

Міністерство освіти і науки України
Східноукраїнський національний університет
імені Володимира Даля

Факультет інженерії

Кафедра машинобудування та прикладної механіки

До захисту допущено
Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Соколов В.І.

« ____ » _____ 2021 р.

Пояснювальна записка

до бакалаврської роботи для освітньо-кваліфікаційного рівня: «бакалавр»

з напрямку підготовки (спеціальності): 133 – Галузеве машинобудування

На тему: «РОЗРАХУНОК ТА ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШИРОКО УНІВЕРСАЛЬНОГО ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ СФ68ВФ4»

Студент групи ГМ–17да _____
Керівник роботи _____

Мізіна Т.В.
к.т.н., доц. Кроль О.С.

Попередній захист та нормоконтроль
« ____ » _____ 2021 р.

1	
2	
3	
4	

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії

Кафедра машинобудування та прикладної механіки

Освітньо-кваліфікаційний

бакалавр

рівень

Напрямок підготовки 133 – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Соколов В.І.

« _____ » _____ 2021 року

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Мізіна Тетяна Вадимівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **«РОЗРАХУНОК ТА ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ШИРОКОУНІВЕРСАЛЬНОГО ВЕРСТАТА НА БАЗІ МОДЕЛІ СФ68ВФ4»**

керівник роботи

К.т.н., доц. Кріль О.С.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету

від «__» _____ 2021 року ____

2. Строк подання студентом роботи

3. Вихідні дані роботи

$n_{\text{эл}}=5000/125\text{хв}^{-1}$; $N_{\text{эл}}=7,5\text{кВт}$; $\varphi=1,26$; $n_{\text{min}}=20\text{хв}^{-1}$;
 $n_{\text{max}}=4000\text{хв}^{-1}$

Електродвигун постійного струму з безступінчастим регулюванням, кг.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Реферат. Жорсткість та піддатливість шпинделя.. Моделювання шпиндельного вузла за критерієм динамічної піддатливості. Динаміка шпиндельного вузла. Динаміка пружної системи шпиндель-консоль-процес різання

Висновки. Перелік використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Компонування фрезерних верстатів. 2. Піддатливість двоопорних шпинделей. 3. Дослідження динамічних характеристик шпинделя.

6. Консультанти розділів

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «___» _____ 2021 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Згідно з календарним планом – графіком, затвердженим кафедрою машинобудування та прикладної механіки, що до виконання бакалаврських робіт		

Студент

(підпис)

Мізіна Т.В

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту

(підпис)

Кроль О.С.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до Бакалаврської роботи на тему:
«РОЗРАХУНОК ТА ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШИРОКО
УНІВЕРСАЛЬНОГО ВЕРСТАТА НА БАЗІ МОДЕЛІ СФ68ВФ4»

містить: стор. 45 рис 39 , табл. 9 , джерел 8.

СВЕРДЛИЛЬНО-ФРЕЗЕРНО-РОЗТОЧУВАЛЬНИЙ ВЕРСТАТ, ДВУХОПОРНИЙ ШПИНДЕЛЬ, СТАТИЧНИЙ ФОРМУЛЯР, ПІДДАТЛИВІСТЬ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ШПИНДЕЛЬ - КОНСОЛЬ

Об'єктом дослідження в даній роботі є конструкція верстата свердлильно-фрезерно-розточувального типу (СФР-верстат). Цей верстат призначений для формоутворення деталей з використанням таких технологічних операцій, як свердління, зенкерування й розгортання точних отворів, фрезерування по контурі із круговою інтерполяцією й інші технологічні операції.

Ціль роботи – удосконалювання конструкції СФР- верстатів на основі проведення комплексного дослідження й моделювання їх конструктивних і технологічних властивостей у середовищі сучасних САПР

Методи дослідження включають метод початкових параметрів, операторне й диференціальне вирахування, метод спектрального аналізу.

Отримані результати й новизна - розроблений статичний формуляр шпиндельного вузла злиті визначення його піддатливості; побудовані амплітудні - і фазочастотні характеристики пружної системи «Шпиндель – Консоль»; здійснена пошук оптимального співвідношення лінійних розмірів шпинделі, розроблені алгоритми спектрального аналізу пружної системи в математичному середовищі MatLab. Запропоновано новий підхід до дослідження динамічних характеристик шпинделя СФР-верстата з використанням інструментарію спектральних частотних вікон.

Область застосування – у проектних підрозділах організацій станко-інструментальної галузі при проектуванні нового й модернізації існуючого встаткування; у навчальному процесі технічних ВНЗ.

Впровадження - у навчальному процесі з дисциплін проектування й моделювання верстатних і інструментальних систем

					ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мізіна			Реферат	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Кроль				У	І	І
Реценз.						СНУ ім. В.Даля		
Н. контр.						Кафедра «МІМ»		
Затверд.		Соколов						

ЗМІСТ

СТОР.

1. Моделювання шпиндельного вузла за критерієм динамічної піддатливості	6
1.1. Конструктивна й розрахункова схема шпиндельного вузла	7
1.2. Визначення статичного формуляра шпинделя	9
1.3. Визначення піддатливості шпиндельного вузла на основі експерименту	13
1.4. Визначення оптимальних розмірів шпинделя за критерієм Жорсткості	19
1.5. Визначення власної частоти коливань	23
2. Динаміка пружної системи « шпиндель-консоль-процес різання»	27
2.1. Дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла....	27
2.2. Передатні функції пружної системи	29
2.3. Моделювання з'єднання шпиндель - оправлення	31
Висновки	43
Література	45

					ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ			
Змн.	Лист	№ докум.	Гіюпис	Дата	Зміст	Лім.	Арк.	Аркушів
Розроб.	Мізіна					У	І	І
Перевір.	Кроль					СНУ ім. В.Даля Кафедра «МПМ»		
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.	Соколов							

1. МОДЕЛЮВАННЯ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ЗА КРИТЕРІЄМ ДИНАМІЧНОЇ ПІДДАТЛИВОСТІ

Шпиндельний вузол верстата призначений для повідомлення різальному інструменту або оброблюваній заготівлі головного обертового руху. Тому що він більшою мірою, чим інші вузли, впливають на точність і шорсткість оброблюваних поверхонь і продуктивність верстата, то до них пред'являються підвищені вимоги:

- по точності обертання, що регламентується допусками на радіальне і осьове биття його переднього кінця;

- по твердості, обумовленою припустимою пружною деформацією передній кінця шпинделя під навантаженням з урахуванням деформації консольної й міжопорної частин шпинделя, а також піддатливості його опор;

- по довговічності, обумовленою працездатністю опор шпинделя, ефективністю системи змащення, величиною попереднього натягу в підшипниках і т.д.;

- по вібростійкості (динамічні якості), обумовленою припустимою амплітудою коливань переднього кінця шпинделя у всім діапазоні частот обертання й припустимою частотою власних коливань шпинделя [10,11].

Варто враховувати також і інші вимоги, пов'язані з тепловими процесами, припустимим нагріванням підшипників, швидкістю й мінімальними витратами на виготовлення ШУ.

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ		
Змн.	Лист	№ докум.	Гіюпис	Дата			
Розроб.	Мізіна				Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Кроль				У	1	22
Реценз.					СНУ ім. В.Дала		
Н. контр.					Кафедра «МПМ»		
Затверд.	Соколов				Моделювання шпиндельного вузла		

1.1. Конструктивна й розрахункова схема шпindelного вузла

Для сучасних СФР - верстатів найчастіше використовуються двохопорні шпинделі [12], які відрізняються типорозмірами й конструкцією консольної частини (рис. 1.1).

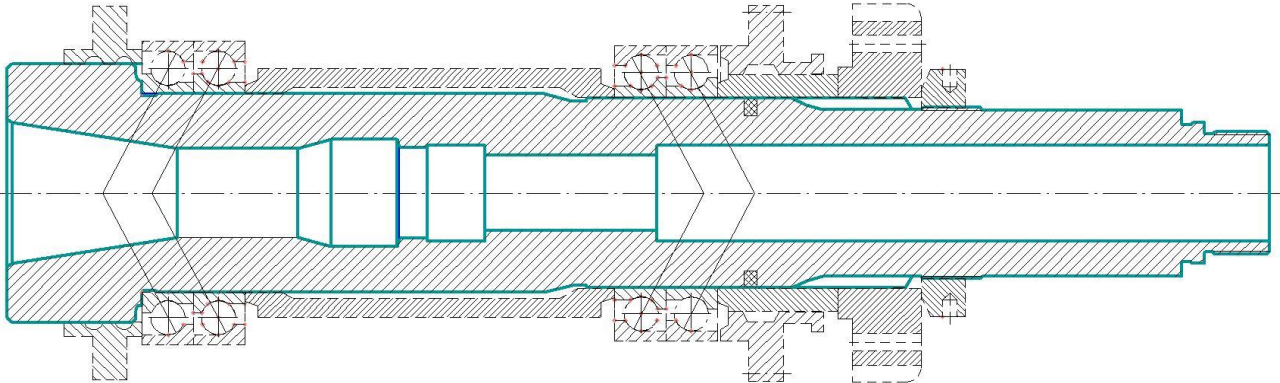


Рис.1.1. Конструктивна схема шпindelного вузла верстата СФ68ВФ4

Шпиндель монтується на двох опорах на здвоєних радіально-упорних підшипниках з попереднім натягом за схемою «тандем –О» . У передній опорі використовуються підшипники особливо легкої серії 2-446113 ГОСТ 832-78 з кутом контакту $\alpha = 26^{\circ}$. Зовнішні кільця цих підшипників звернений друг до друга різнойменними торцями. Тип з'єднання «тандем» характеризується здатністю витримувати більші осьові односпрямовані навантаження. Величина радіального навантаження, що витримується, і радіальна твердість залежать від величини виконаного попереднього натягу. При монтажі такого з'єднання варто строго перевіряти збіг кутів контакту підшипників α . На задній опорі монтується два радіально-упорних підшипники особливо легкої серії 2-446112 ГОСТ 832-78.

У загальному випадку дану конструктивну схему варто розглядати як статично невизначену балку на чотирьох опорах (підшипник-опора), які в

						ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат			2

загальному випадку мають лінійними A й кутовими a податливостями (рис. 1.2). Для зменшення трудомісткості досить коректно замінити здвоєні підшипники одною опорою, переходячи до двохопорної розрахункової схеми [13].

