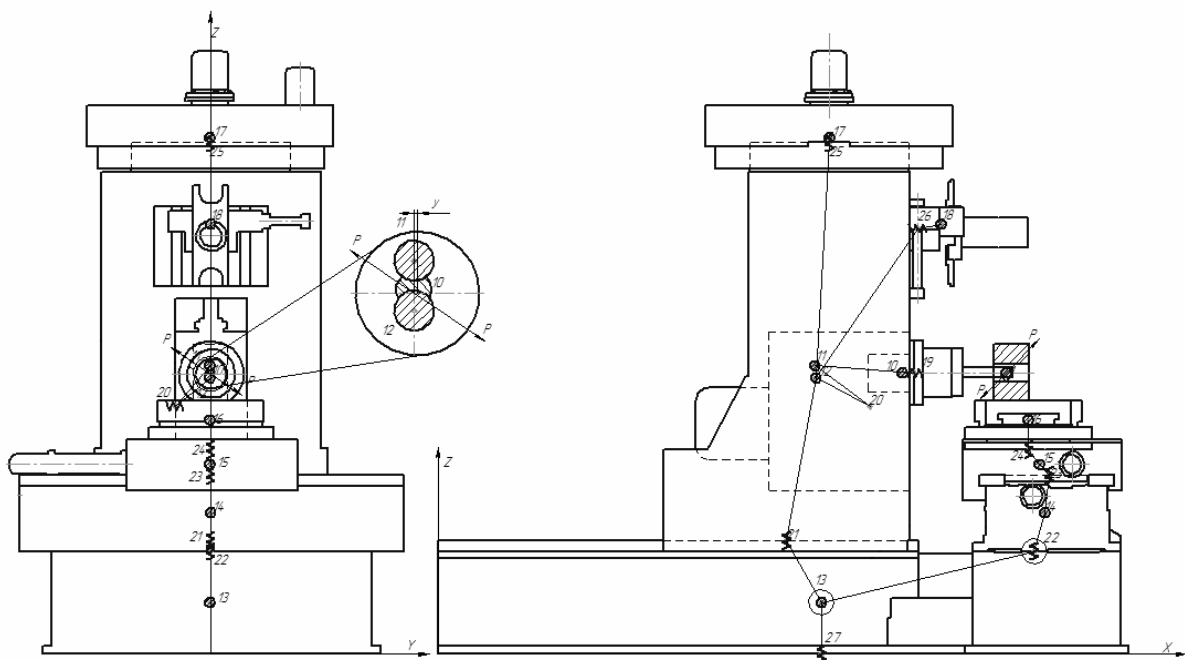


Рис. 3. Розрахункова динамічна модель верстата IP500ПМФ4 (18-ти масова)

Шпindel не може бути віднесений до «масивів», бо являє собою гнучку балку з перерізом у вигляді кола (або кільця). Розрахункова динамічна модель шпindelного вузла, як комплектної одиниці, представлена на рисунку 4 у вигляді вала шпindelя на підшипниках, закріпленого в корпусі. В розрахунках реальний шпindel (разом з інструментальною оправкою діаметром 70 мм і довжиною 300 мм) замінений невагомим стрижнем з 9-ма зосередженими масами, які розташовані по його довжині. Ця модель входить до складу повної динамічної моделі верстата IP500ПМФ4 як складова підсистеми.

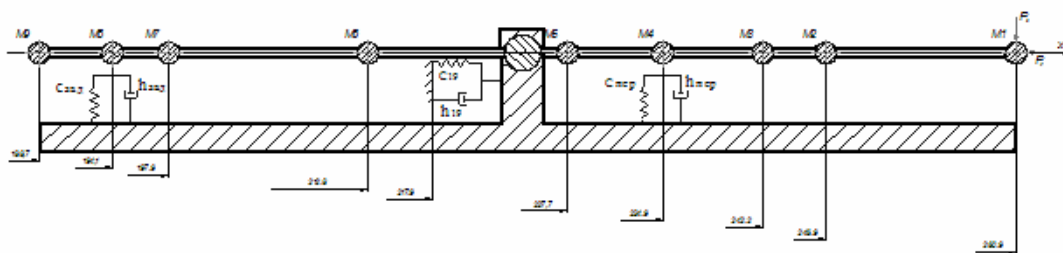


Рис.4. Розрахункова динамічна модель шпиндельного вузла верстата IP500ПМФ4 (9-ти масова)

Після замінення реальної пружної системи верстата розрахунковою динамічною моделлю, слід визначити всі інерційні, пружні та дисипативні параметри елементів моделі. Це необхідно під час заповнення матриць  $M$ ,  $H$ ,  $C$  матричного рівняння (1).

