

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Динамічний аналіз шпиндельного вузла токарного патронно-центрового верстату з ЧПК SPU 40 CNC

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВм-61

напряму підготовки (спеціальності) _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

(підпис)

Корніцький С.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Волошин В.Н.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Ярема І.Т.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня «магістр»
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)

студенту Корніцькому Степану Степановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Динамічний аналіз шпиндельного вузла токарного патронно-центрового верстату з ЧПК SPU 40 CNC

Керівник роботи Волошин Віталій Несторович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «25» 09 2020 року № 4/7-679

2. Термін подання студентом завершеної роботи 14.12.2020

3. Вихідні дані до роботи Вимоги та характеристики до шпиндельних вузлів

Технічні характеристики верстатів-аналогів

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ.

2. Дослідно-проектний розділ.

3. Науково-дослідна частина.

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

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

1. Методи динамічних досліджень згинних систем. 2. Зовнішній вигляд верстат токарний-багатоцільовий. 3. Кінематична схема. 4. Шпиндельний вузол (Складальне креслення).

5. Шпиндельний вузол токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод SPU 40 CNC.

6. Динамічна модель шпиндельного вузла токарного патронно-центрового верстата з ЧПК при затиску заготовки в патроні.

7. Динамічна модель шпиндельного вузла токарного патронно-центрового верстата з ЧПК без механізму затиску заготовки.

8. Результати моделювання власних частот коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC без затискного механізму та із затискним механізмом

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзв. ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Ярема І.Т.		

7. Дата видачі завдання 28.09.2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу</i>	10.10.2020	
2	<i>Аналітичний розділ</i>	20.10.2020	
3	<i>Дослідно-проектний розділ</i>	30.10.2020	
4	<i>Науково-дослідний розділ</i>	25.11.2020	
5	<i>Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях</i>	01.12.2020	
6	<i>Загальні висновки</i>	10.12.2020	
7	<i>Перелік посилань</i>	10.12.2020	
8	<i>ГРАФІЧНА ЧАСТИНА (додатки)</i>	14.12.2020	
9	<i>ПІДГОТОВКА ДО ЗАХИСТУ</i>	22.12.2020	

Студент

_____ (підпис)

Корніцький С.С.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Волошин В.Н.

_____ (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	2
ВСТУП	6
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1. Динамічна якість шпиндельних вузлів	7
1.2. Аналіз математичних моделей динамічних досліджень шпиндельних вузлів	8
1.2.1. Дискретна динамічна модель ШВ	9
1.2.2. Динамічна модель ШВ, побудована на основі методу скінченних елементів	12
1.2.3. Динамічна модель ШВ, побудована на основі методу початкових параметрів в матричному формулюванні	16
1.2.4. Динамічні моделі ШВ, побудована на основі енергетичних методів дослідження згинних систем	19
1.3. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження.	24
2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	26
2.1. Опис конструкції та принципу роботи шпиндельного вузла	26
2.2. Розрахунок максимально-допустимої частоти обертання шпинделя	29
2.3. Розрахунок осьової жорсткості опор шпиндельного вузла	30
2.4. Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла, як статично невизначеної системи з використанням пакету прикладних програм MathCAD	33
2.5. Розрахунок поліклінопасової передачі приводу шпинделя з використанням пакету прикладних програм САР 6.0	41
2.6. Висновки по розділу 2	45
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА	47
3.1. Методика визначення власних частот і форм коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК	47

3.2.	Динамічна модель згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК	51
3.2.1.	Динамічна модель згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК при затиску заготовки в патроні	51
3.2.2.	Динамічна модель згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК без механізму затиску заготовки	56
3.3.	Обговорення та аналіз отриманих результатів	60
3.4.	Висновки по розділу 3	61
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	63
4.1.	Охорона праці	63
4.2.	Безпека в надзвичайних ситуаціях	69
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	75
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	77
	ДОДАТКИ	79

ВСТУП

Динамічне якість шпиндельного вузла (ШВ) – це сукупність показників, динамічних процесів, що протікають в ШВ [1, 2]. До найважливіших динамічних характеристик ШВ відносяться: динамічна жорсткість переднього кінця шпинделя); допустимий діапазон частот обертання; частоти власних коливань; демпфувальні властивості [3]. Від цих характеристик залежить: точність обертання (радіальне і осьове биття) шпинделя; некруглість обробленої деталі; втрати на тертя в підшипниках; температура і довговічність підшипників [4].

Аналіз процесів формоутворення на верстатах різного технологічного призначення показує, що основними вихідними параметрами верстата, як елемента технологічної системи, повинні бути характеристики точності заданих рухів формотворчих вузлів верстата [3].

У положеннях, що збігаються з початком вектора опорної точки в перпендикулярній вектору площині, проявляються всі похибки, пов'язані з похибками опор, з деформацією тіла шпинделя, зі зміщенням шпинделя в просторі під дією теплових процесів і т.п. [3]. Траєкторії цієї опорної точки по трьох координатах повністю визначають динамічну якість ШВ, а положення зазначеної площини в більшості випадків визначає його можливості в досягненні необхідної точності обробки [3].

Показниками динамічної якості ШВ є їх динамічні характеристики, які включають в себе [5]:

- частоти власних коливань;
- амплітудно-частотні характеристики (АЧХ);
- амплітудно-фазочастотні характеристики (АФЧХ);
- динамічну жорсткість;
- форми коливань на власних частотах;
- коефіцієнти демпфування (або декременти згасання).

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Динамічна якість шпиндельних вузлів

Динамічне якість шпиндельного вузла (ШВ) – це сукупність показників, динамічних процесів, що протікають в ШВ [1, 2]. До найважливіших динамічних характеристик ШВ відносяться: динамічна жорсткість переднього кінця шпинделя); допустимий діапазон частот обертання; частоти власних коливань; демпфувальні властивості [3]. Від цих характеристик залежить: точність обертання (радіальне і осьове биття) шпинделя; некруглість обробленої деталі; втрати на тертя в підшипниках; температура і довговічність підшипників [4].

Аналіз процесів формоутворення на верстатах різного технологічного призначення показує, що основними вихідними параметрами верстата, як елемента технологічної системи, повинні бути характеристики точності заданих рухів формотворчих вузлів верстата [3].

Раціональним способом оцінки точності ШВ є вивчення його поведінки в просторі характеристичного вектора R [3], початок якого знаходиться в опорній точці на перетині осі шпинделя з площиною установочної бази переднього кінця шпинделя (рис.1.1). Вектор перпендикулярний до площини установочної бази (по дотичній до осі шпинделя в зазначеному місці розташування опорної точки).

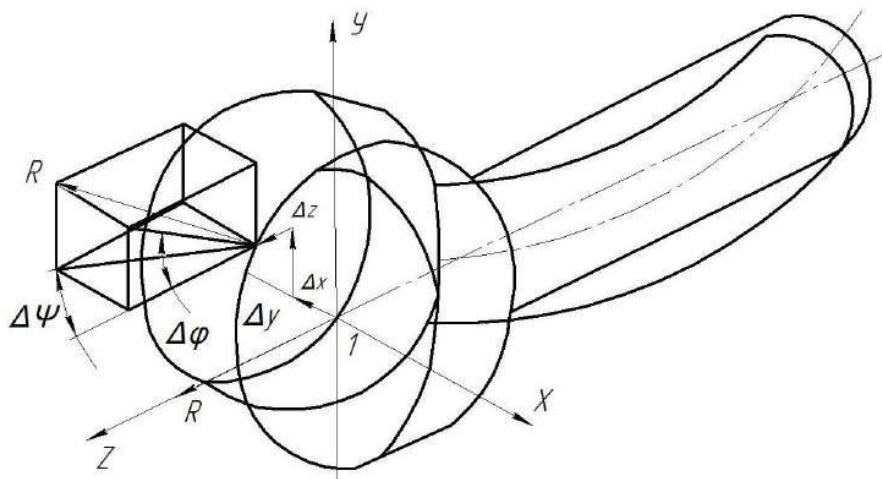


Рис. 1.1. Характеристичний вектор R і його координати [3]

У положеннях, що збігаються з початком вектора опорної точки в перпендикулярній вектору площині, проявляються всі похибки, пов'язані з похибками опор, з деформацією тіла шпинделя, зі зміщенням шпинделя в просторі під дією теплових процесів і т.п. [3]. Траєкторії цієї опорної точки по трьох координатах повністю визначають динамічну якість ШВ, а положення зазначеної площини в більшості випадків визначає його можливості в досягненні необхідної точності обробки [3].

Показниками динамічної якості ШВ є їх динамічні характеристики, які включають в себе [5]:

- частоти власних коливань;
- амплітудно-частотні характеристики (АЧХ);
- амплітудно-фазочастотні характеристики (АФЧХ);
- динамічну жорсткість;
- форми коливань на власних частотах;
- коефіцієнти демпфування (або декременти згасання).

Основним призначенням динамічних характеристик є оцінка рівня коливань переднього кінця шпинделя. Вони також можуть використовуватися при порівнянні варіантів конструкцій ШВ [5]. Визначальною динамічною характеристикою вважається перша власна частота коливань шпинделя f_0 [5].

1.2. Аналіз математичних моделей динамічних досліджень шпиндельних вузлів

Поведінку ШВ в динаміці можна вивчити на основі математичної моделі, тобто у вигляді спрощеного опису реальної фізичної системи при збереженні істотних властивостей і нехтуванні несуттєвими [6]. В даний час найбільш поширені так звані детерміновані методи побудови математичних моделей, які засновані на детермінованому описі властивостей об'єкта у вигляді системи диференціальних рівнянь [5, 6].

Всі існуючі динамічні моделі ШУ можна умовно розділити на два основні класи [5, 6]:

- дискретні моделі;
- моделі з розподіленими параметрами.

1.2.1. Дискретна динамічна модель ШВ

Власні частоти коливань двохопного шпинделя, поданого у вигляді пружної невагомої балки і довільним числом зосереджених мас (рис.1.2) можна визначити методом коефіцієнтів впливу податливостей в компактній матричній формі [7, 8]. Методика дозволяє враховувати кутову і радіальну жорсткість опор.

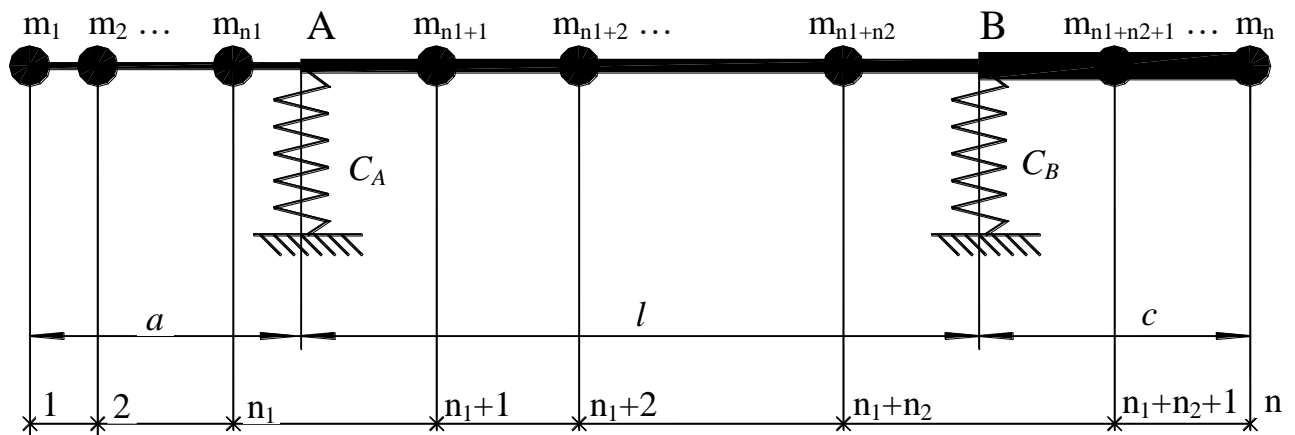


Рис. 1.2. – Приведена розрахункова схема шпинделя

Рівняння руху багатомасової системи при дії зовнішнього навантаження має вигляд [8]:

$$\sum_{j=1}^n m_{ij} \ddot{x}_j + \sum_{j=1}^n r_{ij} x_j = P_i \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1.1)$$

де m_{ij} - інерційні коефіцієнти; r_{ij} - коефіцієнти жорсткості; P_i - зовнішня збурююча сила.

Частіше всього координати x_i вибирають так, що матриця мас (складається з інерційних коефіцієнтів m_{ij}) діагональна. В цьому випадку

$$m_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{при } j \neq i \\ m_i & \text{при } j = i \end{cases}$$

Тоді в першій сумі в рівнянні (1.1) залишається лише один доданок і рівняння спрощується:

$$m_i \ddot{x}_i + \sum_{j=1}^n r_{ij} x_j = P_i \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1.2)$$

Фізичний зміст рівняння (1.2) очевидний – це рівняння руху маси m_i , до якої прикладена збурююча сила P_i , і реакція пружної системи – F_i , виражена по формулі $F_i = \sum_{j=1}^n r_{ij} x_j$.

Систему рівнянь (1.2) можна перетворити, розв'язавши її відносно переміщень x_i . Скориставшись тим, що матриці жорсткості і податливості є взаємно-оберненими, можна отримані співвідношення записати у вигляді:

$$x_i = \sum_{j=1}^n (P_j - m_j \ddot{x}_j) \delta_{ij}. \quad (1.3)$$

Фізичний зміст рівняння (1.3) полягає в тому, що переміщення x_i розглядаються як результат впливу на пружну систему зовнішніх збурюючих сил P_i і сил інерції мас ($m_j \ddot{x}_j$), причому переміщення визначаються в залежності від сил по залежностях $x_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} F_j$.

Форма запису (1.2) рівнянь руху, в якій сили виражаються через переміщення, називається прямою, а форма (1.3), в якій переміщення виражаються через сили, – зворотною.

При вільних коливаннях збурюючі сили відсутні і рівняння руху (1.1) є однорідними:

$$\sum_{j=1}^n m_{ij} \ddot{x}_j + \sum_{j=1}^n r_{ij} x_j = 0. \quad (1.4)$$

Розв'язок цієї системи, що відповідає гармонійним коливанням, можна подати у вигляді

$$x_i = u_i \sin(pt + \varphi), \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1.5)$$

де u_i - амплітуда коливань в i -й точці; p - власна частота коливань; φ - фаза коливань.