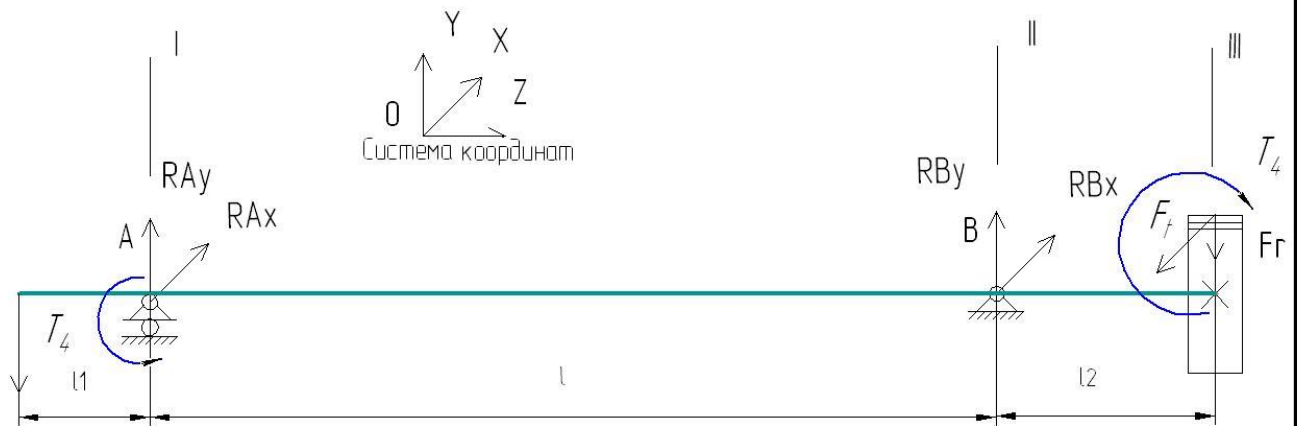


Рис.1.2. Розрахункова схема двохопорного шпинделя

Відповідно до запропонованої розрахункової схеми, ШУ представляється як пружна система "шпиндель-консоль" (ШК), піддатливість якої Δ визначається як сума окремих складових: $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$. Для визначення цих складових сформуємо математичну модель пружної системи у вигляді набору рівнянь статички*¹:

$$R_{\zeta} + R_{\bar{\gamma}} - R' = 0 \quad (1.1)$$

$$R_{\zeta} \cdot (l + l_1) + R_{\bar{\gamma}} \cdot l_1 + R' \cdot l_k - m_{\zeta} - m_{\bar{\gamma}} = 0 \quad (1.2)$$

Цю статично невизначену систему другого порядку доповнимо двома рівняннями:

- рівняння прогину (для балки постійного перетину):

*Знак "+" відповідає прогинам вниз и кутам повороту перерізів за часовою стрілкою.

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк. 3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

$$y(x) = y_0 + \theta_0 \cdot x + \frac{m_{\zeta} \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot I} - \frac{R_{\zeta} \cdot x^3}{6 \cdot E \cdot I} - \frac{R_{\dot{\gamma}} \cdot (x-l)^3}{6 \cdot E \cdot I} + \frac{m_{\dot{\gamma}} \cdot (x-l)^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (1.3)$$

- рівняння кута повороту

$$y'(x) = \theta_0' + \frac{m_{\zeta} \cdot x}{E \cdot I} - \frac{R_{\zeta} \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot I} - \frac{R_{\dot{\gamma}} \cdot (x-l)^2}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{m_{\dot{\gamma}} \cdot (x-l)}{E \cdot I} \quad (1.4)$$

де E - модуль пружності матеріалу шпинделя; I - усереднений осьовий момент інерції поперечного перерізу шпинделя.

Рівняння (1.3) отримано з рівняння пружної лінії за допомогою методу початкових параметрів [3], а рівняння (1.4) отримано шляхом обчислення похідної по координаті x .

Для заданої розрахункової схеми (рис.1.2) задоволення граничних умов:

$$\begin{aligned} y(0) &= A_3 \cdot R_3; & y'(0) &= a_3 \cdot m_3; \\ y(l) &= A_{\Pi} \cdot R_{\Pi}; & y'(l) &= a_{\Pi} \cdot m_{\Pi}. \end{aligned} \quad (1.5)$$

після підстановки в рівняння (1.3) і (1.4) дозволяє скласти систему чотирьох лінійних алгебраїчних рівнянь із невідомими $R_{\dot{\gamma}}, R_{\zeta}, m_{\dot{\gamma}}, m_{\zeta}$. Запишемо цю систему в матричній формі:

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ l+l_1 & l_1 & -1 & -1 \\ A_3 - \frac{l^3}{6 \cdot E \cdot I} & -A_p & \left(a_3 \cdot l + \frac{l^2}{E \cdot I} \right) & 0 \\ -\frac{l^2}{2 \cdot E \cdot I} & 0 & \left(a_3 + \frac{l}{E \cdot I} \right) & -a_p \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_3 \\ R_{\Pi} \\ m_3 \\ m_{\Pi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R' \\ -R' \cdot l_k \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (1.6)$$

1.2. Визначення статичного формуляра шпинделя

Розрахунок $y(x)$ і $y'(x)$ виконується для координати x , що збігає із правим торцем шпинделя $x = (l + l_1)$. Тут можливі кілька варіантів. Перший – чисельний, характерний для ситуації проектування спеціальних і спеціалізованих верстатів. Для універсальних і широко універсальних верстатів, коли уніфіковані основні конструкції ШУ й змінюються тільки

									ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат						4

конструкції консолей, доцільне рішення в загальному виді з виділенням компонента $\delta_{ст} = (\Delta_2 + \Delta_3)$. Останньої привласнюється назва статичного формуляра ШУ [13] і вона визначається в такий спосіб:

$$\Delta_2 = y(x)|_{x=1+l_1}; \quad \Delta_3 = 1_k \cdot y'(x)|_{x=1+l_1}$$

Піддатливість ШУ Δ , наведена до місця різання, обчислюється по залежності

$$\Delta = y(1+l_1) + 1_k \cdot y'(1+l_1) + \Delta_1 = \Delta_1 + \delta_{ст}$$

де Δ_1 залежить лише від конструкції й розмірів консолі, а для балки постійного перетину може бути виражене у вигляді

$$\Delta_1 = \frac{l^3}{3 \cdot E \cdot I_k}$$

Для опори ШУ, що змонтована на роликових підшипниках кочення, спочатку визначається лінійна піддатливість одного підшипника A_0 [15,16]:

$$A_0 = \frac{1}{d_b} \left[k_1 + \frac{k_2}{B} \cdot \left(1 + \frac{d_b}{D_n} \right) \right],$$

де B, d_b, D_n - відповідно ширина, внутрішній і зовнішній діаметри підшипника; k_1 - коефіцієнт, що враховує тип підшипника (табл. 1.1).

Коефіцієнт k_2 приймає значення в діапазоні: $k_2 = (0,65 \div 3,2) \cdot 10^{-3}$.

Причому меншим значенням коефіцієнта k_2 відповідають більші значення натягу й підвищена точність [13].

Таблиця 1.1

Значення коефіцієнта k_1

Тип підшипника	$k_1, \text{мм}^2/\text{Н}$
1 Конічний роликовий	$5,2 \cdot 10^{-5}$
2 Циліндричний роликовий	$6,5 \cdot 10^{-5}$

									Арк.
									5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ				

однорядний	
3 Циліндричний роликовий дворядний	$4,0 \cdot 10^{-5}$

З обліком A_0 обчислюється лінійна піддатливість опор A_{Π} і A_3 (при допущенні роботи двох однакових підшипників як одного): $A_{\Pi} = A_3 = \frac{A_0}{2}$.

Кутова піддатливість задньої й передньої опор a_{Π} , a_3 визначається аналогічно через кутову піддатливість одного підшипника a_0 відповідно до вираження:

$$a_3 = a_{\Pi} = \frac{2 \cdot A_0}{l_i^2 + \frac{4 \cdot A_0}{a_0}} \quad (1.7)$$

де $l_i = l_3$; $l_i = l_{\Pi}$ - відповідно відстань між спареними підшипниками в опорі.

Піддатливість радіально-упорних шарикопідшипників визначається за наступним планом [15, 17]:

1. За графіком на рис. 1.3 залежно від величини $\frac{P_i}{C_0}$ (де P_{Π} - осьовий попередній натяг, Н; C_0 - статична вантажопідйомність підшипника, Н) і кута контакту в підшипнику α визначити коефіцієнт осьової піддатливості K_{α} ;

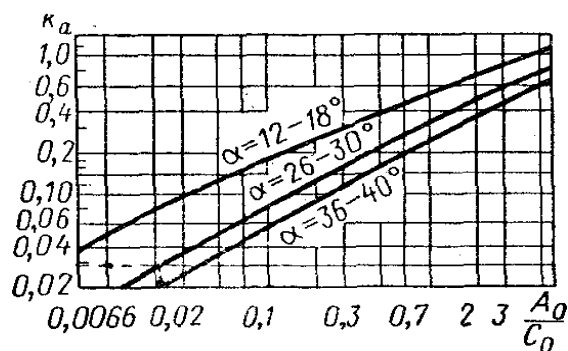


Рис.1.3 Графік для визначення коефіцієнта K_{α} при розрахунку радіальної піддатливості радіально-упорних шарикопідшипників

					ГМ-17 да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		7

2. За графіком на рис. 1.4 залежно від величини $\frac{F_r}{C_0}$ (де F_r - радіальне навантаження, Н; C_0 - статична вантажопідйомність підшипника, Н) і K_α визначити коефіцієнт радіальної піддатливості K_r ;

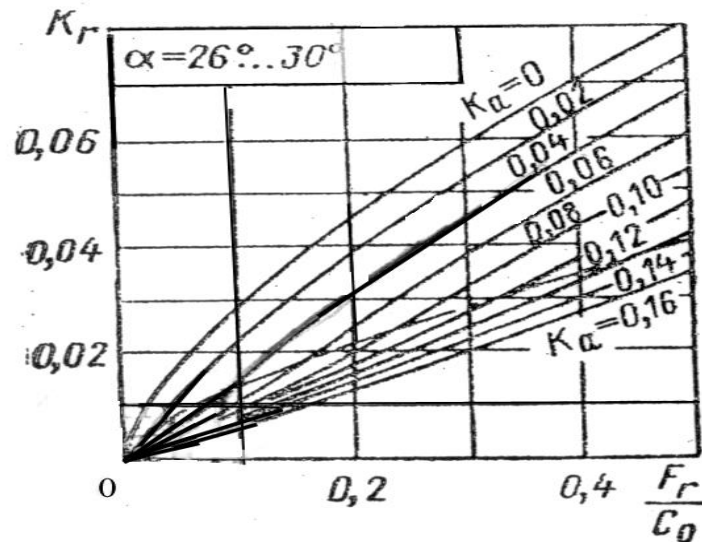


Рис. 1.4. Графік для визначення коефіцієнта K_r при розрахунках радіальної піддатливості радіально-упорних шарикопідшипників з кутом контакту $\alpha = 26 \div 30^\circ$

3. Визначити радіальну піддатливість δ_r' , напівтемних, пари радіально-упорних шарикопідшипників, змонтованих з попереднім натягом:

$$\delta_r' = 0,03 \cdot D_T \cdot K_r \quad (1.8)$$

де D_T - діаметр тіла кочення, мм;

K_r - коефіцієнт радіальної піддатливості.

4. Радіальна піддатливість δ_r'' у контакті кілець підшипника з посадковими поверхнями вала й корпусу [1]:

$$\delta_r'' = \frac{4 \cdot F_r \cdot k}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right), \quad (1.9)$$

де $k = 0,05 \div 0,25 \text{ мм}^3/\text{Н}$ (менші значення k варто приймати при підвищеній точності виготовлення посадкових місць, більших посадкових натягах, а

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		8

також при установці підшипників на конусну шийку); d, D і B - відповідно внутрішні, зовнішній діаметри й ширина підшипника, мм .