Розрахунок більшості параметрів елементів динамічної системи верстата (мас, моментів інерції, координат центрів ваги деталей і вузлів) доцільно проводити безпосередньо в САПР. У більшості САД-систем для цього існують розроблені внутрішні засоби (сервісні функції), які забезпечують високу точність розрахунків. У цій статті ці параметри для окремих елементів верстата розраховувались за допомогою тривимірної твердотільної моделі оброблюючого центру IP500ПМФ4, створеної у програмному пакеті КОМПАС-3D. Результати зведені у відповідні таблиці 1–3.

Таблиця 1

Координати центрів мас елементів

Найменування елемента (маси)	Координати		
	X, см	Y, см	Z, см
Зосереджена маса шпинделя 1	260,9	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 2	246,9	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 3	242,2	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 4	234,9	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 5	227,7	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 6	212,8	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 7	197,9	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 8	194,1	0	131,2
Зосереджена маса шпинделя 9	188,7	0	131,2
Корпус шпиндельного вузла	217,5	0	131,2
Коробка швидкостей	176,6	-0,3	134,6
Стійка	176,9	7,6	128,8
Станина	179,6	0,2	24,1
Стіл	284,2	-0,6	66,2
Стіл поворотний	281,8	-0,2	88,5
Супутник (палета)	276,7	0	109,1
Інструментальний магазин	183,4	1,0	240,9
Автооператор	235,7	2,1	200,3

Таблиця 2

Координати центрів стиків (між елементами)

Найменування стику	Координати		
	X, см	Y, см	Z, см
Корпус шпиндельного вузла-коробки швидкостей	217,9	0	131,2
Коробка швидкостей – стійка	202,2	17,6	115,5
Стійка – станина	162,9	-1,5	53,0
Станина – стіл	279,1	0	84,0
Стіл – стіл поворотний	286,4	0	83,4
Стіл поворотний – супутник (палета)	276,7	0	95,4
Інструментальний магазин – стійка	183,4	0	238,5
Автооператор – стійка	224,7	0	198,5

Значення ваги, маси та моментів інерції елементів

Найменування елемента	Вага, даН	Маса $m$ , кг·с <sup>2</sup> /см	$I_x$ , кг·см·с <sup>2</sup>	$I_y$ , кг·см·с <sup>2</sup>	$I_z$ , кг·см·с <sup>2</sup>
Зосереджена маса шпинделя 1	95,7	0,0957	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 2	119,2	0,1192	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 3	47,0	0,0470	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 4	51,1	0,0511	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 5	78,4	0,0784	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 6	101,8	0,1018	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 7	61,5	0,0615	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 8	25,9	0,0259	-	-	-
Зосереджена маса шпинделя 9	153,0	0,1530	-	-	-
Корпус шпиндельного вузла	69,22	0,0692	10,54	10,52	6,69
Коробка швидкостей	851,76	0,8518	2197,01	1746,18	582,11
Стійка	5188,64	5,1886	23208,29	21003,63	10633,76
Станина	9994,24	9,9942	102527,79	93829,79	12274,29
Стіл	1016,43	1,0164	3416,06	3047,35	621,52
Стіл поворотний	796,06	0,7961	905,09	512,02	461,37
Супутник (палета)	338,31	0,3383	128,92	79,59	79,59
Інструментальний магазин	851,06	0,8511	1706,26	954,13	897,12
Автооператор	144,99	0,1450	59,28	48,94	40,34

На розрахунковій схемі (рис. 3) пружно-демпфіруючий зв'язок у стику між двома елементами умовно зображується однією пружиною. Однак насправді вона позначає одразу два вектори – вектор жорсткості стику  $C_{ij}$  і вектор демпфірування в цьому ж стикі  $H_{ij}$ , причому  $C_{ij} = \{c_x, c_y, c_z, c_{\varphi x}, c_{\varphi y}, c_{\varphi z}\}$  і  $H_{ij} = \{h_x, h_y, h_z, h_{\varphi x}, h_{\varphi y}, h_{\varphi z}\}$ . Тобто коефіцієнт жорсткості стику являє собою не одне, а шість чисел:  $c_x, c_y, c_z, c_{\varphi x}, c_{\varphi y}, c_{\varphi z}$  – жорсткості стику по осях  $x, y, z$  та кутові жорсткості при обертанні навколо цих осей. Аналогічно позначаються і коефіцієнти демпфірування.

Розрахунок жорсткості плоских стиків – “корпус шпиндельного вузла – коробка швидкостей”, “стіл – стіл поворотний”, “станина – стіл”, “автооператор – стійка” – проводився за загально визнаною методикою [8], згідно з відповідними схемами стиків, показаних для прикладу на рисунку 5, а і 5, б. При цьому враховувалися особливості контактних деформацій у затягнутих і незатягнутих стиках та у підшипниках і направляючих кочення (танкетки). Під час визначення жорсткості стику “коробка швидкостей – стійка” (рис. 5, в) враховувалась взаємодія елементів через роликові танкетки, тому контактні деформації розраховувались як для тіл кочення [8].