Підставивши значення x_i в рівняння (1.4) та скоротивши множник $\sin(pt + \varphi)$, отримаємо систему лінійних однорідних алгебраїчних рівнянь

відносно амплітуда коливань u_i :

$$\sum_{j=1}^n (r_{ij} - p^2 m_{ij}) u_j = 0, \quad (i=1,2,\dots,n) \quad (1.6)$$

В цю систему в якості параметра входить квадрат кутової частоти коливань.

У випадку діагональної матриці мас система рівнянь відносно амплітудних переміщень u_i може бути записана у вигляді

$$\sum_{j=1}^n r_{ij} u_j - p^2 m_i u_i = 0, \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1.7)$$

або у вигляді

$$u_i - p^2 \sum_{j=1}^n m_j u_j \delta_{ij} = 0, \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1.8)$$

в залежності від того, виходимо ми з рівнянь руху в прямій чи зворотній формах.

Рівняння (1.8) можна розглядати як рівняння, які пов'язують амплітудні переміщення з інерційними силами, які їх викликають. Тому для складання рівнянь, які визначають форми вільних коливань u_i , немає необхідності обов'язково складати рівняння руху; можна обмежитися розглядом системи при амплітудних відхиленнях.

Система лінійних однорідних алгебраїчних рівнянь (1.6) може мати ненульові розв'язки тільки при її визначнику, рівному нулю:

$$\Delta(p^2) = \begin{vmatrix} r_{11} - p^2 m_{11} & r_{12} - p^2 m_{12} & \dots & r_{1n} - p^2 m_{1n} \\ r_{21} - p^2 m_{21} & r_{22} - p^2 m_{22} & \dots & r_{2n} - p^2 m_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ r_{n1} - p^2 m_{n1} & r_{n2} - p^2 m_{n2} & \dots & r_{nn} - p^2 m_{nn} \end{vmatrix} = 0. \quad (1.9)$$

Рівняння (1.9) – алгебраїчне n -ї степені відносно p^2 . Воно називається частотним рівнянням.

Якщо положення системи, від якого відраховуються переміщення x_i , являється положенням стійкої статичної рівноваги, то n коренів рівняння (1.9) дійсні і додатні. Таким чином, система з n степенями вільності має n частот

власних коливань.

В загальному випадку всі корені рівняння (1.9), а значить і всі власні частоти, різні.

При діагональній матриці мас на основі залежностей (1.7) або (1.8) частотне рівняння може бути записане у вигляді

$$\Delta(p^2) = \begin{vmatrix} r_{11} - p^2 m_{11} & r_{12} & \dots & r_{1n} \\ r_{21} & r_{22} - p^2 m_{22} & \dots & r_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ r_{n1} & r_{n2} & \dots & r_{nn} - p^2 m_{nn} \end{vmatrix} = 0, \quad (1.10)$$

або у вигляді

$$\Delta(p^2) = \begin{vmatrix} p^2 m_1 \delta_{11} - 1 & p^2 m_2 \delta_{12} & \dots & p^2 m_n \delta_{1n} \\ p^2 m_1 \delta_{21} & p^2 m_2 \delta_{22} - 1 & \dots & p^2 m_n \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ p^2 m_1 \delta_{n1} & p^2 m_2 \delta_{n2} & \dots & p^2 m_n \delta_{nn} - 1 \end{vmatrix} = 0. \quad (1.11)$$

1.2.2. Динамічна модель ШВ, побудована на основі методу скінченних елементів

Серед методів для динамічного розрахунку шпindelьних вузлів найбільш сучасним є метод скінченних елементів. Він дозволяє виконувати розрахунок і оптимізацію статичних і динамічних показників шпindelьних вузлів у САПР на основі їх скінченно-елементних математичних моделей [9-11]. Перевагами методу скінченних елементів є те, що він більш зручний для аналізу складних динамічних систем, зокрема ШВ із інструментальними оправками і заготовками, він більш точний і наглядний.

При побудові динамічної розрахункової схеми ШВ в якості основного скінченного елемента використовується двовузловий стержневий елемент (рис.1.2).

Кожен вузол елемента володіє переміщеннями в трьох напрямках: радіальному, осьовому і кутовому. Локальні матриці жорсткості $[K]^e$ і мас $[M]^e$ елемента отримані шляхом точного розв'язку рівняння коливань для

Вимушені коливання ШВ описуються системою лінійних звичайних диференціальних рівнянь в матричній формі [9, 10]:

$$[M] \frac{d^2 \bar{\Delta}}{dt^2} + [B] \frac{d \bar{\Delta}}{dt} + [K] \bar{\Delta} = \bar{F}(t), \quad (1.12)$$

де $\bar{\Delta}$ - вектор вузлових зміщень ($3n$); $\bar{F}(t)$ - вектор вузлових динамічних навантажень; $[M]$, $[B]$, $[K]$ - глобальні матриці мас, демпфування і жорсткості ($3n \times 3n$); n - число вузлів у розрахунковій схемі ШВ.

Якщо збурення має усталений гармонічний характер:

$$\bar{F}(t) = \bar{F}_0 \cdot e^{i\omega t}, \quad (1.13)$$

то розв'язання системи (1.12) методом комплексних амплітуд потрібно шукати у вигляді:

$$\bar{\Delta}(t) = \bar{\Delta}_0 \cdot e^{i\omega t}, \quad (1.14)$$

де \bar{F}_0 і $\bar{\Delta}_0$ - комплексні амплітудні значення векторів вузлових навантажень і переміщень; ω - частота збурення; i - уявна одиниця.

Підставляючи (1.13) і (1.14) у (1.12) отримаємо:

$$([K] - \omega^2 [M] + i\omega [B]) \cdot \bar{\Delta}_0 = \bar{F}_0. \quad (1.15)$$

Звідки комплексні амплітуди коливань:

$$\bar{\Delta}_0 = ([K] - \omega^2 [M] + i\omega [B])^{-1} \cdot \bar{F}_0. \quad (1.16)$$

Рахуючи, що сили демпфування в опорах пропорційні силам пружності, тобто $\omega [B] = \eta [K]$ запишемо (1.15) у вигляді:

$$[V]^{-1} ([V] [K] [V] - \omega^2 [V]^T [M] [V] + i\eta [V]^T [K] [V]) \cdot [V]^{-1} \cdot \bar{\Delta}_0 = \bar{F}_0. \quad (1.17)$$

Тоді вектор комплексних амплітуд $\bar{\Delta}_0$ виразиться через матрицю власних форм $[V]$ і власні частоти коливань ω_j (j - номер власної частоти)

$$\bar{\Delta}_0 = [V] \cdot \text{diag} \left[\frac{1}{(1+i\eta) \cdot \omega_j^2 - \omega^2} \right] \cdot [V]^T \cdot \bar{F}_0 = [W] \cdot \bar{F}_0, \quad (1.18)$$

з врахуванням того, що модальна матриця $[V]$ має властивості ортогональності:

$$[V]^T [M] [V] = [E] \text{ (одинична матриця); } [V]^T [K] [V] = \text{diag} [\omega_j^2].$$

Таким чином, розв'язок (1.18) ґрунтується на поданні амплітуд вимушених коливань у вигляді розкладання в ряд по формах власних коливань, що дає суттєвий виґраш в швидкості обчислень в порівнянні з формулою (1.16) [9, 10]. Виґраш ще більше збільшується, якщо враховувати тільки нижчі форми коливань ШВ (3-5 форм).

Це практично оправдано, оскільки з ростом номера форми, значення елементів діагональної матриці в формулі (1.18) різко зменшуються, а окрім того, для вищих форм коливань порушуються передумови (гіпотеза плоских перерізів, гіпотеза Бернулi), при яких справедливе рівняння коливань стержня постійного перерізу [9, 10]. У випадку застосування відносно коротких стержневих елементів, для врахування впливу поперечних сил на спотворення форми поперечних перерізів, необхідно використовувати модифіковані вирази для матриць мас $[M]^e$ і жорсткості $[K]^e$ елементів [9, 10]. По формулі (1.18) визначають частотні характеристики ШВ.

1.2.3. Динамічна модель ШВ, побудована на основі методу початкових параметрів в матричному формулюванні

Серед числових методів розрахунку пружних систем, що описуються лінійними диференційними рівняннями, одним з найбільш зручних є метод початкових параметрів в матричному формулюванні [3, 5, 12-16].

При розробці моделі шпindelь розглядається як ступінчаста балка на пружних опорах з в'язким демпфуванням, пропорційним швидкості коливань (рис.1.4). Шпindelь розбивають на N ділянок, що розмежовуються зміною діаметра, опорою, зосередженою масою, зовнішнім зосередженим навантаженням [3, 5]. Границі ділянок називають перерізами. Розрізняють ділянки чотирьох видів: проліт; опора; силова ділянка; зосереджена маса.

Прольотом називається частина шпindelя, що має постійний поперечний переріз і не містить опор чи точок прикладання навантаження. Опорою являється підшипник любого типу; переріз в якому розташована опора, розглядається як ділянка нескінченно малої довжини.

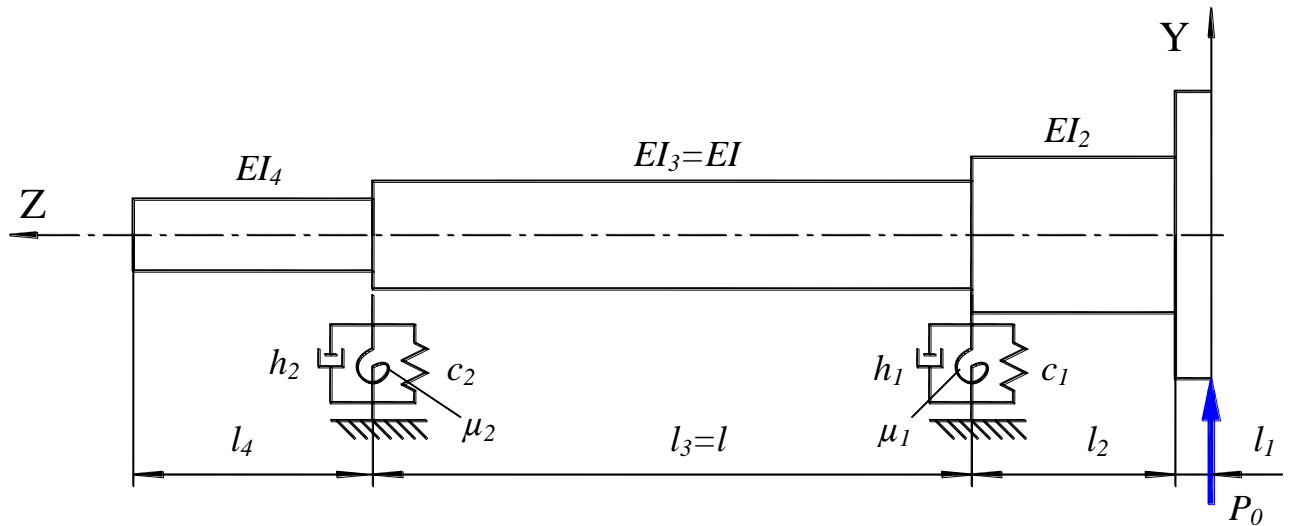


Рис. 1.4. Динамічна розрахункова схема шпиндельного вузла: P_0 - зовнішнє навантаження; l_i - довжина ділянок; EI_i - згинна жорсткість ділянок; c_i , μ_i , h_i - радіальна і кутова жорсткість і коефіцієнт демпфування опор

Силова ділянка – це ділянка нескінченно малої довжини, де прикладена сила, згинний момент або обидва види навантаження одночасно.

Кожна ділянка характеризується наступними параметрами: проліт або маса – довжиною, зовнішнім і внутрішнім діаметром; опора – радіальною і кутовою жорсткістю, а також демпфуванням; силова ділянка – зосередженою силою і згинним моментом [3, 5].

Для кожної ділянки складові матриці (прогин, кут повороту, згинний момент, перерізуючи сила) визначають шляхом інтегрування диференційного рівняння згину з врахуванням крайових умов на кінцях.

Матриці-стовбці параметрів, що характеризують напружено-деформований стан q -ї та $(q+1)$ -ї ділянки приведені в роботі [5].

Для того щоб усі рядки матриці отримали однакову розмірність (операція нормування), до ряду параметрів добавляють коефіцієнти, якими є довжина l та згинна жорсткість EI (тут E - модуль пружності матеріалу; I - момент інерції перерізу) однієї з ділянок (як правило ділянки з найбільшою довжиною) [5].

Диференційне рівняння вільних коливань q -ї ділянки шпинделя із згинною жорсткістю EI_q має вигляд:

$$(1 + \gamma)EI_q \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + m_q \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (1.19)$$

де $\gamma \ll 1$ - коефіцієнт демпфування, що враховує розсіювання енергії коливань в матеріалі шпинделя; i - уявна одиниця; y - поперечне зміщення шпинделя; z - координата вздовж осі шпинделя; m_q - маса одиниці довжини q -ї ділянки; t - текучий час.

Прийнявши розв'язок у вигляді $y(t) = X(z)e^{i\omega t}$ (де ω - кругова частота коливань; X - функція форми коливань), отримаємо наступне рівняння для форми коливань [3, 5]:

$$X^{IV} - \frac{m_q \omega^2}{EI_q (1 + \gamma)} X = 0. \quad (1.20)$$

Розв'язавши це рівняння, можна записати матрицю переходу через q -ту ділянку шпинделя; елементами цієї матриці є функції Кривола.

При переході через опору перерізуючи сила і згинний момент скачком змінюються на величину реакції опори (тут враховуються пружна і дисипативна складові реакції) [5].

Цей скачок описується матрицею опори, в яку входять радіальна і кутова жорсткість опори, а також коефіцієнт її демпфування.

При переході через зосереджену масу силові фактори в перерізі шпинделя змінюються на величину сил інерції. Ця зміна враховується матрицею маси.

Метод дозволяє зв'язати параметри шпиндельного вузла в початковому перерізі (на передньому кінці шпинделя) з параметрами в будь-якому іншому, в тому числі кінцевому перерізі.

В загальному випадку прикладання зовнішнього навантаження матричне рівняння системи шпиндельного вузла має вигляд [3, 5, 12, 14]:

$$Y_0 = \Pi Y_u + \Pi_1 Y_N, \quad (5.21)$$

де Y_0 і Y_u - матриці-стовбці параметрів на кінцях шпинделя; Π - матриця

(4x4), рівна добутку всіх матриць переходу; Π_1 - матриця (4x4), рівна добутку матриць переходу, що відповідають ділянкам шпинделя, розташованим лівіше перерізу N , де прикладене зовнішнє навантаження P_0 (рис.1.4); Y_N - матриця-стовбець зовнішнього навантаження в перерізі N .