5 Радіальна піддатливість (деформація) підшипника під навантаженням, напівтемних:

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' \quad (1.10)$$

де δ_r' - радіальна піддатливість у контакті найбільш навантаженого тіла кочення з доріжкою кочення, напівтемних; δ_r'' - радіальна піддатливість у контакті кілець підшипника з посадковими поверхнями вала й корпуса, напівтемний

Радіальна піддатливість підшипників визначається по формулі

$$A = \frac{\delta_r}{F_r} \quad (1.11)$$

Кутова піддатливість радіально-упорних підшипників визначається по формулі (1.7).

1.3. Визначення піддатливості шпиндельного вузла на основі експерименту

Опис експериментальної установки

З метою проведення досліджень по визначенню жорсткостних характеристик була створена експериментальна установка, що представлена на рис.1.5. Вона являє собою горизонтальний шпиндельний вузол фрезерно-свердлильно-розточувального верстата моделі СФ68ПФ4 з наступними конструктивними параметрами: діаметр шпинделя - $d = 65$ мм, межопорное відстань - $l = 148$ мм, довжина консольної частини шпинделя - $l_1 = 68$ мм.

Вузол змонтований на двох радіально-упорних підшипниках: передня опора – 46113 ($65 \times 100 \times 18$ мм, $C_0 = 24500$ Н, $\alpha = 26^0$), задня опора – 46112 ($60 \times 95 \times 18$ мм, $C_0 = 24500$ Н, $\alpha = 26^0$) за схемою «тандем - О».

									Арк.
									0
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ				

За отриманим даними будується графік досвідчених залежностей (рис.

$$4.6): F_r = f(y).$$

Обробка результатів експериментів.

Метою обробки даних, отриманих у результаті експериментів, є встановлення приватних математичних залежностей $F_r = f(y)$ (рис.1.6) графоаналітичним методом або методом найменших квадратів (МНК) [18].

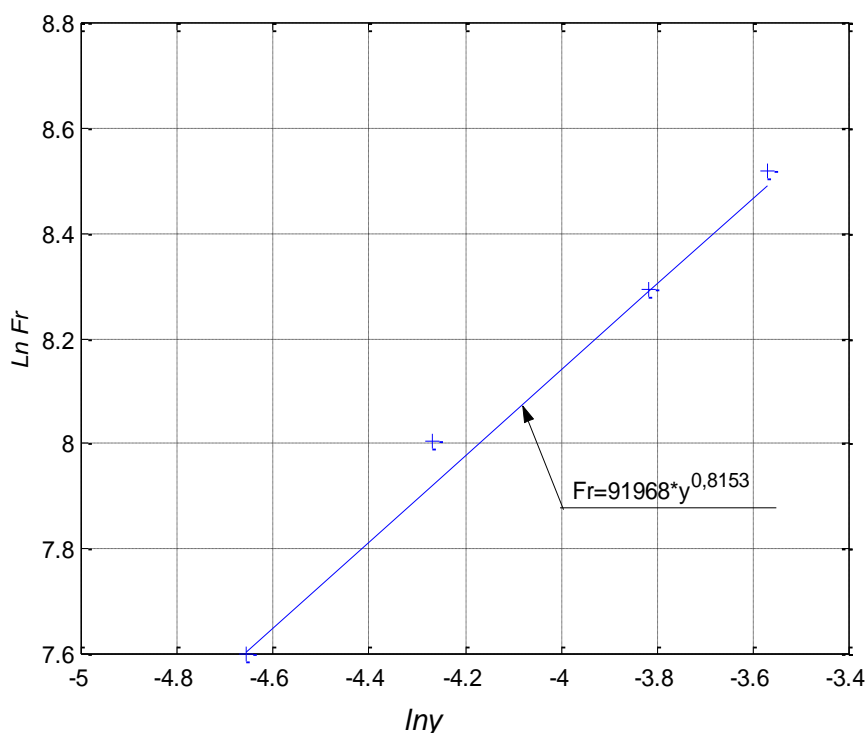


Рис.1.6. Графік емпіричної залежності $F_r = f(y)$

Дослідження піддатливості СФР - верстатів за допомогою статичних формулярів. При формуванні статичних формулярів за вищенаведеною методикою були виділені верстати-представники свердлильно-фрезерно-розточувальної групи:

1. Свердлильно-фрезерно-розточувальної верстат моделі МС51 з конусом шпинделя 30 АТ5 за ДСТ 15945-82.
2. Широкоуніверсальний спеціалізований верстат моделі СФ68ПФ4 з конусом 40 за ДСТ 936-82 для горизонтальний і вертикальний шпинделі.

3. Багатоцільовий спеціалізований горизонтальний верстат моделі МЦ200ПФ4У с конусом 40АТ5 за ДСТ 15945-82.

Отримані в роботі статичні формуляри

$$\delta = (\Delta_2 + \Delta_3) = y(x) + l_k \cdot y'(x)$$

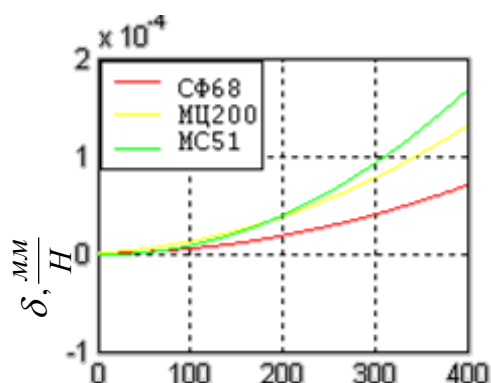
для вищезгаданих верстатів МС51, СФ68, МЦ200 наведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

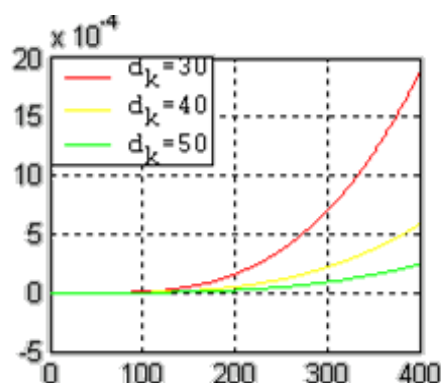
Статичні формуляри шпиндельних вузлів

Вихідні дані							Статичний формуляр δ , мм/Н
Модель	Розміри, мм		Піддатливість ($\times 10^{-8}$), мм/Н				
	l	l_I	A_z	A_p	a_z	a_p	
МС51	114	35	631	589	0,15	0,15	$(-85,25 - 2,00 l_k + 0,11 l_k^2) 10^{-8}$
СФ68	148	68	399	393	0,06	0,06	$(30,37 + 0,61 l_k + 0,042 l_k^2) 10^{-8}$
МЦ200	193	95	439	432	0,06	0,06	$(66,75 + 4,85 l_k + 0,069 l_k^2) 10^{-8}$

Конструкторові часто потрібно швидко зробити статичний розрахунок того або іншого налагодження. Це можна зробити за допомогою номограм, що складає із двох частин: статичного формуляра δ (рис. 1.7, а), побудованого по формулах табл. 1.3 і графіка піддатливості консолі Δ_1 (рис.1.7, б), побудованого для консолей постійного перетину й різних значень діаметрів d_k . Консоль розглядається як балка, затиснена в опорному перетині й навантажена в місці різання одиничною силою.



Піддатливість шпинделів



Піддатливість консолей

Рис.1.7. Піддатливість шпиндельних вузлів (номограма): а) - статичні формуляри; б) - піддатливість консолей

Щоб на номограмі визначити наведену до місця різання піддатливість шпиндельного вузла, досить знати виліт до різця l_k і діаметр d_k консолі. Піддатливість δ у різця визначається сумою знайдених на номограмі значень $(\Delta_2 + \Delta_3)$ і Δ_1 .

У ряді випадків неточність визначення загальної піддатливості шпиндельного вузла пов'язана з відсутністю в розрахунковій моделі даних про пружні властивості підшипникових опор. Розглянемо, як впливає на результати статичного розрахунку неточність у визначенні лінійної піддатливості A_0 одного підшипника [1]. Для шпиндельного вузла верстата моделі СФ68ПФ4 розрахункове значення піддатливості $A_z = 3,99 \cdot 10^{-6}$ і $A_p = 3,93 \cdot 10^{-6}$, мм/Н. Візьмемо ще два значення лінійної піддатливості з відхиленнями

$$1. A_{z1} = 2,59 \cdot 10^{-6} \text{ і } A_{z2} = 5,39 \cdot 10^{-6}, \text{ мм/Н}; \quad 2. A_{p1} = 2,55 \cdot 10^{-6} \text{ і } A_{p2} = 5,305 \cdot 10^{-6}, \text{ мм/Н},$$

і кутової піддатливості одного підшипника

$$1. a_{z1} = 0,039 \cdot 10^{-8} \text{ і } a_{z2} = 0,081 \cdot 10^{-8}, \text{ 1/(Н·мм)}; \quad 2. a_{p1} = 0,039 \cdot 10^{-8} \text{ і } a_{p2} = 0,081 \cdot 10^{-8}, \text{ 1/(Н·мм)}$$

У цьому випадку формуляри будуть мати вигляд :

$$1. \delta = (-71,05 + 0,62 l_k + 0,044 l_k^2) \cdot 10^{-8};$$

$$2. \delta = (161,67 + 1,148 l_k + 0,043 l_k^2) \cdot 10^{-8}.$$

На рис. 1.8 побудовані залежності δ від l_k , з яких треба, що навіть значне (до 35 %) відхилення лінійної піддатливості A_0 одного підшипника в обидва боки (завищення або заниження) від номінального значення мало впливає на піддатливість системи шпиндель-консоль у цілому.

									Арк.
									13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17 да. БР 00.000 ПЗ				

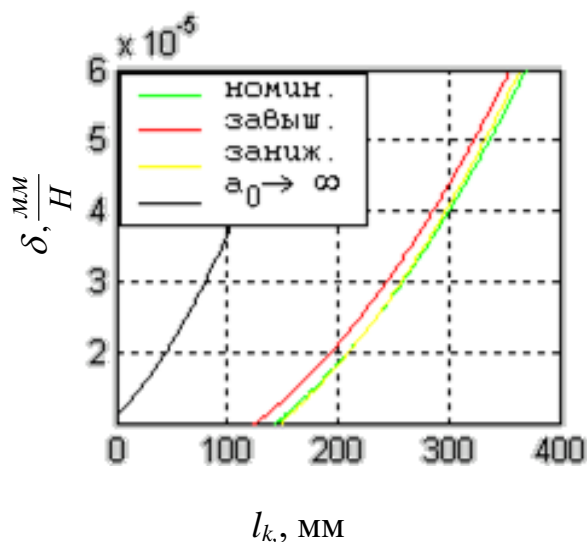


Рис. 1.8. Дослідження статичного формуляра ШУ верстата СФ68ПФ4

З іншого боку, якщо не враховувати кутової твердості одинарного підшипника ($a_0 \rightarrow \infty$), те одержимо наступний статичний формуляр (рис.4.8 , крива, відзначена суцільною лінією): $\delta = (1093+16.09 l_k+0.097) l_k^2 10^{-8}$.

Очевидно, облік кутової піддатливості одинарного підшипника виявляється необхідним, тому що розрахункове значення δ шпindelного вузла зростає в 3,2 рази. Крім того, як видно з розрахунків, зміна лінійної піддатливості A_z і A_p опор шпинделя в досить широких межах без відповідної зміни його діаметра не вносить істотних змін у піддатливість шпindelного вузла (не перевищує 35%).