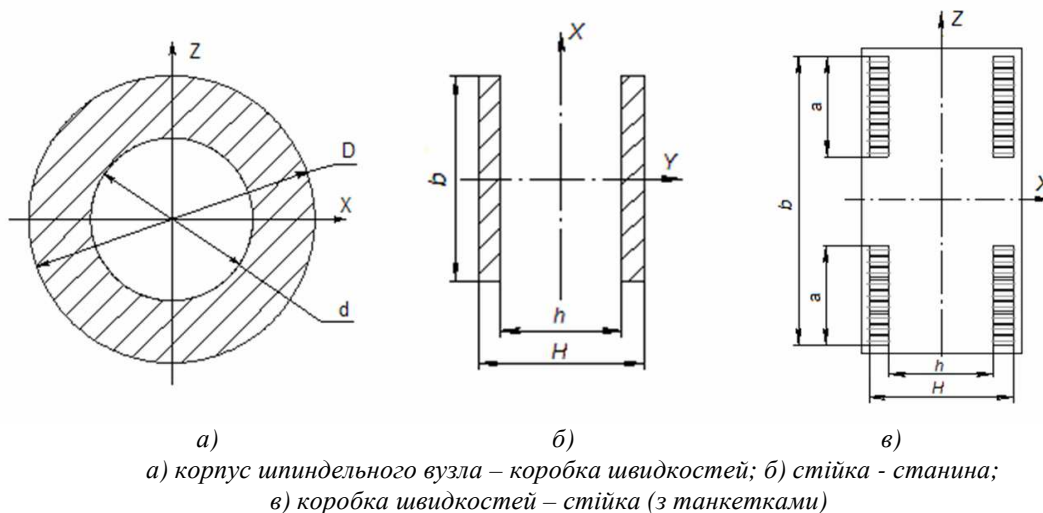


Рис.5. Схеми стиків для визначення коефіцієнтів жорсткості і демпфірування

Коефіцієнти контактної жорсткості плоских стиків по осях координат знаходились як:

$$c_z = \frac{F}{K_\sigma}, \quad c_x = c_y = \frac{F}{K_\tau}, \quad (2)$$

де  $F$  – площа стику;

$K_\sigma$  – коефіцієнт нормальної контактної податливості;

$K_\tau$  – коефіцієнт тангенціальної контактної податливості ( $K_\tau \approx 2K_\sigma$ ).

Контактна деформація визначається за виразом:

$$\delta = K_\sigma \cdot \sigma, \quad (3)$$

де  $\delta$  – переміщення у стику;

$\sigma$  – середній тиск у стику.

Коефіцієнт  $K_\sigma$  при динамічних розрахунках можна знайти за формулою

$$K_\sigma = \frac{2 \cdot C}{\sqrt{\sigma}}, \quad (4)$$

де  $C$  – коефіцієнт, який залежить від мікрогеометрії поверхонь та властивостей матеріалів, наприклад, для стику “сталь-сталь” з шліфованими поверхнями –  $C = 0,8$ ;

Обертові жорсткості стиків розраховувались за формулами:

$$c_{\varphi x} = \frac{I_x}{K_\sigma}, \quad c_{\varphi y} = \frac{I_y}{K_\sigma}, \quad c_{\varphi z} = \frac{I_z}{K_\tau}, \quad (5)$$

де  $I$  – момент інерції площі стику.

Розрахунок дисипативних характеристик пружної системи верстата зазвичай проводиться для визначення динамічної жорсткості, оцінки стійкості та рішення інших динамічних задач. Розсіювання енергії коливань у верстатах відбувається як у матеріалі деталей (внутрішнє тертя), так і у стиках – місцях контакту спряжених деталей (зовнішнє тертя при місцевих проковзуваннях, зовнішнє та внутрішнє тертя при деформації мікронерівностей) а також у масляних шарах (в основному грузле тертя рідини у суцільному шарі або між мікровиступами). При цьому розсіювання енергії коливань у спряжених стиках деталях у більшості випадків значно більше, ніж у матеріалі цих деталей.

Під час розрахунків дисипативних характеристик для кожного стику знаходились коефіцієнти демпфірування, які складають елементи вектора  $H_{ij} = \{h_x, h_y, h_z, h_{\varphi x}, h_{\varphi y}, h_{\varphi z}\}$ .

Коефіцієнти демпфірування для поступових переміщень розраховувались за формулою:

$$h = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{m \cdot c}, \quad (6)$$

де  $\lambda$  – логарифмічний декремент коливань;

$m$  – вага меншого з двох контактуючих елементів;

$c$  – жорсткість стику.