З рівняння (1.21) з використанням силових граничних умов знаходимо прогин y_0 і кут φ_0 нахилу в початковому перерізі, а потім (зворотною прогонкою) – в решта перерізах [5].

Власні частоти коливань визначаються також з рівняння (1.21), яке при відсутності зовнішнього навантаження має вигляд [5]:

$$Y_0 = \Pi Y_u, \quad (1.22)$$

причому детермінант цього рівняння є функцією частоти ω .

1.2.4. Динамічні моделі ШВ, побудована на основі енергетичних методів дослідження згинних систем

Відомо, що для строгого вирішення задачі про коливання консервативних пружних систем може бути використана умова стаціонарності дії по Гамільтону-Остроградському [8, 17]:

$$S = \int_{t_1}^{t_2} L dt, \quad (1.23)$$

де $L = T - \Pi$ - кінетичний потенціал, а T і Π – відповідно кінетична і потенціальна енергія системи. Для консервативних систем умова стаціонарності функціонала замінюється наступним [17]:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T + W) dt = 0, \quad (1.24)$$

де W - сумарна робота консервативних і неконсервативних сил.

Непрямий метод вирішення задачі полягає, як відомо, в складанні рівнянь Ейлера – необхідних умов перетворення в нуль першої варіації функціонала S - і інтегруванні цих рівнянь [17].

Нехай $\mu(x)$ - маса одиниці довжини шпинделя, EI - згинна жорсткість, тоді кінетична і потенціальна енергія запишуться відповідно [17]:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \mu(x) \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx; \quad \Pi = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2}{EI} dx, \quad (1.25)$$

де $y = y(x, t)$ - малі відхилення точок осі вала, $M = -EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$ - згинний момент.

Тоді потенціальна енергія визначиться за залежністю [17]:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx. \quad (1.26)$$

Після підстановки (1.25) та (1.26) у (1.23) отримаємо функціонал [17]:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^l \left[\mu(x) \left(\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right)^2 - EI \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx dt. \quad (1.27)$$

Рівняння Ейлера для функціонала (1.27) буде мати вигляд [17]:

$$\mu(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = 0. \quad (1.28)$$

Для шпинделя постійного перерізу отримаємо:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0, \quad (1.29)$$

де $c = \sqrt{EI/\mu}$.

Найпростішим періодичним розв'язком рівняння (1.29) є головне коливання [17]:

$$y(x, t) = \varphi(x) \sin(pt + \alpha), \quad (1.30)$$

де $\varphi(x)$ - форма головного коливання (власна форма), а p - відповідна їй частота.

Щоб отримати рівняння власних форм, підставимо (1.30) у (1.29), тоді будемо мати:

$$\varphi^{IV}(x) - k^4 \varphi(x) = 0, \quad (1.31)$$

де $k^4 = \mu p^2 / EI$.

Загальний інтеграл рівняння (1.31):

$$\varphi = A \cos(kx) + B \sin(kx) + C \operatorname{ch}(kx) + D \operatorname{sh}(kx) \quad (1.32)$$

містить чотири довільні константи, які підбираються так, щоб для функції $\varphi(x)$ виконувалися крайові умови [17]. Використовуючи крайові умови, можна знайти спектр власних частот коливань.

Необхідно відмітити, що зведення до крайової задачі доцільно використовувати для розв'язання обмеженої задачі динамічного розрахунку пружних систем (розрахунок власних частот, побудова частотних характеристик з врахуванням демпфування) стосовно до достатньо простих динамічних моделей [17]. Але це не знімає проблеми в виборі методів, які дозволяють розраховувати складні системи.

Один із можливих шляхів полягає в застосуванні простих наближених формул (наприклад, формули Релея). В цьому випадку задають форму коливань системи, зводячи її таким чином до системи з однією ступінню вільності. При вдалій апроксимації отримують достатньо точне значення нижчої власної частоти системи, але інші її динамічні характеристики залишаються не розкритими [17].

Розглянемо можливість і доцільність використання до вирішення задачі про згинні коливання прямих варіаційних методів [17]. Суть прямого варіаційного методу Рітца полягає в приведенні варіаційної задачі до задачі на пошук екстремума функції багатьох незалежних змінних. Таке приведення здійснюється шляхом вибору із всіх можливих допустимих функцій, на яких розглядаються значення функціонала S , деякого спеціального класу функцій, що залежать від кінцевого числа спочатку невизначених параметрів [17]. Підстановка цих функцій у вираз функціоналу перетворює його у функцію тих параметрів, екстремум якої може бути знайдений відомими елементарними способами [17].

По Рітцу значення функціонала (1.23) розглядається на сукупності лінійних виразів виду [17]:

$$\psi(x) = \sum_{i=1}^n \alpha_i \psi_i(x), \quad (1.33)$$

де α_i - параметри, варіюючи які ми отримуємо потрібний клас допустимих функцій, а $\psi_i(x)$ - так звані базисні чи координатні функції – відомі функції, які спеціально вибираються чи задаються, та які задовольняють в крайньому випадку крайові умови розглядуваної задачі.

На сукупності функцій (1.33) відповідний функціонал перетворюється у функцію n незалежних змінних α_i ($i=1, 2, \dots, n$) $S(\psi) = S(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$, і його перша варіація [17]:

$$\delta S[\psi] = \sum_{i=1}^n \frac{\partial S}{\partial \alpha_i} \delta \alpha_i. \quad (1.34)$$

Знайдемо значення параметрів α_i з рівнянь

$$\frac{\partial S}{\partial \alpha_i} = 0, \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (1.35)$$

і підставивши їх у (1.33), отримаємо приблизний розв'язок поставленої задачі.

Так як функціонали, що відповідають диференціальним рівнянням малих коливань валів являються квадратичними відносно $\psi(x)$, то рівняння (1.35) лінійні відносно $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ [17]. Вони мають вигляд, аналогічний рівнянням малих коливань системи з кінцевим числом ступіней вільності. Прирівнюючи до нуля визначник системи (1.35), ми отримуємо рівняння, за допомогою якого знайдуться наближені значення перших частот системи [17]. Це рівняння називається рівнянням частот Рітца.

Так, якщо розглянути поперечні коливання вала, то функціонал, перша варіація якого повинна перетворитися в нуль для дійсної форми $\varphi(x)$, буде [17]:

$$S = \int_0^l [\mu(x) p^2 \varphi^2(x) - EI(\varphi'')^2] dx. \quad (1.36)$$

Підставивши в (1.36) мінімізуючу форму $\psi(x) = \sum_{i=1}^n \alpha_i \psi_i(x)$, перетворимо S

в квадратичну форму параметрів

$$S(\alpha_1, \dots, \alpha_n) = p_i^2 \sum_{i,k=1}^n T_{ik} \alpha_i \alpha_k - \sum_{i,k=1}^n U_{ik} \alpha_i \alpha_k, \quad (1.37)$$

де

$$\left. \begin{aligned} T_{ik} &= \int_0^l \mu \psi_i \psi_k dx \\ U_{ik} &= \int_0^l EI \psi_i'' \psi_k'' dx \end{aligned} \right\}. \quad (1.38)$$

Рівняння (1.35) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} (p^2 T_{11} - U_{11}) \alpha_1 + \dots + (p^2 T_{1n} - U_{1n}) \alpha_n = 0 \\ (p^2 T_{21} - U_{21}) \alpha_1 + \dots + (p^2 T_{2n} - U_{2n}) \alpha_n = 0 \\ (p^2 T_{n1} - U_{n1}) \alpha_1 + \dots + (p^2 T_{nn} - U_{nn}) \alpha_n = 0 \end{cases} \quad (1.39)$$

Тоді рівняння частот Рітца (умова при якій не всі α_i одночасно рівні нулю), запишеться у вигляді [17]:

$$\begin{vmatrix} T_{11} p^2 - U_{11} & \dots & T_{1n} p^2 - U_{1n} \\ T_{21} p^2 - U_{21} & \dots & T_{2n} p^2 - U_{2n} \\ \dots & \dots & \dots \\ T_{n1} p^2 - U_{n1} & \dots & T_{nn} p^2 - U_{nn} \end{vmatrix} = 0. \quad (1.40)$$

Розглянемо метод Галеркіна. Цей метод в застосуванні до консервативних систем можна трактувати подібно методу Рітца як один із способів прямого вирішення задачі про застосування руху, для якого перша варіація дії по Остроградському-Гамільтону рівна нулю [17]. Розглядаючи значення функціоналу S на сукупності головних вільних коливань одного і того ж періоду, які відрізняються лише формою коливання, приведемо варіаційне рівняння Остроградського-Гамільтона до вигляду [17]:

$$\int_0^l \left[\mu \varphi^2 \varphi(x) - EI(\varphi'')'' \right] \delta \varphi dx + \left[(EI \varphi'')' \delta \varphi - EI \varphi'' \delta \varphi' \right]_0^l = 0. \quad (1.40)$$

Метод Галеркіна, як про це свідчить історія його створення, можна трактувати і незалежно від принципу Гамільтона-Остроградського. Рівність

$$\int_0^l \left[\mu \varphi^2 \varphi(x) - EI(\varphi'')'' \right] \delta \varphi dx = 0, \quad (1.41)$$

можна розглядати як вираз загального варіаційного рівняння Лагранжа-Даламбера в застосуванні до поперечних коливань системи із забезпеченим числом ступеней вільності [17]. Для системи з кінцевим числом n ступеней вільності це рівняння, як відомо, має вигляд:

$$\sum_{i=1}^n \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} - Q_i \right] \delta q_i = 0. \quad (1.42)$$

Таким чином, в такому толкуванні першоджерелом методу Галеркіна є принцип можливих переміщень, згідно з яким сума робіт прикладених до стержня сил (для (1.41) – власного навантаження $\mu\rho^2\varphi(x)$ і пружних відновлюючих сил $(EI\varphi'')''$) на можливих переміщеннях $\delta\varphi$ нескінченно малих елементів стержня повинна дорівнювати нулю [17].

Так як при складанні рівняння (1.41) ми виходимо безпосередньо із рівняння руху системи, то метод Галеркіна виявляється можна застосовувати до всіх систем, а не тільки до консервативних [17]. В цьому одна з найважливіших переваг цього методу у порівнянні з методом Рітца.

1.3. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження.

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Показниками динамічної якості ШВ є їх динамічні характеристики, які включають в себе: частоти власних коливань; амплітудно-частотні характеристики (АЧХ); амплітудно-фазочастотні характеристики (АФЧХ); динамічну жорсткість; форми коливань на власних частотах; коефіцієнти демпфування (або декременти згасання).

2. Основним призначенням динамічних характеристик є оцінка рівня коливань переднього кінця шпинделя. Вони також можуть використовуватися при порівнянні варіантів конструкцій ШВ.

3. Визначальною динамічною характеристикою вважається перша власна частота коливань шпинделя.

4. Огляд багатьох робіт по забезпеченню динамічної якості ШВ показав, що одним із методів вивчення поведінки ШВ в динаміці є його математичні моделі.

5. В результаті аналізу встановлено, що в даний час найбільш поширені так звані детерміновані методи побудови математичних моделей ШВ, які засновані

на детермінованому описі властивостей об'єкта у вигляді системи диференціальних рівнянь.

6. Аналіз даних наукових публікацій показав, що основними методами математичного моделювання динамічних характеристик є наступні: метод коефіцієнтів впливу податливостей в матричній формі; метод скінченних елементів; метод початкових параметрів в матричному формулюванні; енергетичні методи дослідження згинних систем.

7. На основі аналізу багатьох робіт по математичному моделюванню ШВ токарних верстатів в них не враховується способи затиску заготовки, що безумовно впливає на динамічні характеристики ШВ.

Таким чином, можна здійснити постановку мети даного дослідження в рамках виконуваної кваліфікаційної роботи, так і сформулювати основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є встановлення впливу елементів затискного механізму на динамічні характеристики ШВ на основі порівняльного динамічного аналізу.

Об'єкт дослідження – шпиндельний вузол із механізмом затиску заготовки токарного патронно-центрального верстату з ЧПК.

Предмет дослідження – динамічні характеристики шпиндельного вузла токарного патронно-центрального верстату з ЧПК із механізмом затиску.

Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній дипломній роботі сформульовані для реалізації виконання такі **задачі**:

1. Провести огляд показників динамічної якості шпиндельних вузлів на опорах кочення металорізальних верстатів.

2. Провести аналіз математичних моделей динамічних досліджень шпиндельних вузлів на опорах кочення металорізальних верстатів.

3. Розробити конструкцію шпиндельного вузла на опорах кочення токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC з використанням САД-системи.

4. Провести розрахунок осьової та радіальної жорсткості шпиндельного вузла і розрахунок на жорсткість шпиндельного вузла на опорах кочення

токарного верстата з ЧПК як статично невизначеної системи з використанням пакету прикладних програм MathCAD.

5. Побудувати динамічні моделі шпиндельного вузла на опорах кочення токарного верстата з ЧПК при різних способах затиску заготовки з використанням дискретної динамічної моделі балочного типу із зосередженими масами.

6. Провести розрахунок власних частот та амплітуд коливань шпиндельного вузла на опорах кочення токарного верстата з ЧПК із механізмом затиску за допомогою розроблених динамічних моделей з використанням пакету прикладних програм MathCAD.

7. Провести порівняльний аналіз динамічних характеристик шпиндельного вузла на опорах кочення токарного верстата з ЧПК без механізму затиску та із механізмом затиску заготовок.

один радіальний роликотий циліндричний двохраній підшипник типу NN-K. Попередній натяг підшипників передньої опори і зазори в підшипнику задньої опори, а також як і їх змазування довговічним типом мастила, виконується заводом-виробником. Зовнішні кільця підшипників базуються у гільзі шпинделя 2.

Передній кінець шпинделя служить для базування і закріплення пристосування для затиску заготовки. Конструкція переднього кінця шпинделя та його приєднувальні розміри зображено на рис. 2.3.

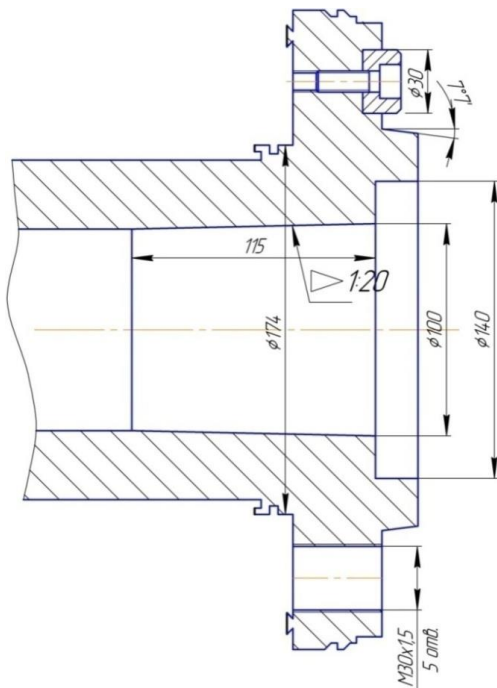


Рис. 2.3. Конструкція переднього кінця шпинделя та його приєднувальні розміри

На даний час більше 95% верстатів виготовляються із шпиндельними вузлами на опорах кочення. Для них характерні невеликі втрати на тертя і прості системи змащування.