1.4. Визначення оптимальних розмірів шпинделя за критерієм твердості

У дослідженнях шпindelних вузлів на жорсткість використовуються й інші підходи, засновані на аналітичних моделях оптимізації його конструкції. У цьому випадку розглянутий шпindel на двох опорах при нагруженні на консолі силою P зміщається через власний прогин і через пружну піддатливість опор. Зсуву кінця шпинделя, обумовлене

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ				

деформацією його опор, можна представити у вигляді [6]

$$y_1 = \delta_a \left(1 + \frac{l_1}{l}\right) + \delta_b \frac{l_1}{l}, \quad (1.12)$$

де δ_a , δ_b - деформації відповідно передньої й задньої опор шпинделя;

Увівши позначення $\lambda = \frac{l}{l_1}$, що характеризує відносну довжину прольоту,

деформації опор записати як

$$\delta_a = \frac{P(\lambda + 1)}{\lambda \cdot j_a}; \quad \delta_b = \frac{P}{\lambda \cdot j_b},$$

де j_a , j_b - твердості відповідно передньої й задньої опор.

Тоді вираження (1.12) приймає вид

$$y_1 = \frac{P}{j_a} \frac{(\lambda + 1)^2}{\lambda^2} + \frac{P}{j_b} \frac{1}{\lambda^2}.$$

Прогин кінця шпинделя як пружної балки можна представити у вигляді

$$y_2 = \frac{Pl_1^2}{3EJ_1} + \frac{Pl_1^3}{3EJ_2} = \frac{P}{j_0} \left(1 + \lambda \frac{J_2}{J_1}\right),$$

де $j_0 = \frac{3EJ_2}{l_1^3}$ - умовна твердість консольної частини шпинделя.

Підсумовуючи пружні зсуви кінця шпинделя, одержимо загальну піддатливість шпиндельного вузла

$$\delta = \frac{1}{j} = \frac{(\lambda + 1)^2}{j_a \lambda^2} + \frac{1}{j_b} \frac{1}{\lambda^2} + \frac{1}{j_0} \left(1 + \lambda \frac{J_2}{J_1}\right).$$

Для шпинделів на підшипниках кочення вводять додаткові обмеження на найменшу відстань між опорами ($\lambda_{min} \geq 2,5$) у зв'язку з тим, що биття підшипників при подальшому зменшенні міжопорної відстані підсилює биття кінця шпинделя [6]. Крім того, для підшипників кочення виходячи із забезпечення їхньою нормальною роботою, необхідно твердість шпинделя

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		15

в прольоті передбачати не нижче 250...500, Н/мкм Це обмеження по твердості дозволяє використовувати орієнтовне співвідношення між діаметром пролітної частини D_0 шпинделя і його міжопорного відстанню $D_0 = \sqrt[4]{(0,05...0,1)l^3}$. Тут менші значення в дужках приймають для верстатів нормальної точності, а більші для верстатів підвищеної й високої точності.

Розглянемо процедуру визначення оптимального співвідношення довжин консольної й міжопорної частини для досить типового представника багатоопераційних верстатів фрезерно-свердлильного-розточувального типу. Шпиндельний вузол цього верстата навантажений консольною силою $P = 400$ Н и представляє порожній вал ($d = 65$ мм; $d_0 = 28$ мм) зі стандартним кінцем шпинделя (фланцеві типу А ГОСТ 12595). Пружні передня й задня опори характеризуються відповідними характеристиками піддатливості:

$$\text{лінійні} - A_p = A_z = 4,17 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$\text{кутові} - a_p = 0,38 \cdot 10^{-8}, 1/\text{Н} \cdot \text{мм}; \quad a_z = 0,48 \cdot 10^{-8} 1/\text{Н} \cdot \text{мм}.$$

Використовуючи ядро символічної математики системи MAPLE [19], визначимо зсуву кінця шпинделя, обумовлене деформацією його опор, яке можна представити у вигляді

$$y_1 = \frac{0,001668(\lambda + 1)^2}{\lambda^2} + \frac{0,001668}{\lambda^2}.$$

Прогин кінця шпинделя як пружної балки можна представити у вигляді

$$y_2 = 0,0008533 + 0,000547 \lambda.$$

Загальна піддатливість шпиндельного вузла, наведена до місця різання складе

$$\delta = \frac{0,001668(\lambda + 1)^2}{\lambda^2} + \frac{0,001668}{\lambda^2} + 0,0008533 + 0,000547 \lambda.$$

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		16

Тридцятилітні піддатливості й загальна піддатливість проектованого шпиндельного вузла представлена на рис. 1.9.

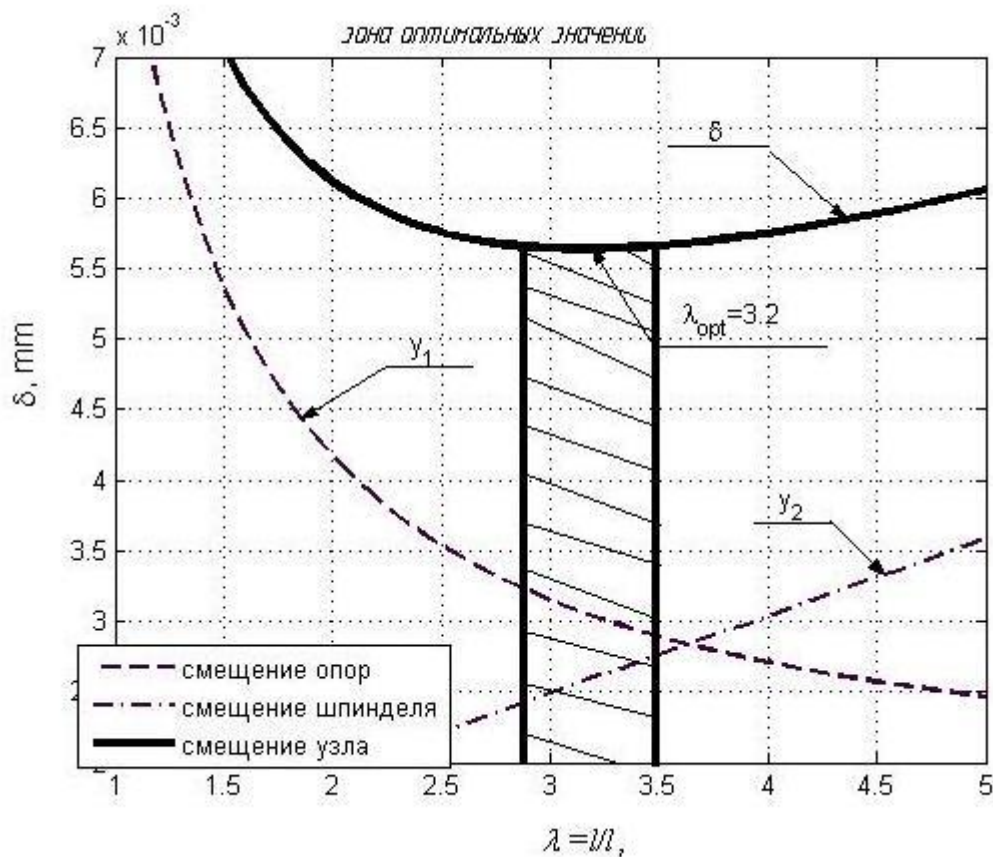


Рис. 1.9. Оптимальні співвідношення між лінійними розмірами шпинделя

Вищенаведена рекомендація ($\lambda_{min} \geq 2,5$) є обмеженням, а конструкторові необхідно прийняти оптимальне рішення. У цьому випадку оптимальним співвідношенням відповідно до рис.4.9 є $\lambda_{opt} = 3,2$. Разом з тим конструкторові часто доводиться іти на технічний компроміс, тому важливо поряд з точним значенням оптимуму, надати й діапазон значень, у якому загальна піддатливість буде перевищена незначно. Отриманий результат дозволяє сформуванати раціональний діапазон значень співвідношень між лінійними характеристиками $2,6 \leq \lambda \leq 3,9$.

						ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат			17

1.5. Визначення власної частоти коливань шпиндельного вузла

Коливання пружної системи шпинделя, викликане впливом силового імпульсу й надалі відбуває під впливом сил пружності самої системи є вільними або власними коливаннями. Визначення власних частот має велике практичне значення, тому що їхнє знання необхідно для розрахунку на змушені коливання. При змушених коливаннях у конструкції шпинделя виникають змінні за часом напруги, що пов'язане з небезпекою утомленого руйнування. При збігу частоти власних коливань із частотою сили, що обурює, виникає резонанс коливань, при якому амплітуди досягають неприпустимо більших значень. Отже, пружна система шпиндельного вузла повинна бути розрахована таким чином, щоб вона працювала в області частот, досить далеких від резонансних.

Частота сили, що обурює ω , як правило, є величиною заданої, змінити яку при проектуванні конструкції немає можливості, тому для «відбудування» від резонансу треба забезпечити відповідну частоту ω_0 власних коливань. «Відбудування» від резонансу забезпечені, якщо ω_0 відрізняється від ω не менш чим на 30%.

Частота власних коливань пружної системи шпиндельного вузла залежить від його твердості. Таким чином, для «відбудування» від резонансу виконується розрахунок конструкції на твердість, тобто визначається така твердість вузла, при якій ω_0 лежить у зазначені вище межах.

Розрахункова схема шпиндельного вузла (рис.1.2), розглядається як балка із зосередженим вантажем, що робить коливання, перпендикулярні осі балки, може бути прилічена до системи з одним ступенем волі. Кругова частота власних коливань системи шпиндельного вузла з одним ступенем волі визначається по формулі [14]

					ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		19

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{ст}}}, \quad (1.13)$$

де $\delta_{ст}$ – переміщення в напрямку коливань від статично прикладеної сили, рівної ваги тіла, що робить коливання, мм;

g - прискорення вільного падіння, мм/с⁻²

У модулі APM Shaft (рис.1.11) розрахована найбільш навантажена конструкція шпиндельного вузла, силові компоненти якої представлені в табл.1.3. Максимальні переміщення в площинах становлять: y_{maxg}

- у горизонтальній $y_{maxg} = 0,125$ мм;

- у вертикальній $y_{maxB} = 0,0619$ мм.