Коефіцієнти демпфірування при поворотному русі розраховувались за формулою:

$$h = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{I \cdot c_\varphi}, \quad (7)$$

де  $\lambda$  – логарифмічний декремент коливань;

$I$  – момент інерції;

$c_\varphi$  – поворотна жорсткість стику.

Значення логарифмічних декрементів коливань для різних стиків і умов їх функціонування приймалися згідно з рекомендацій і практики досліджень верстатів [9; 10].

Значення розрахованих коефіцієнтів жорсткості і демпфірування стиків зведені у відповідні таблиці 4 та 5.

Таблиця 4

## Коефіцієнти жорсткості стиків

Найменування стику	$c_x \cdot 10^4$ , даН/см	$c_y \cdot 10^4$ , даН/см	$c_z \cdot 10^4$ , даН/см	$c_{\varphi x} \cdot 10^4$ , даН·см	$c_{\varphi y} \cdot 10^4$ , даН·см	$c_{\varphi z} \cdot 10^4$ , даН·см
Корпус шпинделя – коробка швидкостей	300,973	150,486	150,486	24566	24566	24566
Коробка швидкостей – стійка	24,603	49,206	124,155	27515	25219	14905
Стійка – станина	366,254	366,254	732,507	1122933	800279	961606
Станина – стіл	372,053	372,053	744,105	546701	143707	808552
Стіл – стіл поворотний	306,191	306,191	612,382	405549	326603	366076
Стіл поворотний – супутник (палета)	191,297	191,297	382,593	66400	66400	66400
Інструментальний магазин – стійка	133,968	133,968	267,937	141540	141540	141540
Автооператор – стійка	78,822	157,643	124,768	546701	143707	808552

Таблиця 5

## Коефіцієнти демпфірування стиків

Найменування стику	$h_x$ , даН·с/см	$h_y$ , даН·с/см	$h_z$ , даН·с/см	$h_{\varphi x}$ , даН·с·см	$h_{\varphi y}$ , даН·с·см	$h_{\varphi z}$ , даН·с·см
Корпус шпинделя –коробка швидкостей	36,34	25,69	25,69	4051	4047	3227
Коробка швидкостей – стійка	72,89	103,09	163,75	311050	201596	168499
Стійка – станина	694,16	694,16	981,68	2570625	2064468	1610209
Станина – стіл	154,83	154,83	218,96	344071	166614	178480
Стіл – стіл поворотний	248,61	248,61	351,59	305076	205917	206943
Стіл поворотний – супутник (палета)	64,05	64,05	90,58	23294,68	18303	18303
Інструментальний магазин – стійка	85,02	85,02	120,23	123729,7	92524	89717
Автооператор – стійка	53,83	76,13	67,73	90650,4	42229	90941

Система рівнянь руху динамічної моделі верстата під дією гармонічних навантажень складається в матрично-векторній формі з використанням методів кінетостатики та коефіцієнтів впливу [3; 4].

Матричні рівняння руху пружної системи верстата IP500ПМФ4 мають такий вигляд:

$$D_{1,1}M_1 \ddot{X}_1 + D_{1,2}M_2 \ddot{X}_2 + \dots + D_{1,9}M_9 \ddot{X}_9 + D_{1,4}H_4 \dot{X}_4 + D_{1,8}H_8 \dot{X}_8 - D_{1,4}H_4A_{10,4} \dot{X}_{10} - D_{1,8}H_8A_{10,8} \dot{X}_{10} + EX_1 - D_{1,4}C_4A_{10,4}X_{10} - D_{1,8}C_8A_{10,8}X_{10} = D_{1,1}P_1$$

$$D_{9,1}M_1 \ddot{X}_1 + D_{9,2}M_2 \ddot{X}_2 + \dots + D_{9,9}M_9 \ddot{X}_9 + D_{1,4}H_4 \dot{X}_4 + D_{1,8}H_8 \dot{X}_8 - D_{1,4}H_4A_{10,4} \dot{X}_{10} - D_{1,8}H_8A_{10,8} \dot{X}_{10} + EX_1 - D_{1,4}C_4A_{10,4}X_{10} - D_{1,8}C_8A_{10,8}X_{10} = 0$$

$$M_{10} \ddot{X}_{10} + A_{10,4}^T H_4 A_{10,4} \dot{X}_{10} - A_{10,4}^T H_4 A_{10,4} \dot{X}_4 + A_{10,8}^T H_8 A_{10,8} \dot{X}_{10} - A_{10,8}^T H_8 A_{10,8} \dot{X}_8 + A_{10,4}^T C_4 A_{10,4} X_{10} - A_{10,4}^T C_4 A_{10,4} X_4 + A_{10,8}^T C_8 A_{10,8} X_{10} - A_{10,8}^T C_8 A_{10,8} X_8 = 0$$