При діаметрі шийки шпинделя під передню опору 160 мм в ній встановлені кулькові радіально-упорні підшипники передньої опори марки 7032, які використовуються при високій частоті обертання шпинделя. Діаметр шийки шпинделя під задню опору рівний 140 мм, яка виконана у вигляді радіального

роликотого циліндричного двохраніого підшипника марки NN 3028.

Характеристики підшипників передньої та задньої опор приведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1. Характеристики підшипників опор шпинделя

№п/п	Характеристика підшипника	Позначення	Значення	
			7032	NN 3028
1.	Внутрішній діаметр	d, мм	160	140
2.	Зовнішній діаметр	D, мм	240	210
3.	Ширина підшипника	B, мм	38	53

4.	Динамічна вантажопідйомність	C_{dyn} , кН	126	305
5.	Статична вантажопідйомність	C_0 , кН	140	235
6.	Максимальна частота обертання	n , хв. ⁻¹	5000	4900
7.	Сила натягу: – легкий натяг – середній натяг	F_{VL} , Н F_{VM} , Н	360 1080	240 720
8.	Кут контакту	α , град	12	-
9.	Вага підшипника	m , кг	6,03	6,15

Ущільнення захищають підшипники від забруднення і змащувально-охолоджуючої рідини, яка перешкоджає витіканню змащувального матеріалу із опор. Ущільнення конструюють з врахуванням положення шпинделя, колової швидкості поверхні її шийок, степені забруднення простору біля опори. Для задньої та передньої опори шпиндельного вузла використовується безконтактне динамічне зигзагоподібне лабіринтне ущільнення радіального типу. Ці ущільнення виконують свої функції тим краще, чим вища частота обертання шпинделя.

2.2. Розрахунок максимально-допустимої частоти обертання шпинделя.

Для шпиндельних вузлів максимально допустима частота обертання шпинделя, встановленого на опорах кочення, згідно визначається за залежністю [18]:

$$[n_{max}] = n_{nmax} f_r, \quad (2.1)$$

де n_{nmax} – максимальна частота обертання підшипника, хв.⁻¹;

f_r – фактор, який враховує компоновочну схему шпиндельного вузла.

Для даної компоновальної схеми шпиндельного вузла (рис.2.2) при легкому натягу в підшипниках $f_r = 0,65$. Тоді за (2.1) максимально допустима частота обертання шпинделя для передньої опори буде мати значення:

$$[n_{max}] = 5000 \cdot 0,65 = 3250 \text{ хв}^{-1} > n_{max} = 3000 \text{ хв}^{-1}.$$

Максимально допустима частота обертання шпинделя для задньої опори буде мати значення:

$$[n_{max}] = 4900 \cdot 0,65 = 3185 \text{ хв}^{-1} > n_{max} = 3000 \text{ хв}^{-1}.$$

Отже, максимально допустима частота обертання шпинделя більша за максимальну частоту обертання шпинделя, яка забезпечується приводом головного руху.

2.3. Розрахунок осьової жорсткості опор шпиндельного вузла

Оскільки в передній опорі встановлені три кулькових радіально-упорних підшипників по схемі «тандем-О», а в задній опорі 5 встановлений один радіальний роликовий циліндричний двохрядний підшипник, то осьове навантаження буде сприймати тільки передня опора.

Конструктивна схема передньої опори шпиндельного вузла приведена на рис. 2.4.

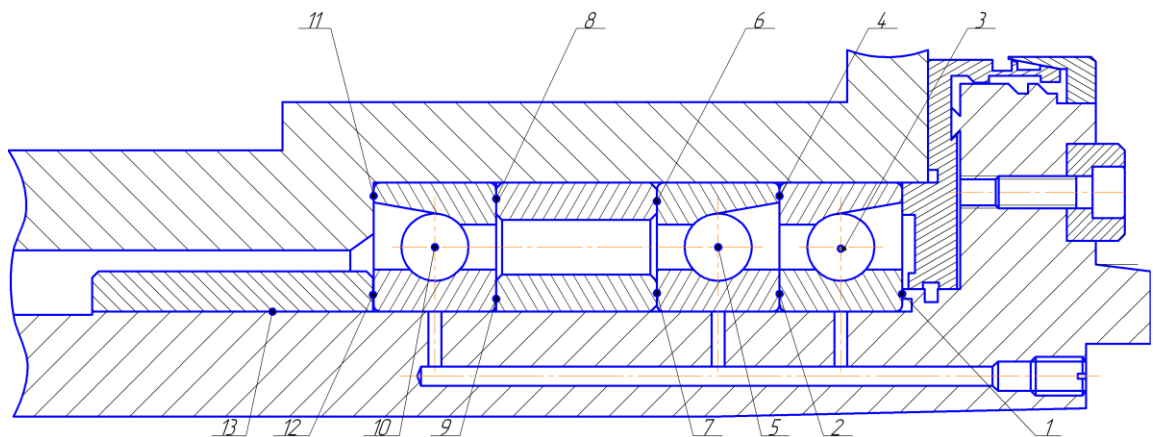


Рис. 2.4. Конструктивна схема передньої опори шпиндельного вузла

За розробленою конструктивною схемою ШВ будемо повну розрахункову схему з врахуванням всіх елементів, які приймають участь в контакті (рис.2.5).

Визначаємо значення жорсткості для кожного елемента. Величина жорсткості підшипника є оберненою величиною до його податливості, враховуючи що податливість підшипника рівна $c = 2.87 \cdot 10^{-6}$ мм/Н отримуємо:

$$\hat{E}_3 := \frac{1}{2.87 \cdot 10^{-6}} = 3.484 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}$$

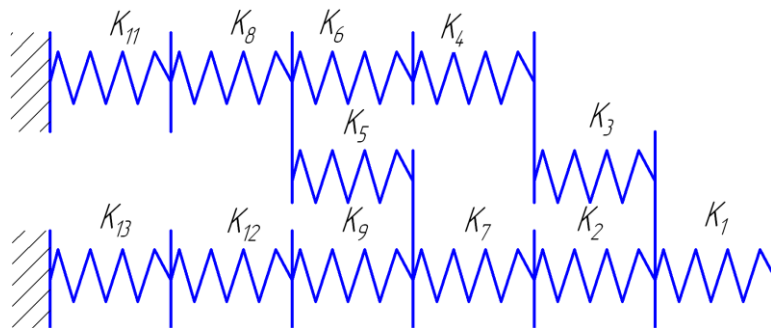


Рис. 2.5. Повна розрахункова схема передньої опори шпindelного вузла

Відповідно з рис. 2.54 отримуємо:

$$K_5 := \hat{E}_3 = 3.484 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}; \quad K_{10} := \hat{E}_3 = 3.484 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}$$

Визначаємо величини контактної жорсткості стиків:

$$K_{\sigma} := 1.5 \cdot 10^{-2} \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{H}}; \quad d_{11} := 186 \text{mm}; \quad d_{12} := 160 \text{mm};$$

$$d_{41} := 240 \text{mm}; \quad d_{42} := 216 \text{mm}.$$

$$S_1 := \frac{\pi \cdot d_{11}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{12}^2}{4} = 7.065 \times 10^3 \quad \text{mm}^2;$$

$$S_4 := \frac{\pi \cdot d_{41}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{42}^2}{4} = 8.595 \times 10^3 \quad \text{mm}^2;$$

$$\hat{E}_1 := \frac{S_1}{K_{\sigma}} = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$\hat{E}_4 := \frac{S_4}{K_{\sigma}} = 5.73 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

З рис. 2.5. видно, що:

$$K_2 := \hat{E}_1 = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}} \quad K_7 := \hat{E}_1 = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}$$

$$K_9 := \hat{E}_1 = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$K_6 := \hat{E}_4 = 5.73 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}; \quad K_8 := \hat{E}_4 = 5.73 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$K_{11} := \hat{E}_4 = 5.73 \times 10^5 \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

Проведемо спрощення розрахункової схеми, зображеної на рис. 2.5 з врахуванням дії осьового зусилля та складових, які сприймають осьове навантаження. В результаті отримаємо розрахункову схему приведену на рис.2.6, а.

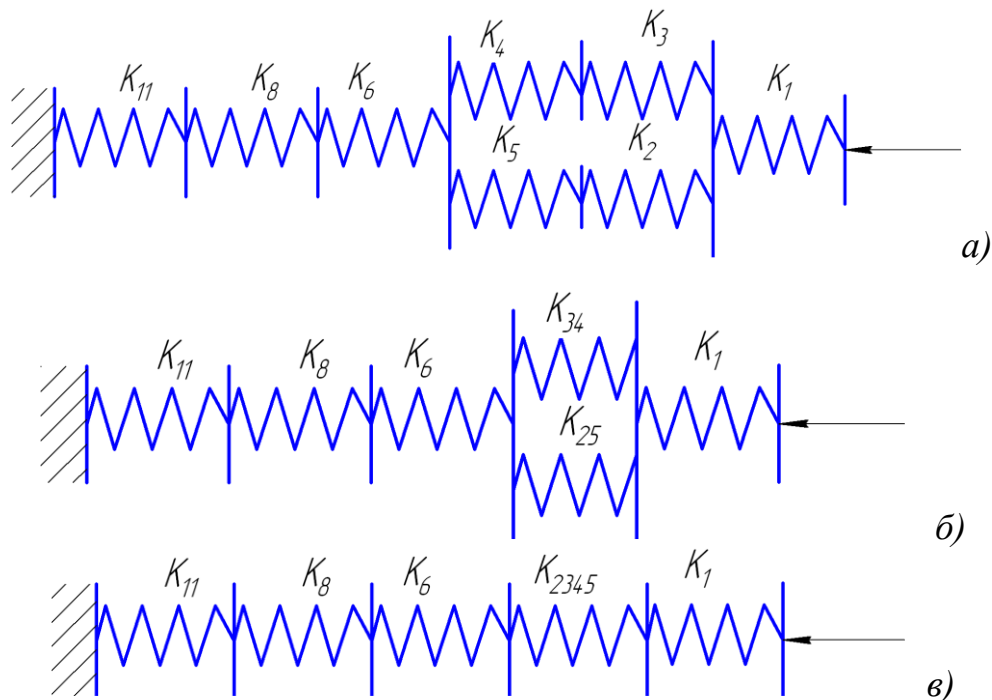


Рис. 2.6. Спрощення розрахункових схем передньої опори шпindelного вузла

З врахуванням методів спрощення розрахункових схем визначаємо осьову жорсткість шпindelного вузла:

$$\hat{E}_{34} := \frac{1}{\hat{E}_3} + \frac{1}{\hat{E}_4} = 4.615 \times 10^{-6} \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$\hat{E}_{25} := \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_5} = 4.993 \times 10^{-6} \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$\hat{E}_{2345} := \hat{E}_{34} + \hat{E}_{25} = 9.609 \times 10^{-6} \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$K_{i\delta} := \frac{1}{\hat{E}_1} + \frac{1}{K_6} + \frac{1}{K_8} + \frac{1}{\hat{E}_{2345}} + \frac{1}{K_{11}} = 1.041 \times 10^5 \frac{\text{H}}{\text{mm}} := 104.1 \cdot \frac{\text{H}}{\text{mkm}}$$

Отже, за результатами розрахунків осьова жорсткість шпindelного вузла складає $K_{oc} = 104 \text{ H/мкм}$.

2.4. Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла, як статично невизначеної системи з використанням пакету прикладних програм MathCAD

На основі конструктивної схеми шпиндельного вузла складаємо повну та приведену розрахункову схеми ШВ (рис. 2.7)

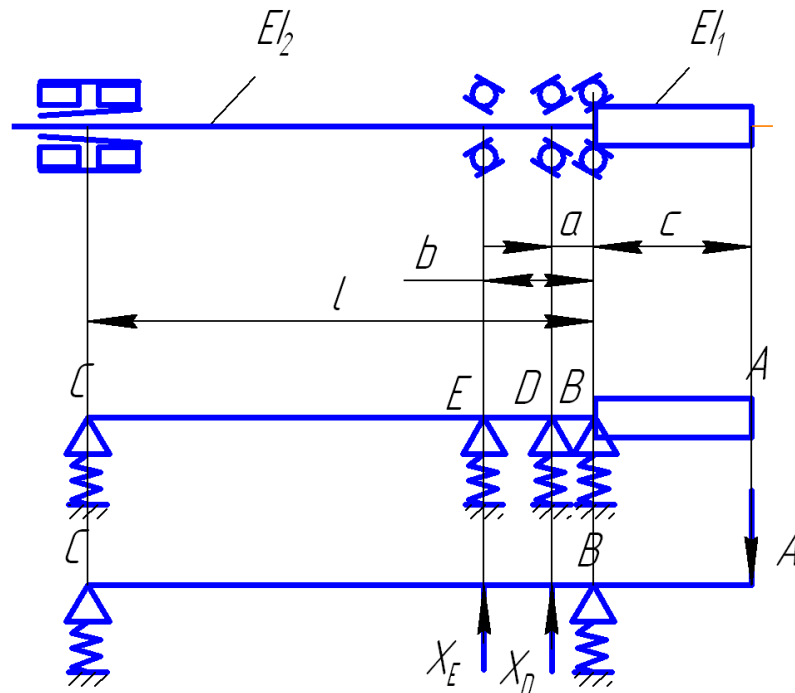


Рис. 2.7. Розрахункові схеми для визначення радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя

Визначаємо моменти інерції кожної ділянки шпинделя і приведені моменти інерції переднього кінця і міжопорної частини шпинделя:

$$a := 38 \text{ mm}; b := 126 \text{ mm}; c := 96 \text{ mm}; l := 457 \text{ mm};$$

$$d_{11} := 189 \text{ mm}; d_{12} := 140 \text{ mm}; d_{21} := 301 \text{ mm}; d_{22} := 100 \text{ mm};$$

$$d_{31} := 174 \text{ mm}; d_{32} := 95 \text{ mm}; l_1 := 17 \text{ mm}; l_2 := 42 \text{ mm}; l_3 := 15 \text{ mm};$$

$$I_{11} := \frac{\pi \cdot (d_{11} - d_{12})^4}{64} = 2.83 \times 10^5 \text{ mm}^4;$$

$$I_{12} := \frac{\pi \cdot (d_{21} - d_{22})^4}{64} = 8.012 \times 10^7 \text{ mm}^4;$$

$$I_{13} := \frac{\pi \cdot (d_{31} - d_{32})^4}{64} = 1.912 \times 10^6 \text{ mm}^4;$$

$$I_1 := \frac{I_{11} \cdot l_1 + I_{12} \cdot l_2 + I_{13} \cdot l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = 4.593 \times 10^7 \quad \text{mm}^4;$$

$$d_{41} := 160 \text{ mm}; \quad d_{42} := 95 \text{ mm}; \quad d_{51} := 158 \text{ mm}; \quad d_{52} := 95 \text{ mm}; \quad d_{61} := 144 \text{ mm};$$

$$d_{62} := 95 \text{ mm}; \quad d_{71} := 140 \text{ mm}; \quad d_{72} := 95 \text{ mm}; \quad l_4 := 254 \text{ mm}; \quad l_5 := 173 \text{ mm};$$

$$l_6 := 25 \text{ mm}; \quad l_7 := 288 \text{ mm};$$

$$I_{21} := \frac{\pi \cdot (d_{41} - d_{42})^4}{64} = 8.762 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{22} := \frac{\pi \cdot (d_{51} - d_{52})^4}{64} = 7.733 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{23} := \frac{\pi \cdot (d_{61} - d_{62})^4}{64} = 2.83 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{24} := \frac{\pi \cdot (d_{71} - d_{72})^4}{64} = 2.013 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_2 := \frac{I_{21} \cdot l_4 + I_{22} \cdot l_5 + I_{23} \cdot l_6 + I_{24} \cdot l_7}{l_4 + l_5 + l_6 + l_7} = 5.694 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

Модуль пружності вибираємо з [18] а податливості опор вибираємо каталогу шпindelьних підшипників:

$$E := 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad C_D := 2.87 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}}; \quad C_E := 2.87 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

$$C_C := 1.563 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}}; \quad C_b := 2.87 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Для визначення радіальної жорсткості ШВ необхідно визначити такі коефіцієнти впливу податливості:

$$\alpha_{\Delta\Delta} := \alpha_{\Delta\Delta 1} + \alpha_{\Delta\Delta 2}$$

$$\alpha_{\Delta D} := \alpha_{\Delta D 1} + \alpha_{\Delta D 2}$$

$$\alpha_{DD} := \alpha_{DD 1} + \alpha_{DD 2}$$

$$\delta_{AAD} := \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{AD}^2}{\alpha_{DD} + C_D}$$

$$\alpha_{AE} := \alpha_{AE1} + \alpha_{AE2}$$

$$\alpha_{EE} := \alpha_{EE1} + \alpha_{EE2}$$

$$\delta_{AAE} := \delta_{AAD} - \frac{\alpha_{AE}^2}{\alpha_{EE} + C_E}$$

1) Визначаємо коефіцієнт впливу α_{AA} . Зображаємо розрахункову схему для визначення даного коефіцієнта (рис. 2.8.)

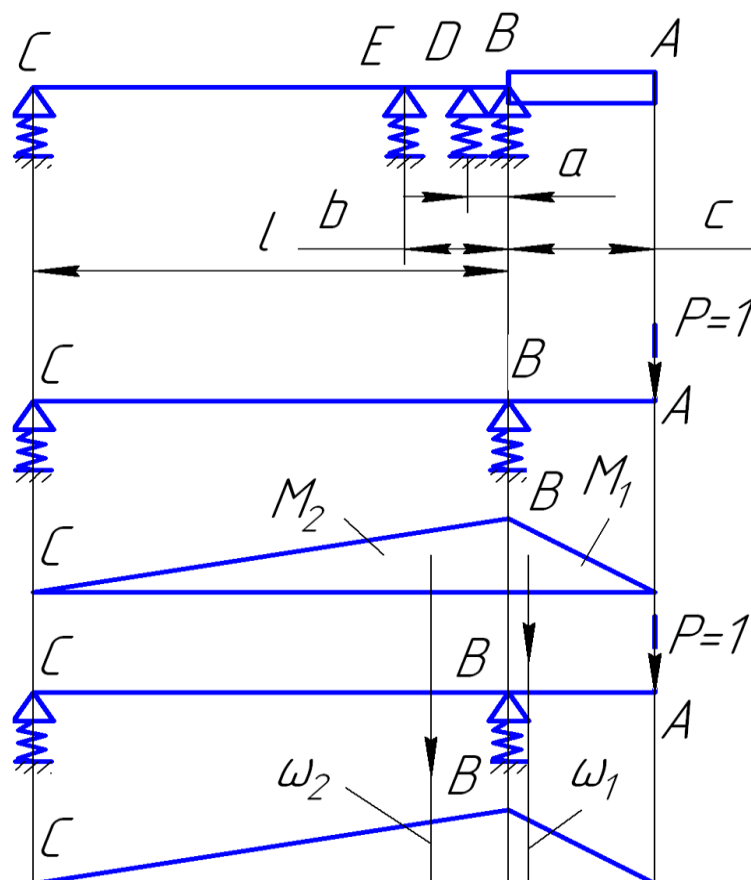


Рис. 2.8. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості α_{AA}

Знаходимо необхідні для розрахунку площі фігур і координати центра ваги:

$$\dot{I}_1 := \frac{1}{2} \cdot c \cdot c \cdot 1 = 4.608 \times 10^3 \text{ mm}^2; \quad \dot{I}_2 := \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot c \cdot 1 = 2.194 \times 10^4 \text{ mm}^2;$$

$$\omega_1 := \frac{2}{3} \cdot c \cdot 1 = 64 \text{ mm}, \quad \omega_2 := \frac{2}{3} \cdot c \cdot 1 = 64 \text{ mm},$$

За правилом Верещагіна визначаємо:

$$\alpha_{\Delta\Delta 1} := \frac{1}{E \cdot I_1} \cdot \dot{I}_1 \cdot \omega_1 + \frac{1}{E \cdot I_2} \cdot \dot{I}_2 \cdot \omega_2 = 1.236 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Далі визначаємо другу складову коефіцієнта податливості:

$$\alpha_{\Delta\Delta 2} := \frac{(1+c) \cdot (1+c)}{l^2} \cdot C_c + \frac{c^2}{l^2} \cdot C_b = 2.415 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

В результаті отримуємо:

$$\alpha_{\Delta\Delta} := \alpha_{\Delta\Delta 1} + \alpha_{\Delta\Delta 2} = 1.477 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}}.$$

2) Визначаємо коефіцієнт α_{AD} . Зображаємо розрахункову схему для визначення даного коефіцієнта (рис. 2.9)

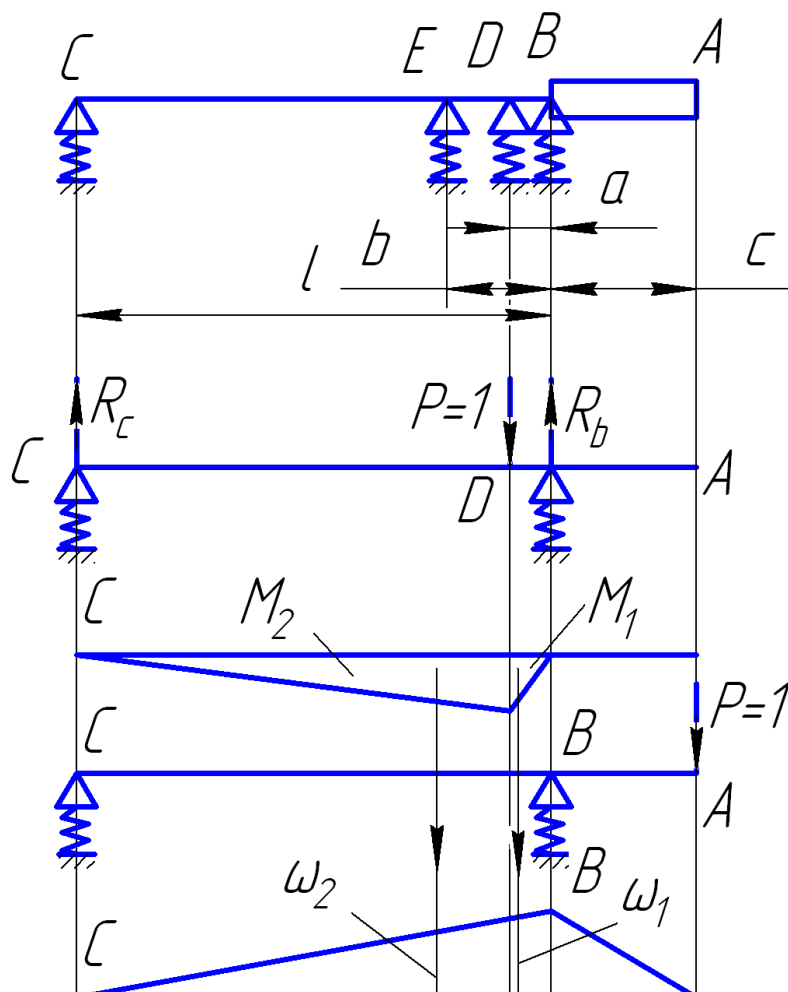


Рис. 2.9. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості α_{AD}

Знаходимо необхідні для розрахунку площі фігур, реакції опор і координати центра ваги.

$$R_c := \frac{a}{1} = 0.083 ; \quad R_b := \frac{1-a}{1} = 0.917 ;$$

$$\dot{I}_{1,1} := \frac{1}{2} \cdot R_b \cdot a \cdot a = 661.965 \quad \text{mm}^2; \quad \dot{I}_{1,2} := \frac{1}{2} \cdot [(1-a)R_b \cdot a] = 7.299 \times 10^3 \quad \text{mm}^2;$$

$$\omega_{1,1} := \frac{2}{3} \cdot R_c \cdot (1-a) = 23.227 \quad \text{mm};$$

$$\omega_{1,2} := \frac{\left[\left(1-a + \frac{1}{3} \cdot a \right) c \right]}{1} = 90.678 \quad \text{mm};$$

За правилом Верещагіна визначаємо:

$$\alpha_{AD1} := \frac{1}{E \cdot I_2} \cdot [-\dot{I}_{1,1} \cdot \omega_{1,1} + (-\dot{I}_{1,2} \cdot \omega_{1,2})] = -5.947 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Далі визначаємо другу складову коефіцієнта податливості:

$$\alpha_{AD2} := \frac{(1+c) \cdot (1+a)}{1^2} \cdot C_c + \frac{c \cdot a}{1^2} \cdot C_b = 2.099 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

В результаті отримуємо:

$$\alpha_{AD} := \alpha_{AD1} + \alpha_{AD2} = -3.848 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}}.$$

3) Визначаємо коефіцієнт α_{DD} . Зображаємо розрахункову схему для визначення даного коефіцієнта (рис. 2.10).

Знаходимо необхідні для розрахунку площі фігур, реакції опор і координати центра ваги:

$$R_c := \frac{a}{1} = 0.083 ; \quad R_b := \frac{1-a}{1} = 0.917 ;$$

$$\dot{I}_{1,1} := \frac{1}{2} \cdot R_b \cdot a \cdot a = 661.965 \quad \text{mm}^2; \quad \dot{I}_{1,2} := \frac{1}{2} \cdot [(1-a)R_b \cdot a] = 7.299 \times 10^3 \quad \text{mm}^2;$$

$$\omega_{1,1} := \frac{2}{3} \cdot R_b \cdot a = 23.227 \quad \text{mm}; \quad \omega_{1,2} := \frac{2}{3} \cdot R_b \cdot a = 23.227 \quad \text{mm};$$

За правилом Верещагіна визначаємо:

$$\alpha_{DD1} := \frac{1}{E \cdot I_2} \cdot (\dot{I}_1 \cdot \omega_1 + \dot{I}_2 \cdot \omega_2) = 1.624 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Далі визначаємо другу складову коефіцієнта податливості

$$\alpha_{DD2} := \frac{(1+a) \cdot (1+a)}{l^2} \cdot C_c + \frac{a \cdot a}{l^2} \cdot C_b = 1.854 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

В результаті отримуємо:

$$\alpha_{DD} := \alpha_{DD1} + \alpha_{DD2} = 3.477 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{mm}}{\text{H}}.$$

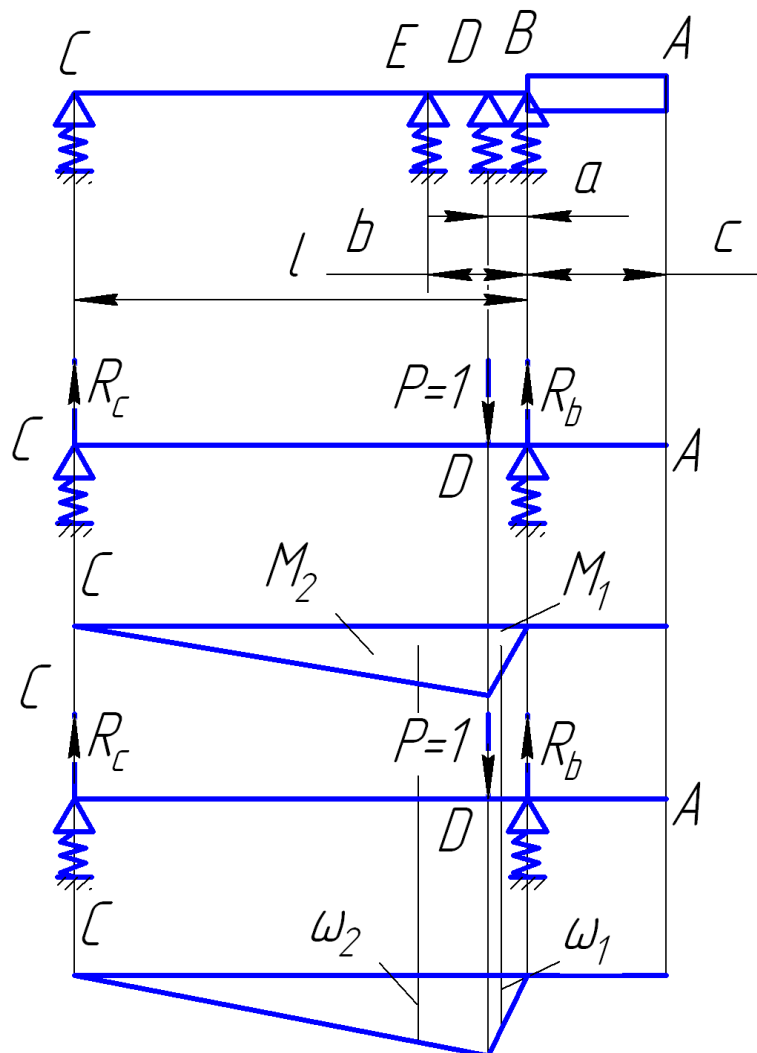


Рис. 2.10. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості α_{DD}

4) Визначаємо коефіцієнт α_{AE} . Зображаємо розрахункову схему для визначення даного коефіцієнта (рис. 2.11).