Сумарне переміщення в напрямку коливань: $\delta = y_{max} = 0,139$ мм

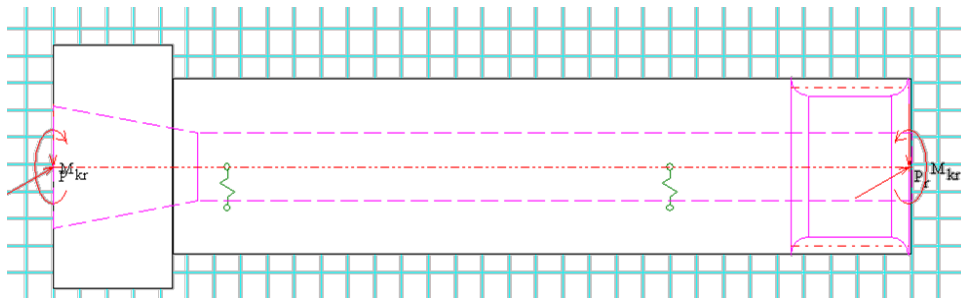


Рис.1.11. Розрахункова схема шпинделя

Таблиця 1.3

Нагружение шпинделя

Опора	Тридцятилітні сил P , Н		Крутний момент $M_{кр}$, Н·м
	Горизонтальна P_g	Вертикальна, P_B	
Передня	10154	-4952	330
Задня	8250	-4024	

Власна частота коливань шпиндельного вузла, обчислена по формулі (1.13) при напруженні, представленою на рис. 1.11 і табл.1.3 становить $\omega_0 = 266 \text{ c}^{-1}$ (табл.1.4)

Табл.1.4

Власна частота коливань

Y_{maxB}, MM	Y_{maxg}, MM	Y_{max}, MM	W, c^{-1}
0,0619	0,125	0,139	266

ВИСНОВОК

У результаті запропонованого підходу до обчислення й аналізу піддатливості побудована статична модель уніфікованого шпиндельного вузла (для вищевказаної гама верстатів), що враховує загальні властивості двохопорних конструкцій на радіально-упорних підшипниках кочення. За допомогою такої моделі розраховуються статичні формуляри (у символічному виді (табл.1.3) для верстатів представників свердлильно-фрезерно-розточувальної групи. Це значно знижує трудомісткість розрахункових робіт і відкриває перспективи масштабних досліджень в області моделювання й удосконалювання сучасних конструкцій шпиндельних вузлів.

На основі запропонованого дослідження формотворного шпиндельного вузла багатоопераційного верстата фрезерно-свердлильно-розточувального типу підтверджене положення про існування оптимального співвідношення між розмірами консольної й міжопорної частиною. Отримано модель піддатливості шпиндельного вузла, що дозволяє на стадії ескізного проектування оцінити габарити вузла, що конструюється й оптимальні співвідношення. Наведено чисельні значення

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		21

оптимального співвідношення між лінійними розмірами й відповідні значення ступеня деформації.

З використання модуля проектування валів APM Shaft розроблена схема пружної системи шпиндельного вузла, як системи з одним ступенем волі й визначена частота його власних коливань, що перебуває поза небезпечною зоною резонансних частот шпинделя.

					ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

2. ДИНАМІКА ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ « ШПИНДЕЛЬ-КОНСОЛЬ-ПРОЦЕС РІЗАННЯ»

2.1. Дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла

Як об'єкт дослідження розглядається шпиндельний вузол на двох опорах, конструктивна схема й основні характеристики, який представлені на рис.1.1

Як відомо [10], металорізальний верстат (МВ) і його основні вузли розглядаються як багатоконтурні замкнуті динамічні системи, що складаються із пружних ланок і робочих процесів. На рис.2.1 представлена структурна схема МВ.

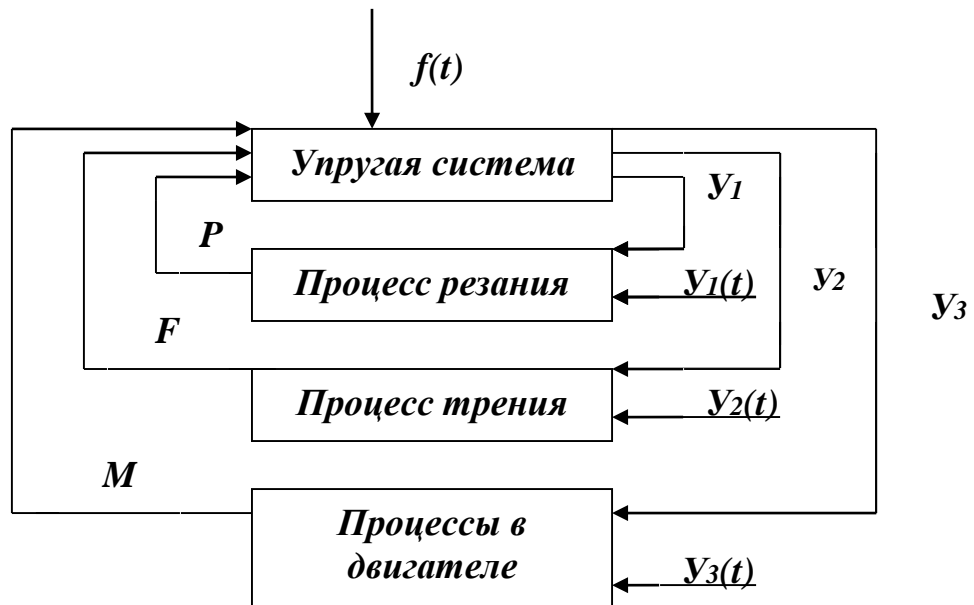


Рис.2.1. Структурна схема пружної системи (ПС) МВ:

P, F, M - сили різання, тертя й рушійний момент електродвигуна;

U_i – вихідна інформація (переміщення ВУС), реакція системи на вхідні впливи;

$f_i(t)$ – зовнішні збурювання впливу на ПС.

					ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ		
Змн.	Лист	№ докум.	Гюпис	Дата			
Розроб.	Мізіна				Лім.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Кроль				У	1	16
Реценз.					СНУ ім. В.Даля		
Н. контр.					Кафедра «МПМ»		
Затверд.	Соколов				Динаміка пружної системи		

Складність завдань дослідження динаміки багатоконтурних систем, нерівноцінний вплив зворотних зв'язків на процес функціонування приводить до доцільності першого кроку спрощення - уведення еквівалентної динамічної системи верстата (рис.2.2,а) [10].

Спрямованість зв'язків дозволяє для зручності аналізу розчленувати динамічну систему, «розмикаючи» зв'язку меду елементами (другий крок спрощення), причому доведеним є твердження про те, що замкнута ПС стійка тоді, коли еквівалентна їй розімкнута система стійка (рис.2.2,б).

Тому що елементи динамічної системи МВ самі по собі є складними системами, те після розриву зв'язку можна виділити окремий елемент системи й розглядати його окремо (третій крок спрощення, рис.2.2, в).

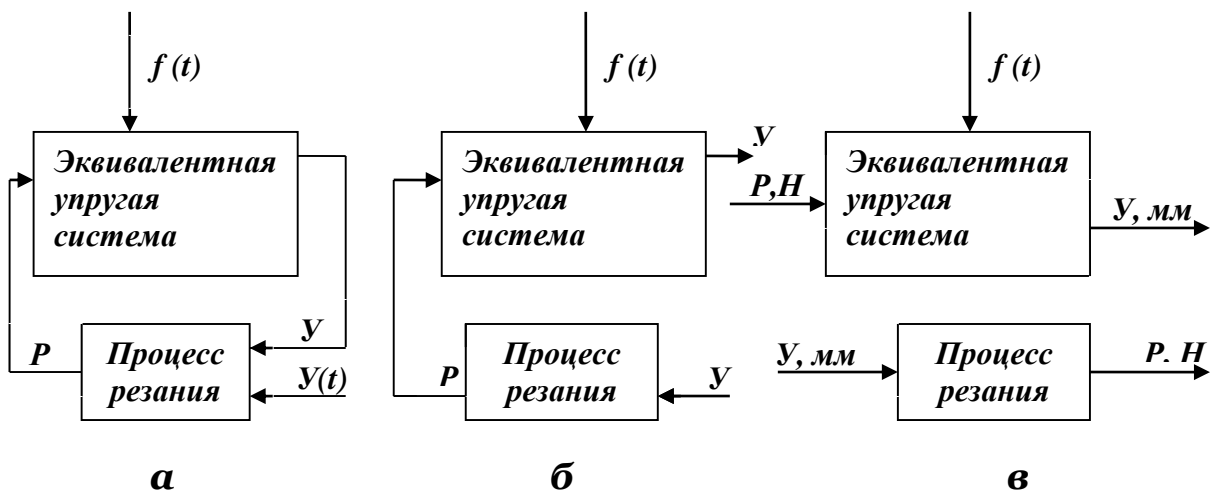


Рис.2.2. Спрощення динамічної системи верстата

Шпиндель СФР - верстата в більшості випадків не навантажений у прольоті між опорами й може розглядатися як двохопорна балка, навантажена консольними навантаженнями (силами й крутний моментами) (рис.1.2).

Пружна система верстата може бути описана системою звичайних диференціальних рівнянь другого порядку

$$M\ddot{y} + N\dot{y} + Cy = kP,$$

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк. 2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		

де M, H, C - наведені коефіцієнти маси, деформування й жорсткості; k - коефіцієнт приведення до нормальної координати; P - сила різання.

Параметри рівняння обчислюються по наступних залежностях:

$$C = \frac{1}{\Delta}; H = \frac{\lambda C}{2\pi^2 f} = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{CM}; M = \frac{C}{4\pi^2 f^2},$$

де Δ - наведена до місця різання піддатливість шпиндельного вузла, що враховує пружні властивості властиво шпинделя, опор і консолі. Значення піддатливості вузла ефективно визначається за допомогою статичного формуляра, представленого в главі 4 (табл.1.3).

Логарифмічний декремент коливань λ експериментально визначається по віброграмам і дорівнює логарифму відносини двох сусідніх амплітуд коливань A_i :

$$\lambda = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}$$

Існує й розрахункова процедура [13] визначення λ , пов'язана з характеристиками відносного розсіювання енергії в елементах пружної системи (опорах, фланці й ін.).

Для наближених розрахунків використовуються досвідчені статистичні дані, отримані в ЭНИМСе [7], і для різних типів верстатів логарифмічний декремент коливань становить:

- радіально-свердлильних $\lambda = 0,13$;
- токарських $\lambda = 0,23$;
- фрезерних $\lambda = 0,27$;
- розточувальних $\lambda = 0,29$;
- шліфувальних $\lambda = 0,3$.

Уважається, що властивості кожного елемента пружної системи шпиндельного вузла визначені, якщо відомі параметри й характеристики

елемента.					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		3

2.2. Передатні функції пружної системи

Під динамічною характеристикою елемента розуміється зв'язок, залежність вихідної інформації від змінної вхідної. Найбільш інформативною є характеристика передатної функції $W(p)$ елемента у вигляді відносини вихідної координати до вхідного, записана в операторній формі. Серед характеристик пружної системи по зв'язку з різними процесами (рис.5.2) особливе місце займає характеристика по зв'язку з різанням, оскільки вона безпосередньо визначає вплив пружної системи на якість оброблюваної деталі.

Характеристика W_{yc} еквівалентної пружної системи по зв'язку з різанням виражає зсув y інструмента й заготівлі (по нормалі до поверхні різання) до зовнішньої сили P , що діє також як сила різання :

$$W_{yc} = \frac{y}{P}, \text{ мм/Н.}$$

Для лінійної коливальної ланки другого порядку передатна функція W_{yc} виражається в операторному виді наступною залежністю [10]:

$$W_{yc} = \frac{k}{Mp^2 + Hp + C}$$

де p - оператор Лапласа $\left(p = \frac{d}{dt} \right)$.

У випадку зміни вхідної координати ВУС за гармонійним законом W_{yc} можна представити в комплексно-частотному виді (заміною $p = i\omega$, де $i = \sqrt{-1}$).

$$W_{yc}(i\omega) = Re + i Im,$$

де

$$Re = \frac{k \cdot (C - M \cdot \omega^2)}{(C - M \cdot \omega^2)^2 + H^2 \cdot \omega^2}; \quad Im = \frac{k \cdot H \cdot \omega}{(C - M \cdot \omega^2)^2 + H^2 \cdot \omega^2}$$

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		5

Графічно W_{yc} представляється у вигляді годографа в комплексній площині "Re-Im".