$$M_{17} \ddot{X}_{17} + A_{17,24}^T H_{24} A_{17,24} \dot{X}_{17} - A_{17,24}^T H_{24} A_{16,24} \dot{X}_{16} + A_{17,24}^T C_{24} A_{17,24} X_{17} - A_{17,24}^T C_{24} A_{16,24} X_{16} = -P_{17}$$

$$M_{18} \ddot{X}_{18} + A_{18,26}^T H_{26} A_{18,26} \dot{X}_{18} - A_{18,26}^T H_{26} A_{18,26} \dot{X}_{18} + A_{18,26}^T C_{26} A_{18,26} X_{18} - A_{18,26}^T C_{26} A_{18,26} X_{18} = 0, \quad (7)$$

де  $M_i$  – матриця масових параметрів для  $i$ -ї маси;

$H_i$  – матриця дисипативних параметрів для  $i$ -го стику;

$C_i$  – матриця жорсткісних параметрів для  $i$ -го стику;

$D_{ij}$  – матриця параметрів податливості (коефіцієнтів впливу) для мас шпинделя;

$A_{i,j}$  – матриця переносу параметрів (з точки  $i$  в точку  $j$ );  
 $A_{i,j}^T$  – транспонована матриця переносу;  
 $P_k$  – матриця навантаження в точці  $k$ .

Усі матриці мають розмір  $6 \times 6$ , а матриці силових навантажень  $6 \times 3$ . Після заповнення всіх матриць системи над ними виконуються необхідні математичні дії, які записані в рівняннях. У результаті кожне з матричних рівнянь системи перетворюється в шість звичайних скалярних лінійних диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами виду (1). Для формалізації процесу формування матриць у рівнянні (1) розроблена спеціальна програма.

Після розкриття всіх матриць загальна система рівнянь у тривимірній системі координат XYZ складає 82 рівняння. Під час розв'язання системи визначаються абсолютні переміщення (коливання) всіх точок (мас) моделі по трьох осях координат (форми коливань). Однак при розрахунках динаміки верстата найбільш цікавими є відносні переміщення (коливання) між інструментом і деталлю, тобто між точками 1 і 17 в розрахунковій моделі. Тому в системі з'явилися ще три додаткові рівняння і система відповідно збільшилась до 85 рівнянь.

Наявність симетрії розрахункової моделі дозволила дещо спростити задачу. Розрахункова модель має площину симетрії XOZ, тобто коливання системи в площинах XOZ та YOZ є практично незалежними. Переміщення кожної  $i$ -ї маси розрахункової моделі характеризується в просторі шістьма ступенями волі – вектором переміщень  $X_i = \{x_i, y_i, z_i, \varphi_{xi}, \varphi_{yi}, \varphi_{zi}\}$ . Тоді в цьому випадку він розпадається на два незалежних вектори -  $X_{i1} = \{x_i, y_i, \varphi_{zi}\}$  та  $X_{i2} = \{z_i, \varphi_{xi}, \varphi_{yi}\}$ . У результаті для коливань пружної системи в площині XOZ складена система з 36 рівнянь, а в площині YOZ – з 35 рівнянь.

Після отримання систем диференціальних рівнянь усі коефіцієнти при узагальнених координатах та їх похідних, а також узагальнені сили збираються у відповідні матриці M, H, C і P для формування загальної системи рівнянь виду (1). Цей процес є досить важким і працеємким, тому для складання системи рівнянь використовувалась спеціальна авторська програма. В ній застосовувались формалізовані методи кінетостатики і коефіцієнтів впливу з використанням блочних матриць, що гарантує відсутність помилок і швидке отримання результатів.

Розв'язок отриманих систем лінійних диференціальних рівнянь виконувався на комп'ютерах IBM PC за допомогою програми VIBRO, розробленої автором для розв'язку великих систем диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами (з кількістю рівнянь до 40 і більше). В результаті проведених розрахунків отримали необхідні динамічні характеристики верстата IP500ПМФ4 і його шпindelного вузла.

За даними розрахунків згідно з динамічною моделлю шпindelного вузла (рис. 4) побудована його амплітудно-фазова частотна характеристика, яка показана на рисунку 6, а. В прийнятому робочому частотному діапазоні (0 – 1000 Гц) шпindel має тільки одну резонансну частоту 403 Гц. Також на рисунку 6, б показано лінію статичного прогину шпинделя (при  $f = 0$  Гц) та форма коливань шпindelного вузла на основній резонансній частоті ( $f = 403$  Гц).