Знаходимо необхідні для розрахунку площі фігур, реакції опор і координати центра ваги:

$$R_c := \frac{b}{l} = 0.276 ; \quad R_b := \frac{l-b}{l} = 0.724 ;$$

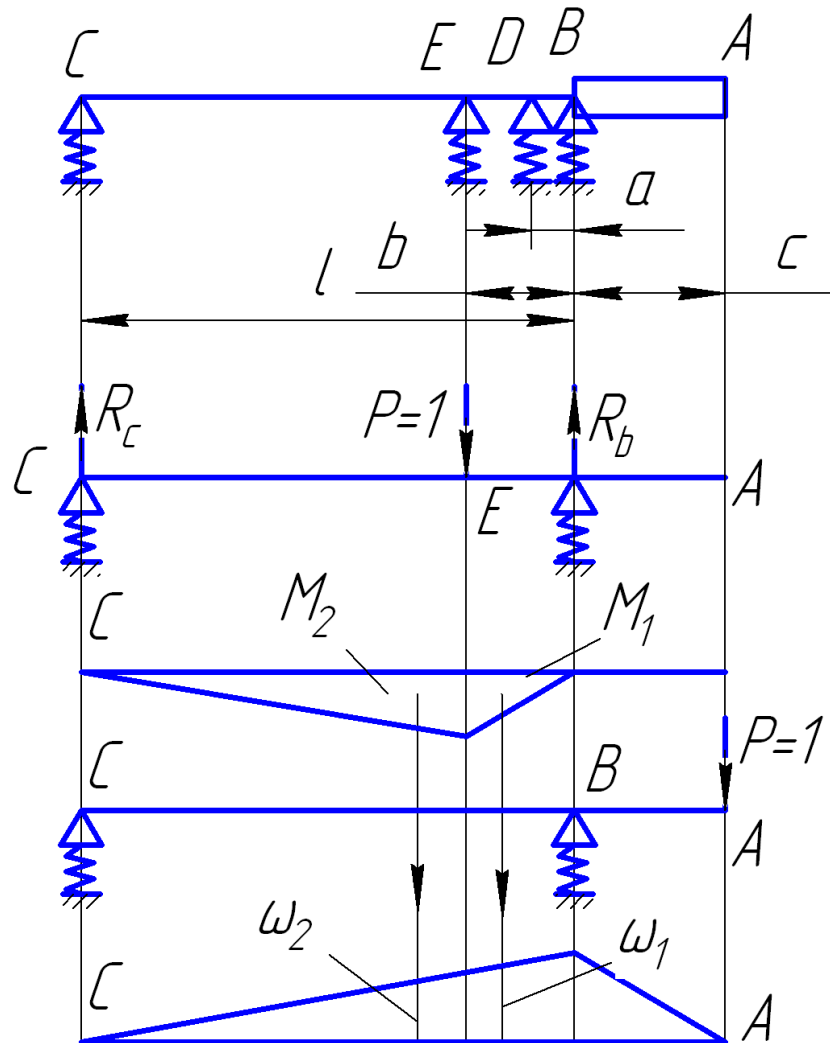


Рис. 2.11. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості α_{AE}

$$\dot{I}_{1.1} := \frac{1}{2} \cdot R_b \cdot b \cdot b = 5.749 \times 10^3 \text{ mm}^2; \quad \dot{I}_{1.2} := \frac{1}{2} \cdot [(l-b)R_b \cdot b] = 1.51 \times 10^4 \text{ mm}^2;$$

$$\omega_{1.1} := \frac{2}{3} \cdot R_c \cdot (l-b) = 60.84 \text{ mm};$$

$$\omega_{1.2} := \frac{\left[\left(1-b + \frac{1}{3} \cdot b \right) c \right]}{1} = 78.354 \text{ mm};$$

За правилом Верещагіна визначаємо:

$$\alpha_{\Delta E1} := \frac{1}{E \cdot I_2} \cdot \left[-\dot{I}_1 \cdot \omega_1 + (-\dot{I}_2 \cdot \omega_2) \right] = -1.346 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Далі визначаємо другу складову коефіцієнта податливості:

$$\alpha_{\Delta E2} := \frac{(1+c) \cdot (1+b)}{l^2} \cdot C_c + \frac{c \cdot b}{l^2} \cdot C_b = 2.579 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

В результаті отримуємо:

$$\alpha_{\Delta E} := \alpha_{\Delta E1} + \alpha_{\Delta E2} = -1.088 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{H}}.$$

5) Визначаємо коефіцієнт α_{EE} . Зображаємо розрахункову схему для визначення даного коефіцієнта (рис. 2.12).

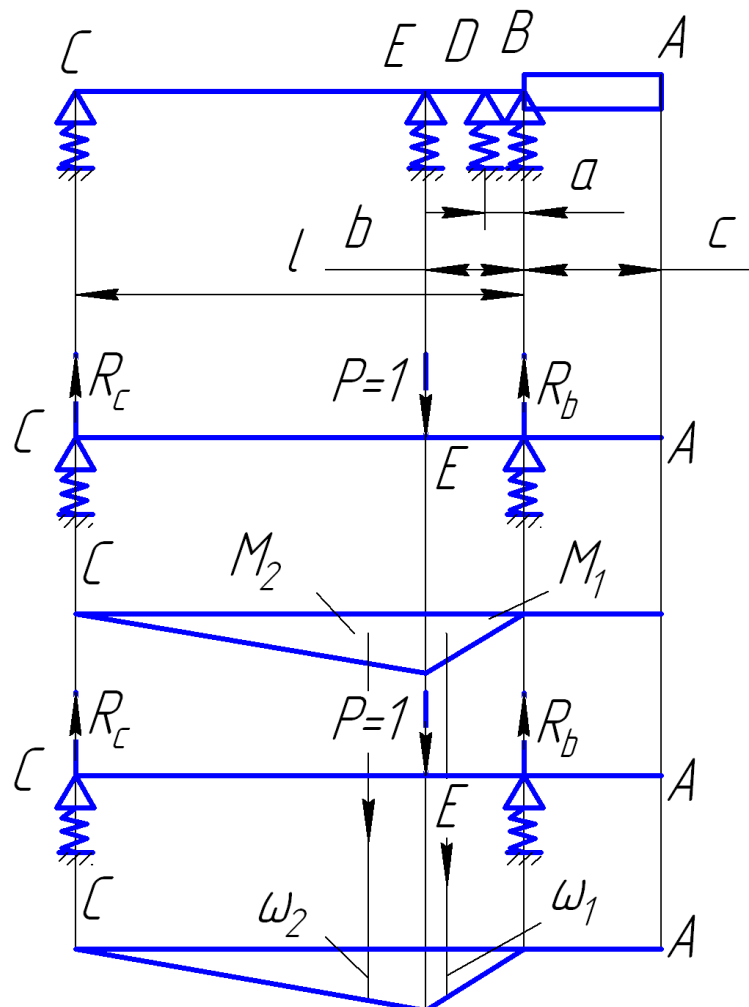


Рис. 2.12. Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості α_{EE}

Знаходимо необхідні для розрахунку площі фігур, реакції опор і координати центра ваги:

$$R_{Cv} := \frac{b}{l} = 0.276 ; \quad R_{Bv} := \frac{l-b}{l} = 0.724 ;$$

$$\hat{I}_{11} := \frac{1}{2} \cdot R_b \cdot b \cdot b = 5.749 \times 10^3 \text{ mm}^2; \quad \hat{I}_{22} := \frac{1}{2} \cdot [(1-b)R_b \cdot b] = 1.51 \times 10^4 \text{ mm}^2;$$

$$\omega_1 := \frac{2}{3} \cdot R_b \cdot b = 60.84 \text{ mm}; \quad \omega_2 := \frac{2}{3} \cdot R_b \cdot b = 60.84$$

За правилом

$$\alpha_{EE1} := \frac{1}{E \cdot I_2} \cdot (\hat{I}_{11} \cdot \omega_1 + \hat{I}_{22} \cdot \omega_2) = 1.114 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Верещагіна

визначаємо:

$$\alpha_{EE2} := \frac{(1+b) \cdot (1+b)}{l^2} \cdot C_c + \frac{b \cdot b}{l^2} \cdot C_b = 2.762 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Далі

визначаємо другу складову коефіцієнта податливості:

$$\alpha_{EE} := \alpha_{EE1} + \alpha_{EE2} = 1.39 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{H}}.$$

В результаті отримуємо:

$$\delta_{AAD} := \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{AD}^2}{\alpha_{DD} + C_D} = 1.244 \times 10^{-5} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

$$\delta_{AAE} := \delta_{AAD} - \frac{\alpha_{AE}^2}{\alpha_{EE} + C_E} = 5.379 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

Визначаємо
коефіцієнти впливу
податливості статично
невизначеної системи:

$$j := \frac{1}{\delta_{AAE}} = 1.859 \times 10^5 \frac{\text{H}}{\text{mm}} := 185.9 \cdot \frac{\text{H}}{\text{mkm}}.$$

Визначаємо радіальну жорсткість шпиндельного вузла:

2.5. Розрахунок поліклінопасової передачі приводу шпинделя з використанням пакету прикладних програм САР 6.0

В якості клинопасової передачі приводу шпинделя вибираємо пасову

передачу фірми OPTIBELT (Німеччина) [19]. Ребристий пас поєднує в собі високу еластичність та високу продуктивність. V-подібні паралельні ребра виготовлені із зносостійкої гумової суміші. Високоміцний шнур призначений для багатьох застосувань ребристих пасів. Він вкладений в гумову клейову суміш і покриває всю ширину ребристих поясів. Армовані волокном, зносостійкі гумові суміші забезпечують безшумну роботу, масло- та жаростійкість і довгий термін служби паса [19].

Розрахунок клинопасової передачі приводу шпинделя проводимо за допомогою пакету прикладних програм CAP 6.0 фірми OPTIBELT (Німеччина). Пакет прикладних програм CAP 6.0 фірми OPTIBELT (Німеччина) дозволяє за введеними вхідними даними (потужність, частота обертів на вході і виході та проектній міжосьовій віддалі) проводити автоматичний розрахунок та здійснювати [19]:

- вибір типу паса та діаметри і ширину шківів за результатами розрахунку;
- кінематичні та силові параметри клинопасової передачі;
- параметри натягу паса.

Вікно програми із введеними вихідними даними для максимальної частоти обертання шпинделя приведені на рис. 2.13. Результати розрахунку приведені у вікнах програми (рис. 2.14, 2.15) та у додатку 1.

За результатами розрахунку вибираємо із таблиці (рис. 2.15) перший варіант: поліклиновий пас 10 PL 1841 Lb, діаметри шківів $D_1 = 113$ мм та $D_2 = 281$ мм, ефективна міжосьова віддаль – 658 мм.

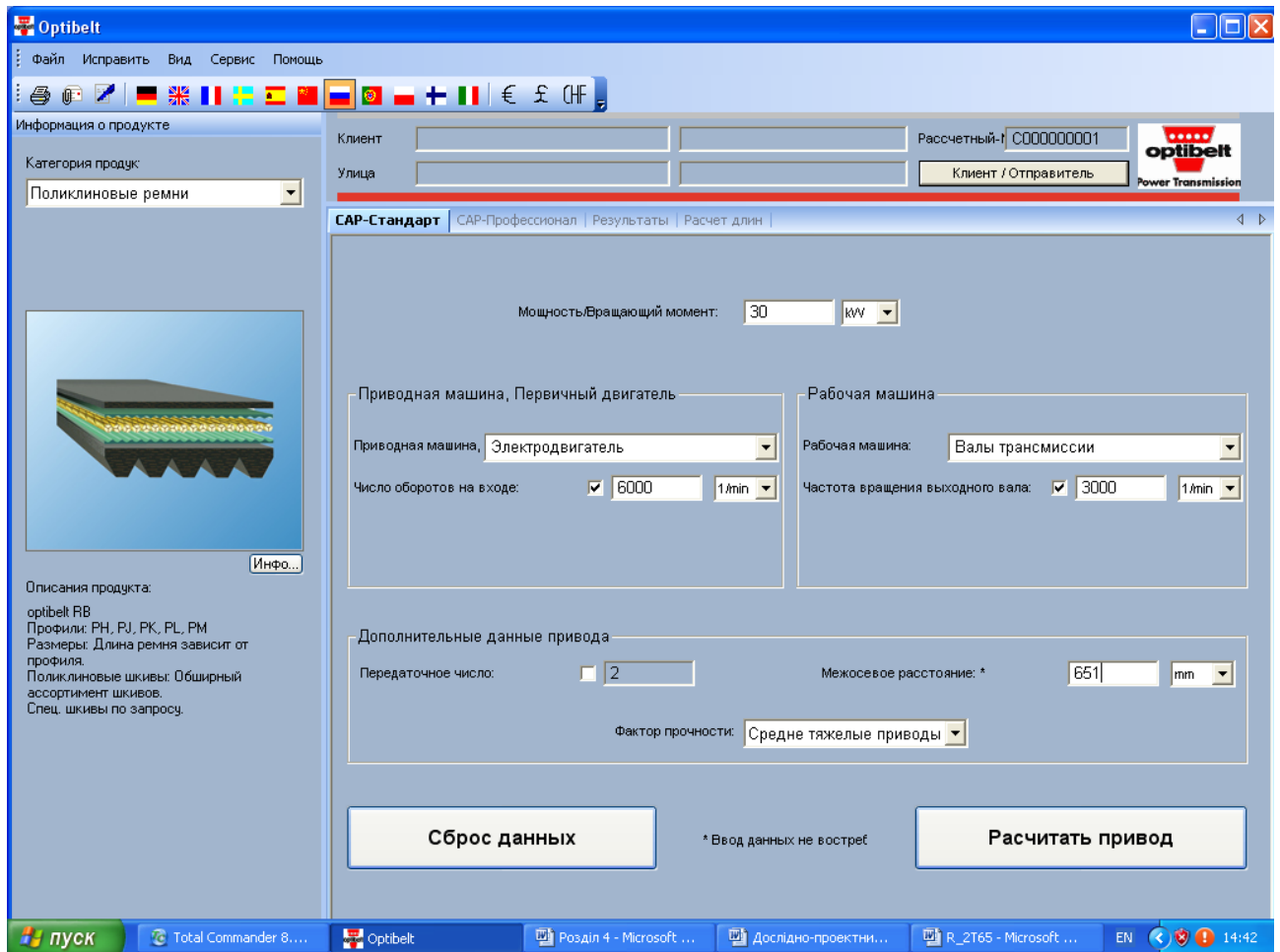


Рис. 2.13. Вікно програми із введеними вихідними даними для максимальної частоти обертання шпинделя 3000 об/хв

Optibelt

Файл Исправить Вид Сервис Помощь

Клиент: _____ Расчетный-№: C000000001

Улица: _____ Клиент / Отправитель

САР-Стандарт | САР-Профессионал | **Результаты** | Расчет длин

Обзор | Подробнее | Список результатов расчета

Результаты расчета привода

Optibelt-RB Поликлиновой ремень 10 PL 1841 Lb		
Optibelt-RBS Поликлиновой шкив под втулку TB 10 PL 113		
Optibelt-TB Втулка 2012 (Диаметр отверстия 14-50 mm)		
Optibelt-RBS Поликлиновой шкив под втулку TB 10 PL 218		
Optibelt-TB Втулка 2517 (Диаметр отверстия 16-60 mm)		
Общая цена:		

Приводная машина: Рабочая машина:

Число оборотов на входе: Частота вращения выходного вала:

Мощность: Межосевое расстояние:

Методы установки предварительного натяжения

	Первичный монтаж	Рабочее напряжение
ОПТИКРИК III - Статическое усилие ветви за ремень:	1,418 N	1,090 N
Глубина прогиба с помощью измерительного прибора для натяжения:	100 mm	100 mm
Глубина прогиба:	9,52 mm	12,14 mm
Увеличение длины ремня на 1000 мм:	4,43 mm	3,30 mm
Optibelt - TT 3 / TT mini - натяжение на основе частоты колебаний - Частота:	47,80 1/s	41,93 1/s

Печать в *.pdf файле

В отношении ответственности за расчет привода мы осылаемся на наши условия заключения сделки.