2.3. Моделювання з'єднання шпindelь - оправка

У роботах з дослідження й проектування СФР - верстатів пружні зв'язки шпindelь - оправка й оправка - інструмент найчастіше не враховувалися при побудові моделей динаміки. Разом з тим ці з'єднання формують значну частку погрешностей, властивим верстатам даної групи.

Систему Ш - О - І (рис.2.3) розглянемо як балку на пружних опорах із грузлим демпфіруванням, що робить одночасно вигині коливання в напрямку осі z і крутильні коливання навколо осі x. Дану систему розглядають як лінійно деформовану, при цьому переміщення крапок шпинделя виражають у вигляді функції сил, прикладених до шпинделя.

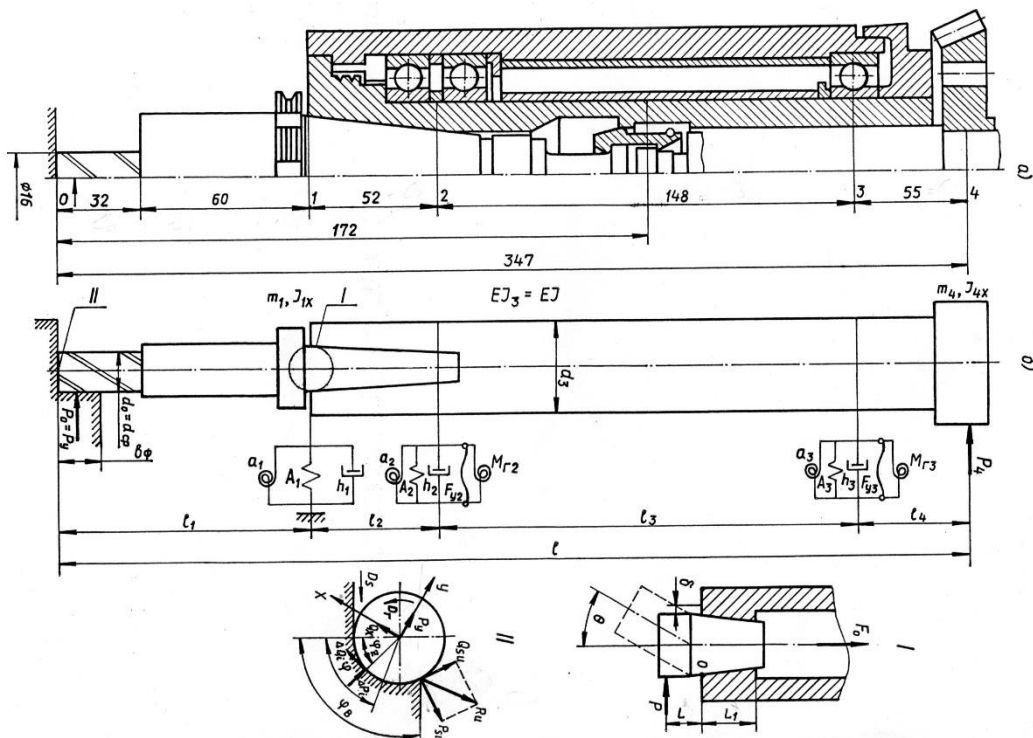


Рис.2.3. Конструктивна й розрахункова схема пружної системи Ш - О - І

Демпфірування шпindelного вузла приймається пропорційним

швидкості коливань і для малих переміщень вважається лінійним. Останнє

ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ

Арк.

6

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат
------	------	----------	--------	-----

припущення дозволяє використовувати принцип суперпозиції й послідовно визначати амплітуди переміщень шпинделя при всіх можливих збурюваннях.

Система Ш- О- І розбивається на чотири ділянки (рис.2.3), розмежованих стрибкоподібною зміною моментів інерції перетинів, зосередженою масою зубчастого колеса (m_4, I_{4x}) і оправка (m_0, I_{0x}) . На передній кінець системи діє вплив, що обурює, з боку процесу різання - сила $p\theta\tau$). При розрахунку динамічних характеристик Ш - О - І знайшов застосування метод початкових параметрів у матричному формулюванні [22, 23], що дозволяє зв'язати параметри переднього кінця через перехідні матриці його перетинів і ділянок з параметрами заднього кінця. Позначивши в k - м перетині амплітуди переміщень z_k , кута повороту перетину при вигині φ_k кута закручування θ_k згинаючого M_{bk} і макрорельєфу M_{kk} моментів, а також поперечної сили Q_k , виразимо залежність між параметрами на границях ділянки у вигляді наступного співвідношення

$$Z_4 = \Pi Z_0 = M_4 U_4 R_3 U_3 R_2 T_1 G_0 Z_0, \quad (2.1)$$

де Z_4 і Z_0 - вектори параметрів на вільних кінцях шпинделя в четвертому й нульовому перетині без обліку зовнішнього навантаження

$$Z_4 = \begin{bmatrix} \theta_4 \\ z_4 \\ \varphi_4 \\ M_{b4} \\ Q_4 \\ M_{k4} \end{bmatrix}; \quad Z_0 = \begin{bmatrix} \theta_0 \\ z_0 \\ \varphi_0 \\ M_{b0} \\ Q_0 \\ M_{k0} \end{bmatrix}.$$

Перехідна матриця Π являє собою добуток 7 матриць розміром 6×6 .

Тут M_4 - матриця зосередженої маси, що враховує дію зосередженої сили P_4 і момент інерційних сил зубчастого колеса (без обліку інерції обертання зосередженого вантажу щодо осі, перпендикулярної площини вигину):

						ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат			7

$$M_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_4 \omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -I_{4x} \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & .0021 \omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -2.6 \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

де μ_4 , I_{4x} - зосереджена маса й момент інерції щодо вертикальної осі;
 ω - кругова частота власних коливань.

U_4 , U_3 – перехідні матриці твердості стрижнів з розподіленою масою й довжиною L_4 і L_3 відповідно:

$$U_i = \begin{bmatrix} \cos \lambda_{ik} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{L_i}{GI_{ti} \lambda_{ik}} \sin \lambda_{ik} \\ 0 & A_i & L_i B_i & \frac{L_i^2 C_i}{EI_i} & \frac{L_i^3 D_i}{EI_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_{ib}^4 D_i}{L_i} & A_i & \frac{L_i B_i}{EI_i} & \frac{L_i^2 C_i}{EI_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_{ib}^4 EI_i C_i}{L_i^2} & \frac{\lambda_{ib}^4 EI_i D_i}{L_i} & A_i & L_i B_i & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_{ib}^4 EI_i B_i}{L_i^3} & \frac{\lambda_{ib}^4 EI_i C_i}{L_i^2} & \frac{\lambda_{ib}^4 D_i}{L_i} & A_i & 0 \\ \frac{\lambda_{ik} GI_{ti} \sin \lambda_{ik}}{L_i} & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \lambda_{ik} \end{bmatrix};$$

де $\lambda_{ik} = \sqrt[4]{\frac{m_i \omega^2 L_i^4}{EI_i}}$; $\lambda_{ib} = \sqrt[2]{\frac{m_i \omega^2 i_{pi}^2 L_i^2}{GI_{ti}}}$; m_i - маса одиниці довжини стрижня;

EI_i - вигіна жорсткість i - ої ділянки; GI_{ti} - крутильна жорсткість i - го ділянки;
 A_i , B_i , C_i , D_i - Функції, які можна виразити через табульовані функції Крилова [22], або розкласти в статечні ряди :

						ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат			8

$$A_i = \frac{1}{2}(\operatorname{ch}\lambda_{ib} + \cos \lambda_{ib}); B_i = \frac{1}{2\lambda_{ib}}(\operatorname{sh}\lambda_{ib} + \sin \lambda_{ib}); C_i = \frac{1}{2\lambda_{ib}^2}(\operatorname{ch}\lambda_{ib} - \cos \lambda_{ib});$$

$$D_i = \frac{1}{2\lambda_{ib}^3}(\operatorname{sh}\lambda_{ib} - \sin \lambda_{ib}).$$

R_3, R_2 - матриці верхньої й нижньої опор, пружних щодо поперечних ε_i і кутових σ_i переміщень із урахуванням відцентрових сил z_i , гіроскопічних моментів g_i і загасання в опорі f_i .

$$R_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\varepsilon_i - f_i - z_i & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_i - g_i & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

Компоненти матриць R_i визначаються по наступних вираженнях:

$$\varepsilon_i = c_i L^3 / EI; f_i = j e_i \omega L^3 / EI; z_i = F_i L^3 / EI; g_i = M_{gi} L^2 / EI; \sigma_i = k_i L / EI,$$

де c_i , k_i - коефіцієнти твердості опори стосовно поперечних і кутових переміщень;

F_i , M_{gi} - відцентрова сила й гіроскопічний момент в i - ой опорі;

$e_i = \chi L_i$ - коефіцієнт визначаючий загасання на L_i - ом ділянці стрижня;

$j = \sqrt{-1}$ - мнима одиниця;

T_l - матриця пружно - фрикційного шарніра, що моделює кінцеве з'єднання шпинделя й хвостовика оправка (рис.2.3), пружне щодо поперечних Q_l і кутових переміщень Φ_l при наявності зосередженої маси оправка $M_l (I_{lx})$ μ_1 :

$$T_1 = M_1 Q_1 \Phi_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\delta_{1y} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & v_1 + \sigma_1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\delta_{1x} - \varepsilon_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

де $v_1 = \mu_1 w^2$; $\delta_{1x} = I_{1x} w^2$; $\delta_{1y} = I_{1y} w^2$ - амплітудні значення величин зосередженої сили й моменту інерційних сил; I_{1x} , I_{1y} - моменти інерції зосередженого вантажу щодо осей x і y .

ε_i , σ_i - коефіцієнти, що характеризують жорсткість кінцевого з'єднання [8]. Вхідні в ці коефіцієнти c_i і k_i визначаються за допомогою виражень:

$$c_1 = P/\delta = B/2\beta k(\beta L_1 c_1 + c_2); B = 0,5\pi D; k = 0,0025, \text{ напівтемних} \cdot \text{мм/Н}; L_1 = 9,9 \text{ мм}; D = 44,45 \text{ мм}; \beta = \sqrt[4]{B \cdot 10^4 / 4EIk} = 0,036,1/\text{мм}; z_1 = 1,3; z_2 = 1,34; c_3 = 1,04;$$

$$k_1 = P/\Theta = B/2\beta^2 k(2\beta L_1 c_3 + c_4); c_4 = 1,3 [3].$$

При обліку зовнішнього навантаження в перетинах «0» і «4» рівняння (2.1) приймає вид :

$$Z_4 = \Pi(Z_0 + S_0) + S_4 + S_1,$$

$$S_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ Q_0 \\ M_k \end{bmatrix}, S_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ Q_4 \\ 0 \end{bmatrix}, S_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ N \\ M_f \end{bmatrix}, \quad (2.2)$$

де Q_0 і Q_4 - поперечні сили, що діють в 0-м і 4-м перетинах; M_k і M_f - крутний момент в 0-м перетині й момент сил тертя в кінчному з'єднанні пружно-фрикційного шарніра; N - поперечна сила в шарнірі.