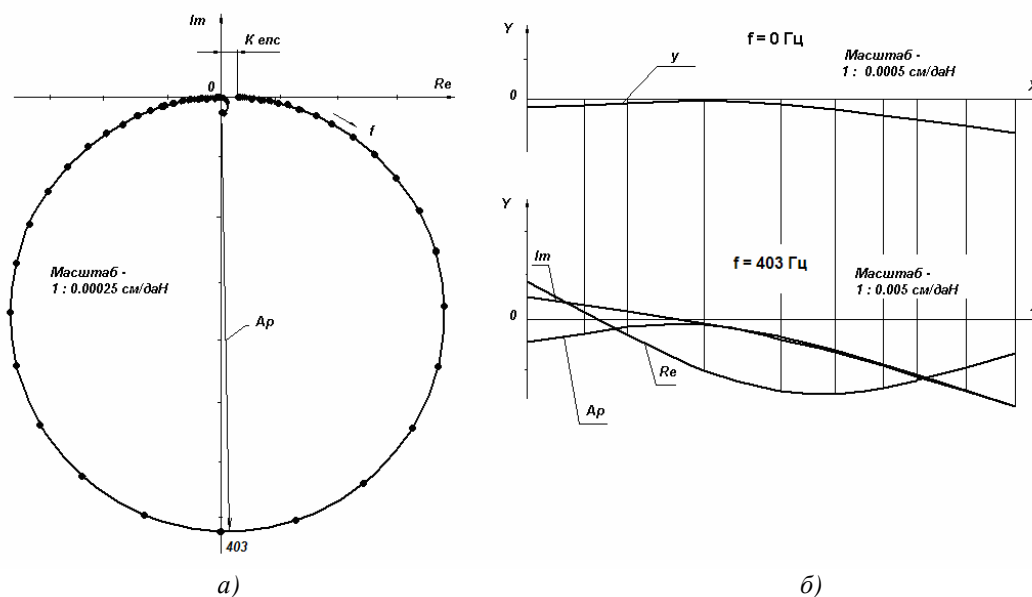


Рис. 6. Амплітудно-фазова частотна характеристика (а) та форми коливань(б) шпиндельного вузла

На рисунку 7, а показана розрахункова АФЧХ пружної системи верстата. Вона має три основні резонанси на частотах 54, 201 та 398 Гц, причому остання визначається динамічними параметрами шпиндельного вузла. Також для прикладу на рисунку 7, б показана векторна діаграма коливань пружної системи верстата на частоті 54 Гц.

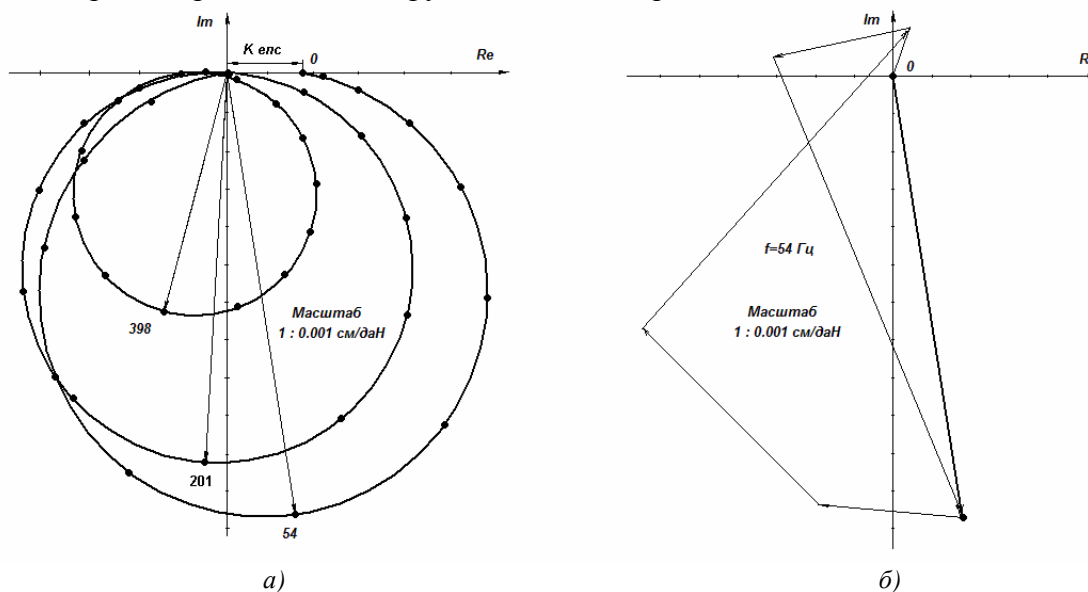


Рис. 7. Амплітудно-фазова частотна характеристика верстата IP500ПМФ4 (а) і векторна діаграма коливань його основних елементів(вузлів) на резонансній частоті 54 Гц (б)