Результат оптимизации:

Optibelt

Файл Исправить Вид Сервис Помощь

Клиент: _____ Расчетный-№: C000000001

Улица: _____ Клиент / Отправитель

САР-Стандарт | САР-Профессионал | **Результаты** | Расчет длин

Обзор | Подробнее | Список результатов расчета

Общая информация

Расчетная мощность	PB:	42	kW	Фактор угла	c1:	1,00
Мощность первичного двигат	P:	30	kW	Фактор длины	c3:	0,97
Расчетная длина	Ld:	1.841	mm	Угол обхвата ремня маленького ш	β:	170,85 °
Межосевое расстояние	a:	658	mm	Длина ветви	l:	656,34 mm
Передаточное число	i:	1,88		Расчитанное количество ремней	zth:	9,05
Расстояние для наложения	re:	25	mm	Вес		--- kg
Расстояние для натяжения	rx:	25	mm	Статическое усилие на ось, перв	Sast:	2.826 N
Эффективный фактор прочно	c2:	1,55		Статическое усилие на ось, посл	Sast:	2.174 N
Скорость ремня	v:	37,70	m/s	Динамическое усилие на ось	Sadyn:	1.169 N
Число изгибов	iB:	40,95	1/s	Сила ветви в нагрузочной части	S1:	1.142 N
Номинальная мощность одно	PN:	4,80	kW	Сила захватывающей части рем	Sn:	1.114 N

Данные шкивов

Шкив 1 (ведущий)			Шкив 2 (ведомый)		
Приводная машина, Пв	Электродвигатель		Рабочая машина	Валы трансмиссии	
Крутящий момент	M1:	48 Nm	Крутящий момент	M2:	90 Nm
Число оборотов	n1:	6.000 1/min	Число оборотов	n2:	3.200 1/min
Диаметр	db 1:	113 mm	Диаметр	db 2:	218 mm
Общая ширина шкива	b:	48,90 mm	Общая ширина шкива	b:	48,90 mm

Описание продукта:
optibelt RB
Профили: RH, RJ, PK, PL, PM
Размеры: Длина ремня зависит от профиля.
Поликлиновые шкивы: Обширный ассортимент шкивов.
Спец. шкивы по запросу.

Рис. 2.14. Вікно програми із результатами розрахунку

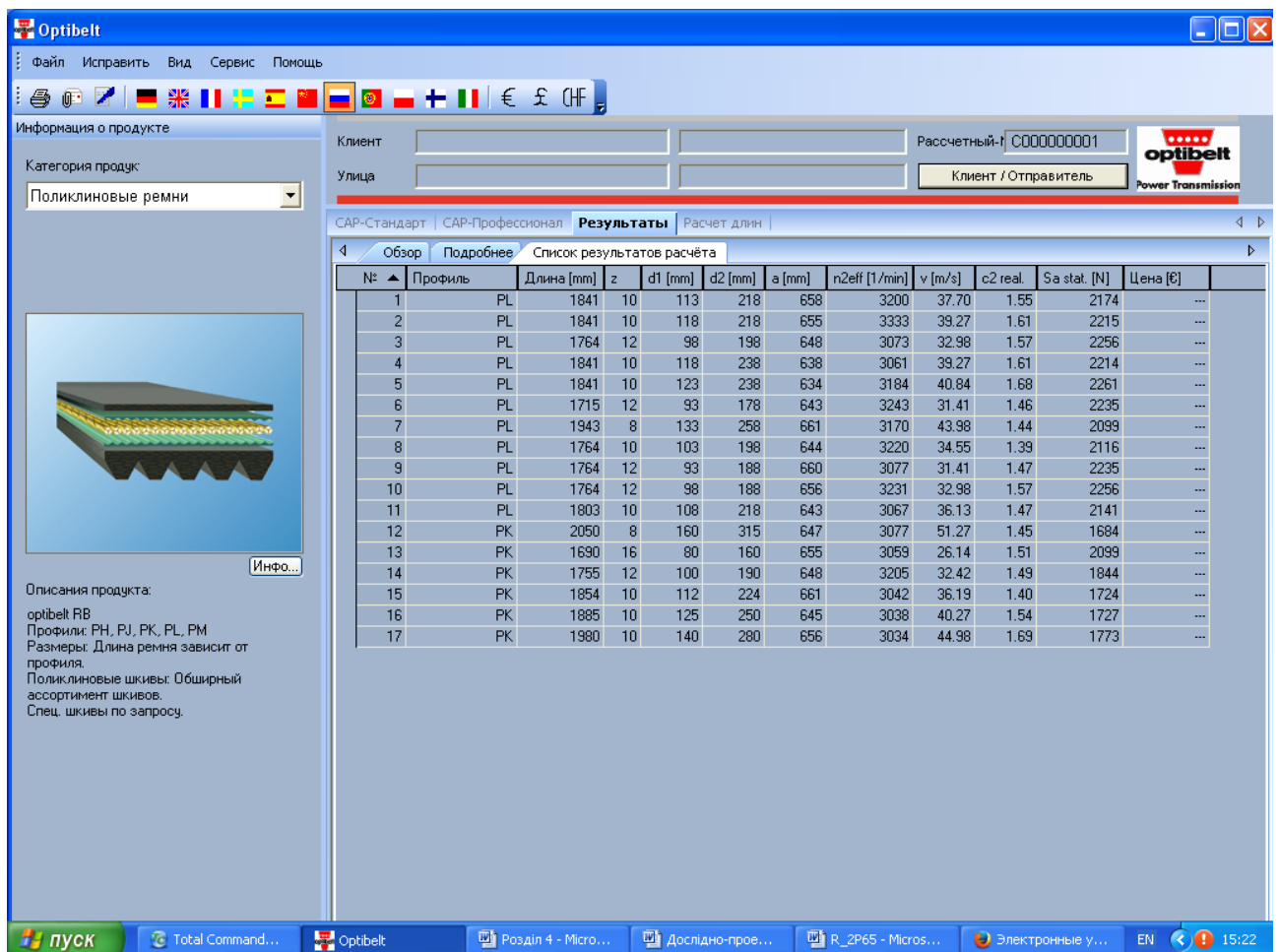


Рис. 2.15. Вікно програми із можливими варіантами клинопасових передач за результатами розрахунку

2.6. Висновки по розділу 2

Відповідно до результатів, досягнутих у розділі 2 можна зробити такі висновки:

1. Розроблено кінематичну схему приводу обертання шпинделя, що включає привідний електродвигун постійного струму, двоступеневу планетарну коробку швидкостей з гідравлічним приводом перемикання та клинопасову передачу.

2. За допомогою CAD-системи розроблена конструкція ШВ на опорах кочення токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC

3. За розробленою конструктивною схемою ШВ побудована розрахункова схема для моделювання осьової жорсткості ШВ з врахуванням всіх елементів,

які приймають участь в контакті при дії осьової сили різання. Осьова жорсткість ШВ за результатами проведеного розрахунку становить 104 Н/мкм.

4. Розроблено модель радіальної жорсткості ШВ, як статично невизначеної системи. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено розрахунок коефіцієнтів впливу податливості та радіальної жорсткості ШВ. Радіальна жорсткість переднього кінця шпинделя за результатами розрахунків становить 186 Н/мкм.

5. Проведений автоматизований розрахунок клинопасової передачі приводу шпинделя за допомогою пакету прикладних програм CAP 6.0 фірми OPTIBELT (Німеччина). За результатами розрахунку здійснено вибір типу паса та діаметри і ширину шківів, отримано кінематичні та силові параметри клинопасової передачі та параметри натягу паса.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

3.1. Методика визначення власних частот і форм коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК

При дослідженні коливань вихідна конструкція ШВ подається у вигляді невагомого стержня за яким зберігаються пружні властивості реальної конструкції ШВ, який має момент інерції I та модуль пружності матеріалу E .

Систему з розподіленою масою заміняють системою із зосередженими масами, розміщеними на невагомому стержні.

Побудова динамічної моделі ШВ починається з розбиття тіла шпинделя на ділянки постійного діаметра та певної довжини і обчислення маси m_i кожної ділянки. Якщо перепад діаметрів шпинделя невеликий по розрахунковій довжині (не перевищує 10% від середнього) то тіло шпинделя змінного перерізу можна замінити балкою постійного перерізу з моментом інерції рівним [5, 18]:

$$I_{np} = \frac{\sum l_i \cdot I_i}{\sum l_i}, \quad (3.1)$$

де I_i - момент інерції перерізу i -ї ступені шпинделя;

l_i - довжина i -ї ступені шпинделя.

Момент інерції пустотілої ступені шпинделя визнається за формулою:

$$I_i = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}, \quad (3.2)$$

де D - зовнішній діаметр i -ї ступені шпинделя;

d - внутрішній діаметр i -ї ступені шпинделя.

Перетворення динамічної моделі проводиться шляхом приведення мас до деяких характерних точок. Приведені маси визначаються за формулою:

$$m_j^{np} = m_j + m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} = m_j + \mu \cdot m_i, \quad (3.3)$$

де m_j - зосереджена маса, до якої приводять зосереджену масу m_i ;

$$\mu = \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} - \text{коефіцієнт переносу мас};$$

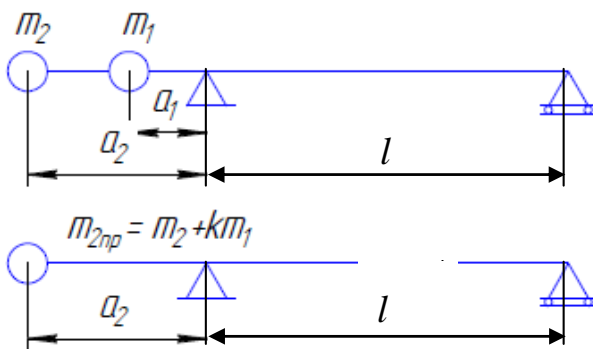
δ_{ii} - коефіцієнт впливу податливості, тобто переміщення в точці i від одиничної сили, прикладеної в точці i ;

δ_{jj} - коефіцієнт впливу податливості, тобто переміщення в точці j від одиничної сили, прикладеної в точці j .

Формули для визначення коефіцієнтів переносу мас для балок постійного поперечного перерізу приведені в таблиці 3.1

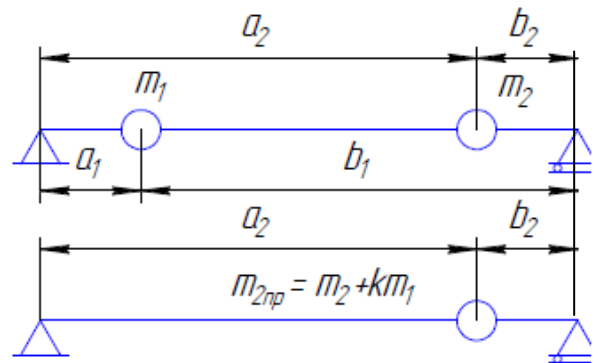
Таблиця 3.1. Формули для визначення коефіцієнтів переносу мас μ

Маси, розташовані на консольній ділянці шпинделя



$$\mu = \frac{a_1^2(l + a_1)}{a_2^2(l + a_2)}$$

Маси, розташовані на міжопорній ділянці шпинделя



$$\mu = \frac{a_1^2 \cdot b_1^2}{a_2^2 \cdot b_2^2}$$

Рух багатомасової системи буде повністю визначено, якщо відомі переміщення кожної з n мас x_1, x_2, \dots, x_n . Рівняння динаміки багатомасової системи записується з врахуванням сил інерції, окрім заданих сил, прикладених до пружної балки [8]. Якщо збурюючі сили, прикладені до пружної балки, відсутні то сили інерції будуть єдиним навантаженням.

Сила інерції, спричинена масою m_i визнається за залежністю $F_i = -m_i \ddot{x}_i$ [8].