Визначення перехідної матриці Π зводиться до перемножування семи матриць розміром 6×6 . Так на кінцях вузла Ш - О - І три із шести параметрів

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17 да. БР 00.000 ПЗ				

у матрицях – стовпцях Z_0 і Z_4 дорівнюють нулю, що дозволяє зменшити трудомісткість розрахунків за рахунок збереження в матриці Π тільки частини елементів (інші позначені знайомий *). Для визначення картини переміщення вузла Ш- О - І деталізуємо вираження (2.2) :

$$Z_4 = \begin{bmatrix} * & * & * & * & * & * \\ * & * & * & * & * & * \\ * & * & * & * & * & * \\ f_{41} & f_{42} & f_{43} & * & f_{45} & f_{46} \\ f_{51} & f_{52} & f_{53} & * & f_{55} & f_{56} \\ f_{61} & f_{62} & f_{63} & * & f_{65} & f_{66} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \theta_0 \\ z_0 \\ \varphi_0 \\ 0 \\ Q_0 \\ M_{k0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ Q_4 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ N \\ M_f \end{bmatrix}. \quad (2.3)$$

З матричного рівняння (2.3) виділимо три лінійних рівняння відносно шуканих параметрів θ_0 , z_0 і φ_0 :

$$\begin{aligned} f_{41}\theta_0 + f_{42}z_0 + f_{43}\varphi_0 + (f_{45}Q_0 + Q_4 + N) + (f_{46}M_{k0} + M_f); \\ f_{51}\theta_0 + f_{52}z_0 + f_{53}\varphi_0 + (f_{55}Q_0 + Q_4 + N) + (f_{56}M_{k0} + M_f); \\ f_{61}\theta_0 + f_{62}z_0 + f_{63}\varphi_0 + (f_{65}Q_0 + Q_4 + N) + (f_{66}M_{k0} + M_f). \end{aligned} \quad (2.4)$$

де комплексні коефіцієнти f_{ij} є функціями частоти, а також інерційних, дисипативних і жорсткісних параметрів Ш - О - І. Безпосередньо з (2.4) одержимо вираження для оцінки поперечних переміщень і кутів повороту в 0 - ом перетині:

$$y_0 = \frac{P_0 L^3}{EI} (g_{34}g_{42} - g_{44}g_{32}) - g_{32} \frac{P_4 L^3}{EI} \frac{g_{31}g_{42} - g_{41}g_{32}}{g_{31}g_{42} - g_{41}g_{32}} \quad (2.5)$$

$$\varphi_0 L = \frac{P_0 L^3}{EI} (g_{31}g_{41} - g_{44}g_{31}) - g_{31} \frac{P_4 L^3}{EI} \frac{g_{32}g_{41} - g_{42}g_{31}}{g_{32}g_{41} - g_{42}g_{31}}.$$

Як приклад приведемо вираження $g_{41}=f(w)$:

$$g_{41} = Re + j \cdot Im = 65041 + 0,015w^2 + 1,54 \cdot 10^{-10} w^4 - 1,4 \cdot 10^{-20} w^6 + j(5,76 \cdot w - 2,1 \cdot 10^{-7} w^3 - 5,7 \cdot 10^{-16} w^5) \quad (2.6)$$

За знайденим значенням початкових параметрів визначимо елементи матриць Π ; скориставшись рівняннями:

									Арк.
									10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ				

$$Y_1=T_1G_0Y_0; Y_2=R_2Y_1; Y_3=G_3R_3Y_2; Y_4=M_4Y_3. \quad (2.7)$$

Для пружної системи Ш - О - І досить визначити трохи перших, а найчастіше одну першу власну частоту, щоб знати резонансну частоту обертання шпинделя й частоту на якій відбуваються автоколивання. Для складання частотного рівняння необхідно удержати в перехідній матриці Π системи (2.1) елементи, що коштують на перетинанні тих рядків, номери яких збігаються з номерами нульових рядків матриці Y_4 і тих стовпців, номери яких збігаються з номерами не рівних нулю рядків матриці Y_0 . У результаті одержимо матрицю Π^*

$$\Pi^* = \begin{bmatrix} * & * & * & * \\ * & * & * & * \\ g_{31} & g_{32} & * & * \\ g_{41} & g_{42} & * & * \end{bmatrix}.$$

Розкриваючи визначник з утриманих у матриці Π^* елементів і дорівнюючи його нулю знаходимо частоту власних коливань:

$$g_{31}g_{42} - g_{41}g_{32} = 1,86 \cdot 10^{-43} w^{12} - 1,7 \cdot 10^{-31} w^{10} - 2,72 \cdot 10^{-22} w^8 - 0,6 \cdot 10^{-13} w^6 + 1,7 \cdot 10^{-5} w^4 - 3250 w^2 + 0,245 \cdot 10^{11} + j \cdot (2,3 \cdot 10^{-36} w^{11} - 2,4 \cdot 10^{-26} w^9 - 1,4 \cdot 10^{-17} w^7 - 6 \cdot 10^{-9} w^5 - 0,21 w^3 - 5,9 \cdot 10^6 w) = 0.$$

Із частотного рівняння визначимо дійсні значення кругової частоти: $w_1=2800, 1/3$; $w_2=104930, 1/3$; $w_3=956860, 1/3$, що відповідає власним частотам $f_1=445,86$ Гц; $f_2=16709$ Гц; $f_3=152366$ Гц.

Для оцінки картини переміщень у розглянутих перетинах Ш-О-І необхідно побудувати епюри амплітуд початкових параметрів на першій власній частоті.

Поперечне переміщення y_0 і кут повороту φ_0L в нульовому перетині на першій

$$Y_0 = [(2,1 \cdot 10^{-3} - 2,5 \cdot 10^{-5} j) \quad (-1,9 \cdot 10^{-3} - 2,5 \cdot 10^{-5} j) \quad 0 \quad 0]^T = [2,1 \cdot 10^{-3} \quad -1,9 \cdot 10^{-3} \quad 0 \quad 0]^T.$$

Модулі цих комплексних виражень приводять до дійсних амплітуд коливань.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ				11

На

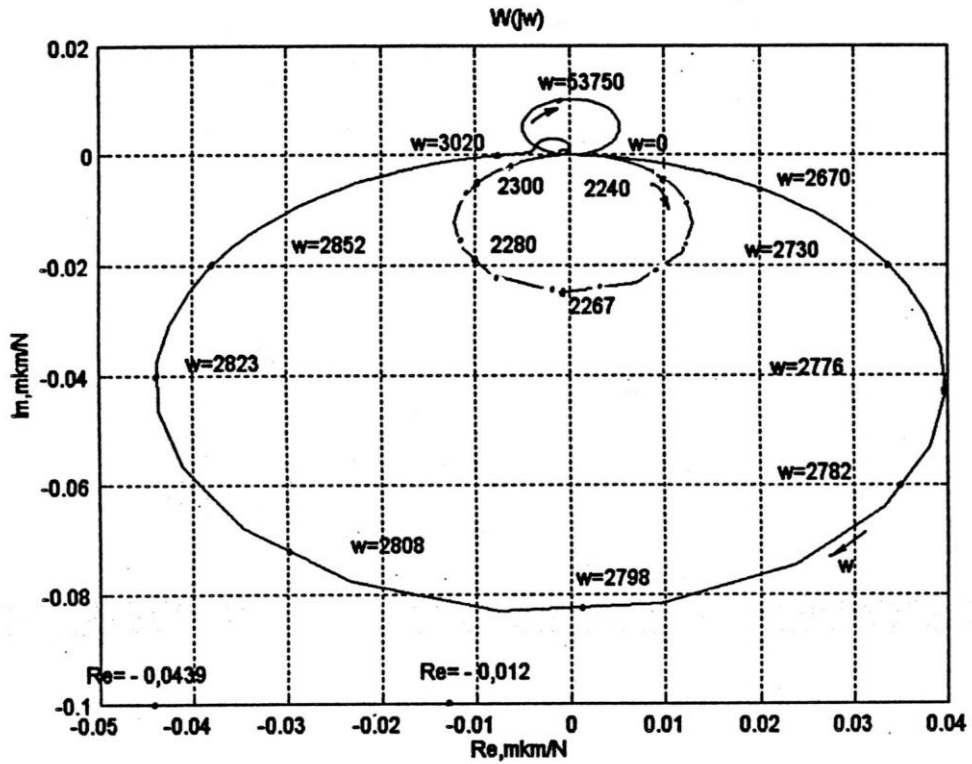


Рис. 2.5. АФЧХ шпиндельного вузла

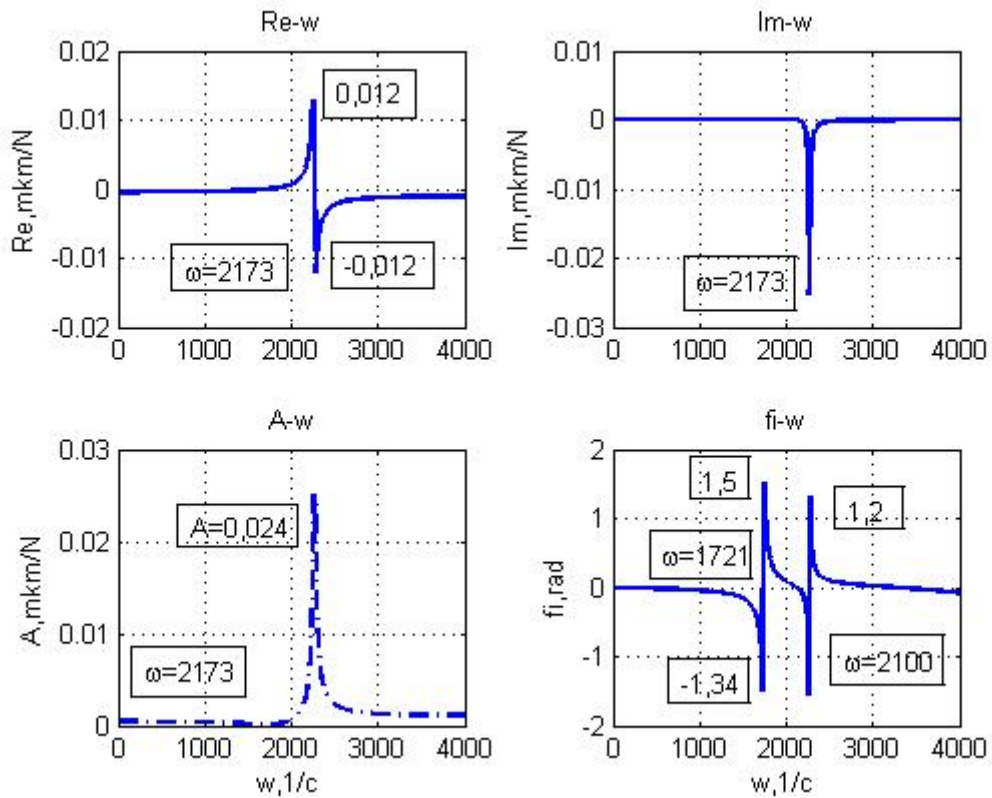


Рис. 2.6. Частотні характеристики шпиндельного вузла

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат

ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ

Арк.