На рисунку 8 зображена деформація моделі верстата під дією сили різання  $P$  (у збільшеному масштабі). З цього прикладу видно як відбувається відтискання ріжучого інструменту від деталі, а також як деформуються окремі елементи верстата в статиці і динаміці. Аналогічні деформації і форми коливань верстата IP500ПМФ4, які показані на рисунку 9, були отримані автором при розрахунках за методом скінчених елементів у програмі SolidWorks/Cosmos. Хоча ця програма і не дозволяє побудувати АФЧХ та векторні діаграми коливань пружної системи, проте аналіз одержаних результатів проводився шляхом порівняння величин статичних деформацій та форм коливань верстата на основних резонансних частотах. Він показав практичне співпадіння результатів: по влас-

них частотах до 2-3 %, по статичних деформаціях – до 5-7 % та по формах коливань – до 15-25 %. Це підтверджує достовірність отриманих результатів.

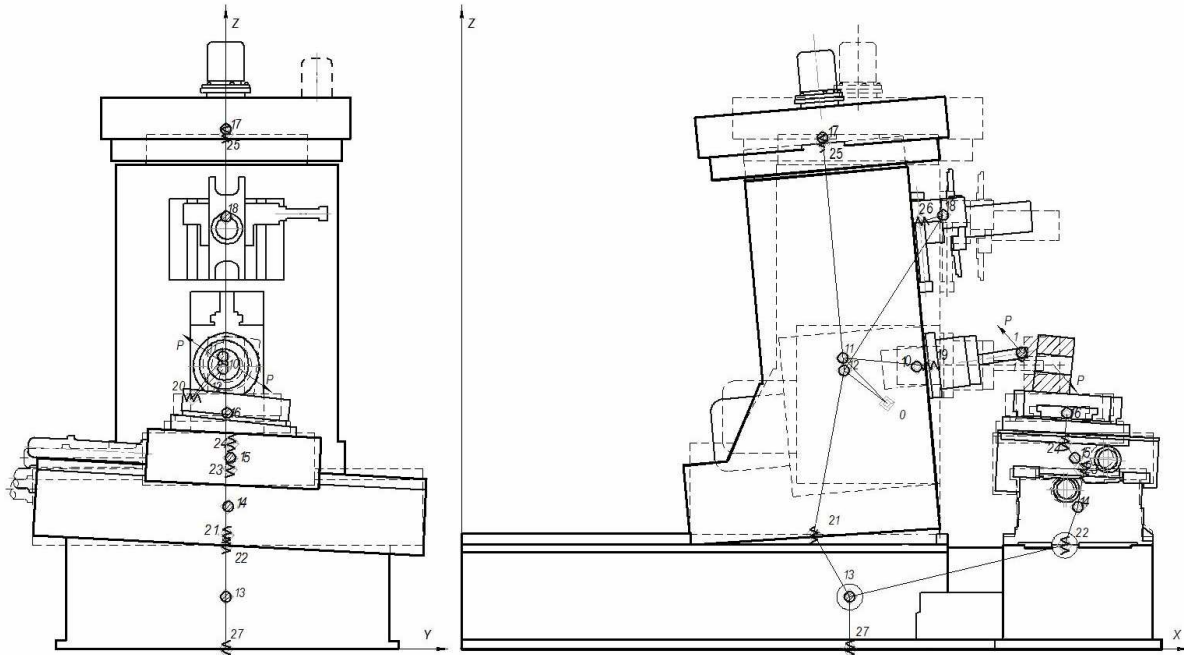


Рис. 8. Деформації (форми коливань) верстата IP500ПМФ4 на резонансній частоті 54 Гц