13

На динамічну якість системи Ш-О-І впливає радіальна й поворотна жорсткість Ш-О, а також демпфірування відповідним цим жорсткостям [23]. Незважаючи на незначну масу оправка, наявність люфту й сили сухого тертя приводить до появи нелінійних явищ у кінцічному з'єднанні Ш-ПРО й необхідності обліку сил непружного опору і явищ загасання коливань у загальній моделі динаміки розглянутої системи. Аналогічний підхід представлений у роботі [25], де досліджується динамічна підсистема шпіндельної групи « Качана механізму затискача» токарських автоматів. Саме наявність люфту в з'єднанні вилки з муфтою механізму затискача через підшипники, а також значних сил тертя при установці вилки на осі приводить до виникнення істотної нелінійності. Облік сил загасання (у випадку пропорційності останніх швидкостям переміщень) у завданні динаміки системи Ш-О-І можна здійснити за допомогою матриці зосередженої сили загасання D_1 :

$$D_1 = [1 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1 \ 0; -f_1 \ 0 \ 0 \ 1]^T,$$

де $f_1 = j \xi_1 L_1 \omega L^3 / EI$ визначається аналогічно $f_3 \in R_3$.

У цьому випадку матриця шарніра T_1^* представляється як добуток:

$$T_1^* = T_1 D_1 = [1 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0 \ 0; 0 \ (\sigma_i - \delta_i) \ 1 \ 0; (v_1 - \varepsilon_i - f_1) \ 0 \ 0 \ 1]^T.$$

Аналогічно змінюється й загальна перехідна матриця Π і відповідні частотні характеристики. На рис. 2.7 і рис. 2.8 представлені АФЧХ, АЧХ і інші характеристики системи Ш-О-І з урахуванням загасання. Аналіз годографа АФЧХ дозволяє оцінити величину зменшення амплітуди (від 0,024, мм/ Н до $0,9 \cdot 10^{-3}$, мм/ Н) і збільшення запасу стійкості від (1 - 0,0439) до (1 - $8,96 \cdot 10^{-4}$).

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17 да. БР 00.000 ПЗ				

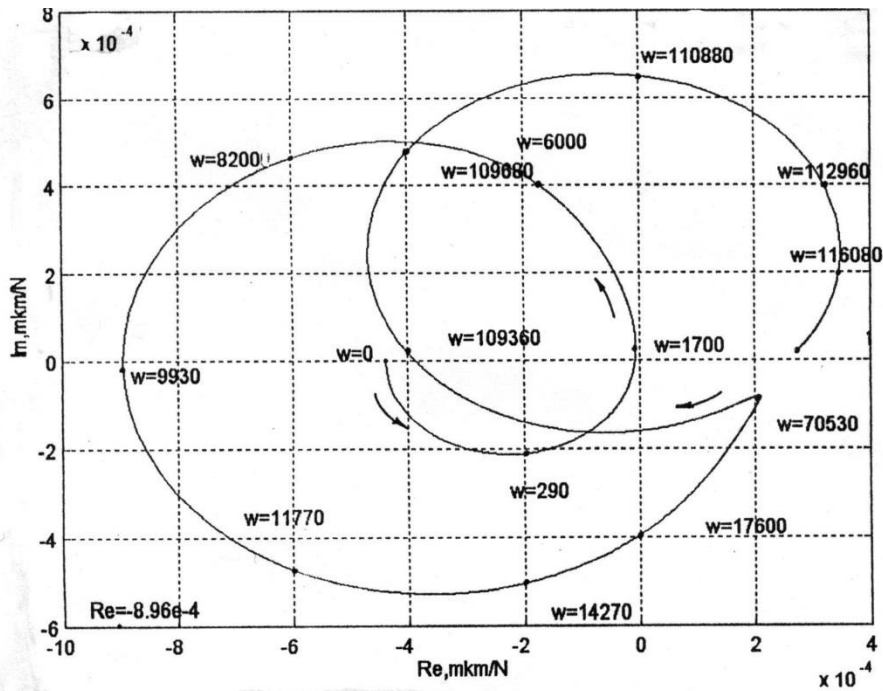


Рис.2.7. АФЧХ шпиндельного вузла з урахуванням загасання в з'єднанні з оправкою

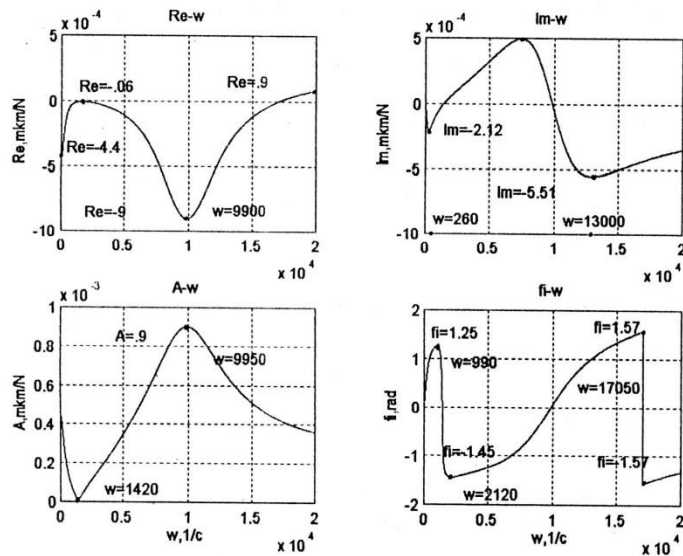


Рис.2.8. Частотні характеристики шпиндельного вузла з урахуванням загасання в з'єднанні з оправкою

На основі проведених досліджень дана оцінка динамічної якості вузла (динамічної системи) Ш-О-І СФР - верстат моделі СФ68ПФ4.

За допомогою методу початкових параметрів розроблена

										Арк.
										15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	ГМ-17дб. БР 00.000 ПЗ					

пружнодеформаційна модель системи, що зв'язує поперечні переміщення у вузлових перетинах із прикладеним навантаженням, а також дана оцінка початкових параметрів $\varphi_k L, M_k L^2/EI, Q_k L^3/EI$.

При побудові пружних ліній врахований вплив відцентрових сил і гіроскопічних моментів в опорах.

Підвищення технологічних можливостей верстатів фрезерної групи вимагає поділу системи на досить уніфіковану (шпиндель - опори) і змінювану (оправка - інструмент) частини (ланки) конструкції. Це дозволяє створити динамічний формуляр розглянутої системи.

Проведено аналіз впливу ланки оправка - інструмент, що моделюється матрицею пружно - фрикційного шарніра з урахуванням загасання на границі з'єднання.

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		16

ВИСНОВОК

У даній бакалаврській роботі проведені комплексне дослідження й моделювання конструкції формотворних вузлів верстатів свердлильно-фрезерно-розточувального типу (СФР-верстатів) з використанням систем автоматизованого проектування «АРМ WinMachine» і «КОМПАС», математичних середовищ MatLab і Maple. Отримано ряд результатів, спрямованих на вдосконалюванні розглянутого встаткування за критерієм вібростійкості.

1. Виконано аналітичний огляд сучасного стану робіт в області проектування й виробництва верстатів (СФР - верстатів). Виявлено перспективні напрямки розвитку цієї гами верстатів, пов'язані з використанням модульного принципу в процесі проектування, підвищення діапазону робочих режимів, розширення технологічних можливостей.

2. Поставлено завдання дослідження - удосконалювання конструкцій СФР

3. У результаті запропонованого підходу до обчислення й аналізу піддатливості побудована статична модель уніфікованого шпиндельного вузла (для вищевказаної гами верстатів), що враховує загальні властивості двохопорних конструкцій на упорних та радіально-упорних підшипниках кочення. За допомогою такої моделі розраховуються статичні формуляри для верстатів представників свердлильно-фрезерно-розточувальної групи. Це значно знижує трудомісткість розрахункових робіт і відкриває перспективи масштабних досліджень в області моделювання й удосконалювання сучасних конструкцій шпиндельних вузлів.

					ГМ-17да. БР 00.000 ПЗ			
Змн.	Лист	№ докум.	Гіюпис	Дата				
Розроб.	Мізіна				<i>Висновок</i>	Лім.	Арк.	Аркушіє
Перевір.	Кроль					У	І	І
Реценз.						СНУ ім. В.Дала Кафедра «МПМ»		
Н. контр.								
Затверд.	Соколов							

4. На основі запропонованого дослідження формотворного шпиндельного вузла багатоопераційного верстата фрезерно-свердлильно-розточувального типу підтверджене положення про існування оптимального співвідношення між розмірами консольної й міжопорної частинами. Отримано модель піддатливості шпиндельного вузла, що дозволяє на стадії ескізного проектування оцінити габарити вузла, що підлягає конструюванню й оптимальні співвідношення. Наведено чисельні значення оптимального співвідношення між лінійними розмірами й відповідні значення ступеня деформації.

5. З використання модуля проектування валів APM Shaft розроблена схема пружної системи шпиндельного вузла, як системи з одним ступенем волі й визначена частота його власних коливань, що перебуває поза небезпечною зоною резонансних частот шпинделя.

6. На основі проведених досліджень дана оцінка динамічної якості динамічної системи «шпиндель – оправка – інструмент (Ш-О-І) СФР – верстата моделі СФ68ВФ4.

7. За допомогою методу початкових параметрів розроблена пружнодеформаційна модель системи, що зв'язує поперечні переміщення у вузлових перетинах із прикладеним навантаженням, а також дана оцінка початкових параметрів $\varphi_k L$, $M_k L^2/EI$, $Q_k L^3/EI$.

8. Підвищення технологічних можливостей верстатів фрезерної групи вимагає поділу системи на досить уніфіковану (шпиндель - опори) і змінювану (оправлення - інструмент) частини (ланки) конструкції. Це дозволяє створити динамічний формуляр розглянутої системи.

					ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		2

ЛІТЕРАТУРА

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник в 3-х т. Т.1. Проектирование станков/А.С.Проников и др.- М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444с.
2. Машиностроение: Энциклопедия: В 40 тт: Раздел IV: Расчет и конструирование машин: т. IV-7: Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование/ Аверьянов О.И., Черпаков Б.И., Адоян Г.Р. – М.: Машиностроение, 2002. – 864 с.
3. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
4. Аверьянов О.И., Аверьянова И.О., Толмачев С.А. Компоновки металлорежущих станков: Учебное пособие. – М.: МГИУ, 2007. – 168 с.
5. Проектирование и расчет металлорежущих станков на ЭВМ: Учебное пособие для вузов/О.В. Таратынов, О.И. Аверьянов, В.В. Клепиков и др. – М.:МГИУ,2002. – 384 с.
6. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов/Под ред. В.Э.Пуша. – М.: Машиностроение.- 1986. – 586 с.
7. Детали и механизмы металлорежущих станков/ Под ред. Д.Н. Решетова. Т2. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
8. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков/ А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В.Бушуев и др.; Под общ.ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.

					ГМ–17да. БР 00.000 ПЗ			
Змн.	Лист	№ докум.	Гюпис	Дата				
Розроб.	Мізіна				<i>Література</i>	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Кріль					У	І	І
Реценз.						СНУ ім. В.Даля		
Н. контр.						Кафедра «МПМ»		
Затверд.	Соколов							