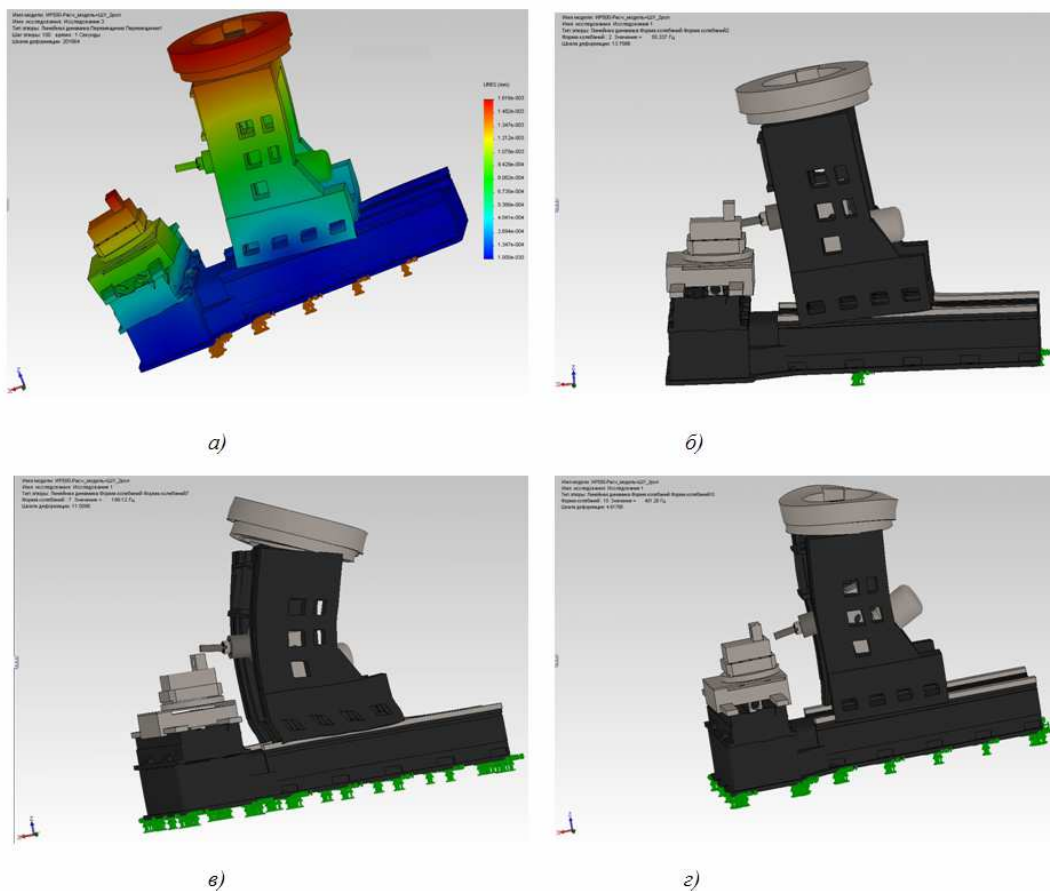


Рис. 9. Статичні деформації (а) і форми коливань верстата IP500ПМФ4 на основних резонансних частотах 55 Гц (б), 199 Гц (в) та 401 Гц (г)

**Висновки.** На базі загальних положень динаміки верстатів з використанням теорії механічних коливань і практики попередніх динамічних розрахунків аналогічних систем розроблена вдосконалена методологія розрахункового дослідження динамічної якості металорізальних верстатів. Її особливістю є широке використання розроблених 3D-моделей верстатів в універсальних САПР і високий рівень автоматизації розрахунків із застосуванням оригінальних авторських програм. При цьому на підготовчому етапі розрахунків максимально використовуються можливості CAD-CAE-систем для більш точного визначення параметрів розрахункових динамічних моделей, що суттєво зменшує трудомісткість динамічних розрахунків. Це дозволяє швидко, надійно і достовірно дослідити й оцінити динамічні характеристики пружних систем верстатів ще на стадії їх проектування.

Представлена методика дозволяє отримати динамічні характеристики верстата у вигляді амплітудно-фазових частотних характеристик пружної системи, а також побудувати форми коливань верстата на основних резонансних частотах.

Розроблені автором програми динамічних розрахунків можуть бути застосовані в спеціалізованих пакетах САПР металорізальних верстатів для оцінки їх динамічної якості.

Удосконалена методологія є універсальною і може застосовуватись для дослідження динаміки пружних систем різних конструкцій як верстатів, так і інших машин.

#### Список використаних джерел

1. Кудинов В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
2. Кудинов В. А. Поузловой анализ динамических характеристик упругой системы станка / В. А. Кудинов, В. М. Чуприна // Станки и инструмент. – 1989. – № 11. – С.8-11.
3. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
4. Расчет динамических характеристик упругих систем станков с ЧПУ: Методические рекомендации / Е. В. Хлебалов, Т. С. Воробьева, Г. Я. Чумбуридзе, А. Д. Шустиков; под ред. В. А. Кудинова. – М.: ЭНИМС, 1976. – 98 с.
5. Кедров С. С. Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
6. Кирилин Ю. В. Методика расчета виброустойчивости станков / Ю. В. Кирилин // СТИН. – 2005. – № 1. – С. 3-6.
7. Норенков И. П. Основы автоматизированного проектирования: учебник для вузов / И. П. Кирилин. – 2-е изд., перераб. и дополн. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 333 с.
8. Левина З. М. Контактная жесткость машин / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
9. Решетов Д. Н. Демпфирование колебаний в деталях станка / Д. Н. Решетов, З. М. Левина // Исследование колебаний металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1958. – С. 45-86.
10. Хомяков В. С. Учет демпфирования при динамических расчетах станков / В. С. Хомяков // СТИН. – 2010. – № 6. – С. 9-12.