Математична модель системи для визначення прогинів балки x_1, x_2, \dots, x_n буде мати вигляд [8]:

$$\begin{cases} U_1 = m_1 p^2 \delta_{11} U_1 + m_2 p^2 \delta_{12} U_2 + \dots + m_n p^2 \delta_{1n} U_n \\ U_2 = m_1 p^2 \delta_{21} U_1 + m_2 p^2 \delta_{22} U_2 + \dots + m_n p^2 \delta_{2n} U_n \\ \dots \\ U_n = m_1 p^2 \delta_{n1} U_1 + m_2 p^2 \delta_{n2} U_2 + \dots + m_n p^2 \delta_{nn} U_n \end{cases} \quad (3.7)$$

Перепишемо систему (3.7) у наступному вигляді:

$$\begin{cases} (m_1 p^2 \delta_{11} - 1)U_1 + m_2 p^2 \delta_{12} U_2 + \dots + m_n p^2 \delta_{1n} U_n = 0 \\ m_1 p^2 \delta_{21} U_1 + (m_2 p^2 \delta_{22} - 1)U_2 + \dots + m_n p^2 \delta_{2n} U_n = 0 \\ \dots \\ m_1 p^2 \delta_{n1} U_1 + m_2 p^2 \delta_{n2} U_2 + \dots + (m_n p^2 \delta_{nn} - 1)U_n = 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

В матричному вигляді система рівнянь (3.8) запишеться у вигляді:

$$U(p^2 DM - E) = 0, \quad (3.9)$$

де U - матриця-стовбець амплітуд коливань;

E - одинична діагональна матриця.

Рішення системи рівнянь (3.8), при якому $U_1 = U_2 = \dots = U_n = 0$ відповідає відсутності коливань.

Відмінні від нуля розв'язки будуть у випадку рівності нулю визначника:

$$\det(p^2 DM - E) = 0, \quad (3.10)$$

або

$$\det(p^2 DM - E) = \begin{vmatrix} p^2 \delta_{11} m_1 - 1 & p^2 \delta_{12} m_2 & \dots & p^2 \delta_{1n} m_n \\ p^2 \delta_{21} m_1 & p^2 \delta_{22} m_2 - 1 & \dots & p^2 \delta_{2n} m_n \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ p^2 \delta_{n1} m_1 & p^2 \delta_{n2} m_2 & \dots & p^2 \delta_{nn} m_n - 1 \end{vmatrix}. \quad (3.11)$$

Динамічна система ШВ з n ступенями вільності має n власних частот коливань. Певній власній частоті коливань відповідає певна форма коливань, тобто певні співвідношення між всіма амплітудами U_k по довжині шпинделя.

При головних коливаннях шпинделя, коли всі маси коливаються з однією із власних частот, можна записати систему рівнянь [8]:

$$\begin{cases} (m_1 p_k^2 \delta_{11} - 1)U_{1k} + m_2 p_k^2 \delta_{12} U_{2k} + \dots + m_n p_k^2 \delta_{1n} U_{nk} = 0 \\ m_1 p_k^2 \delta_{21} U_{1k} + (m_2 p_k^2 \delta_{22} - 1)U_{2k} + \dots + m_n p_k^2 \delta_{2n} U_{nk} = 0 \\ \dots \\ m_1 p_k^2 \delta_{n1} U_{1k} + m_2 p_k^2 \delta_{n2} U_{2k} + \dots + (m_n p_k^2 \delta_{nn} - 1)U_{nk} = 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

У рівнянні (3.12) амплітуди мають два індекси. Це зроблено тому, що кожна маса може коливатися з будь-якою із власних частот [8]. Перший індекс вказує на номер маси, а другий – на номер власної частоти коливань ШВ.

Співвідношення амплітуд при різних власних частотах коливань називаються коефіцієнтами форми коливань [8]:

$$\lambda_{ik} = \frac{U_{ik}}{U_{1k}}, \quad (3.13)$$

Коефіцієнти форми коливань характеризують закономірність співвідношення головних коливань на заданій власній частоті коливань [8].

Для ШВ форми коливань дають уяву про форму лінії шпинделя на певній власній частоті.

3.2. Динамічна модель згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК

3.2.1. Динамічна модель згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК при затиску заготовки в патроні

Конструктивна схема шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC при затиску заготовки в патроні та розрахункова схема його динамічної моделі приведена на рис. 3.1.

Розраховані значення моментів інерції перерізів шпинделя на i -й ступені та приведений момент інерції шпинделя, обчислені з залежностями (3.1) та (3.2) приведені у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Розраховані значення моментів інерції перерізів шпинделя

Довжини ступеней l_i , мм	Зовнішні діаметри ступеней D_i , мм	Внутрішні діаметри ступеней d_i , мм	Моменти інерції перерізів на i -й ступені I_i , мм ⁴
315	140	100	$1,394 \times 10^7$
420	160	100	$2,725 \times 10^7$

75	175	100	$4,111 \times 10^7$
Приведений момент інерції шпинделя I_{np} , мм ⁴			$2,336 \times 10^7$

Вихідна динамічна модель шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК при затиску заготовки в патроні містить 12 зосереджених мас, тобто вона має 12 ступеней вільності та 12 власних частот коливань.

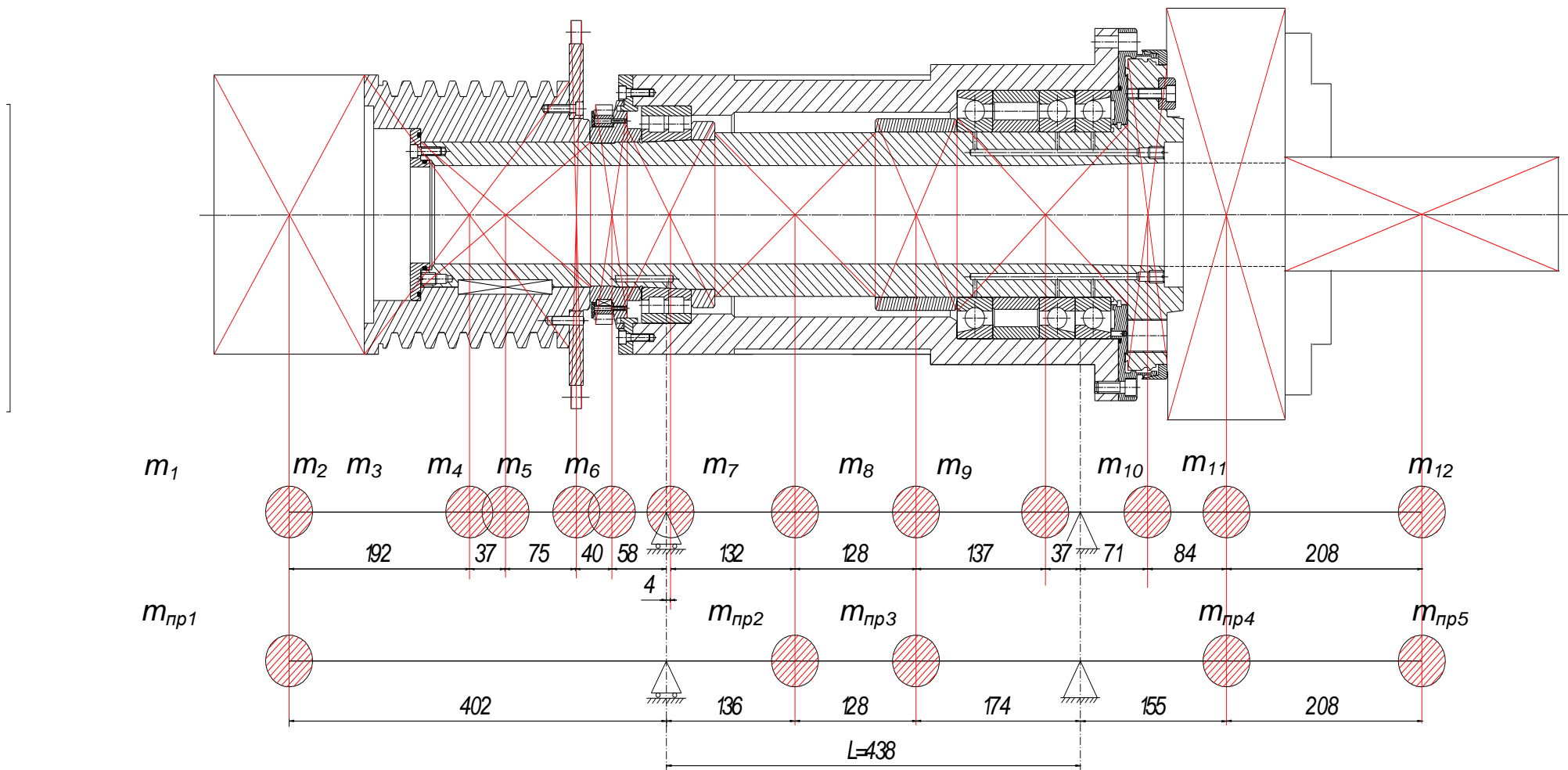


Рис. 3.1. Шпиндельний вузол токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC при затиску заготовки в патроні: а) конструкція шпиндельного вузла із затискним патроном та гідроциліндром затиску; б) вихідна динамічна модель; в) приведена динамічна модель

Визначаємо маси ділянок шпинделя. Маса механізованого токарного патрона KFD-ES 400 фірми Roehm Spannzeuge із затискними кулачками рівна $m_{11} = 106$ кг. Маса гідравлічного циліндра затиску OVS 452-35 фірми Roehm Spannzeuge рівна $m_1 = 35,3$ кг. Маса встановленої заготовки $\varnothing 110$ мм та довжиною 290 мм рівна $m_{12} = 21,5$ кг. Решта мас ділянок шпинделя із встановленими на ньому деталями за проведеними розрахунками буде мати значення: $m_2 = 64,1$ кг; $m_3 = 10,6$ кг; $m_4 = 10,7$ кг; $m_5 = 7,3$ кг; $m_6 = 10,8$ кг; $m_7 = 16,2$ кг; $m_8 = 13,1$ кг; $m_9 = 27,4$ кг; $m_{10} = 22$ кг.

Проведемо приведення вихідної динамічної моделі шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК при затиску заготовки в патроні (3.1,б), яка містить 12 зосереджених мас, до п'ятимасової динамічної моделі, яка приведена на рис. 3.1,в. Перетворення динамічної моделі проведемо шляхом приведення до деяких характерних точок. Маси m_2, m_3, m_4, m_5 приведемо до маси m_1 , а масу m_{10} приведемо до маси m_{11} . Масу m_6 приведемо до маси m_7 , а масу m_9 приведемо до маси m_8 .

Приведення мас здійснюємо за формулою (3.3). Коефіцієнти переносу мас μ для шпинделя із приведеним моментом інерції шпинделя I_{np} визначаються за формулами, приведеними в таблиці 3.1. Всі розрахунки проводилися в пакеті прикладних програм MathCAD (додаток 2). Результати приведення вихідної динамічної моделі до п'ятимасової (значення коефіцієнтів переносу мас μ та приведені маси) наведені у таблиці 3.3.

Розрахункова схема приведеної до п'ятимасової динамічної моделі ШВ наведена на рис. 3.1,в.

Математична модель системи для визначення прогинів балки x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 з формулою (3.4) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} x_1 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{11} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{12} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{13} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{14} - m_{np5}\ddot{x}_5\delta_{15} \\ x_2 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{21} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{22} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{23} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{24} - m_{np5}\ddot{x}_5\delta_{25} \\ x_3 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{31} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{32} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{33} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{34} - m_{np5}\ddot{x}_5\delta_{35} \\ x_4 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{41} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{42} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{43} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{44} - m_{np5}\ddot{x}_5\delta_{45} \\ x_5 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{51} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{52} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{53} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{54} - m_{np5}\ddot{x}_5\delta_{55} \end{cases} \quad (3.14)$$

Таблиця 3.3. Результати приведення вихідної динамічної моделі до п'ятимасової

Маси, які приводяться, m_i		Коефіцієнти приведення мас, μ	Маси, до яких здійснюється приведення, m_j		Приведені маси, $m_{прj}$	
номер	значення, кг		номер	значення, кг	номер	значення, кг
2	64,1	0,211	1	35,3	пр1	50,72
3	10,6	0,135				
4	10,7	0,038				
5	7,3	0,012				
6	10,8	0,00178	7	16,2	пр2	16,21
9	27,4	0,104	8	13,1	пр3	15,96
10	22	0,18	11	106	пр4	110
-	-	-	12	21,5	пр5	21,5

Визначаємо значення коефіцієнтів впливу податливості δ_{ij} , скориставшись залежностями, приведеними у [20] для двоопорних блок постійного поперечного перерізу формули. При розрахунку враховуємо властивість взаємності переміщень: $\delta_{ij} = \delta_{ji}$. Всі розрахунки проводилися в пакеті прикладних програм MathCAD (додаток 3). Результати розрахунку коефіцієнтів впливу податливості δ_{ij} наведені у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4. Результати розрахунку коефіцієнтів впливу податливості

Індекс $i \backslash j$	Значення $\delta_{ij} \cdot 10^{-9}$, м/Н				
	1	2	3	4	5
1	9,685	-0,99	-0,92	1,95	4,56
2	-0,99	0,27	0,28	-0,297	-0,697
3	-0,92	0,28	0,34	-0,41	-0,95
4	1,95	-0,297	-0,41	1,016	2,56
5	4,56	-0,697	-0,95	2,56	7,53

Рівняння (3.7) для п'ятимасової системи запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{11} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{12} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{13} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{14} U_4 + m_{np5} p^2 \delta_{15} U_5 \\ U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{21} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{22} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{23} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{24} U_4 + m_{np5} p^2 \delta_{25} U_5 \\ U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{31} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{32} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{33} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{34} U_4 + m_{np5} p^2 \delta_{35} U_5 \\ U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{41} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{42} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{43} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{44} U_4 + m_{np5} p^2 \delta_{45} U_5 \\ U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{51} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{52} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{53} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{54} U_4 + m_{np5} p^2 \delta_{55} U_5 \end{cases} \quad (3.15)$$

Запишемо залежність (3.15) у матричному вигляді:

$$p^2 [M][D]\{U\} = \{U\}. \quad (3.16)$$

Поділивши кожне із рівнянь (3.15) на p^2 і позначивши $\lambda = 1/\omega^2$, отримаємо в матричному вигляді:

$$[M][D]\{U\} = \lambda\{U\}. \quad (3.17)$$

З системи (3.17) можна визначити невідомі компоненти вектора $\{U\}$ і числі λ . Число λ в лінійній алгебрі називається власним значенням матриці, яка рівна добутку матриць $[M][D]$, якщо існує такий ненульовий вектор $\{U\}$, для якого виконується рівняння (3.17). В цьому випадку $\{U\}$ називають власним вектором матриці, яка рівна добутку матриць $[M][D]$, що відповідає власному значенню λ .

Розрахунки власних частот коливань шпинделя проводилися з використанням матричного числення в пакеті прикладних програм MathCAD (додаток 3). В результаті розрахунків отримані наступні значення (спектр) власних частот коливань шпинделя:

$$p_1 = 203 \text{ Гц}; \quad p_2 = 426 \text{ Гц}; \quad p_3 = 1625 \text{ Гц}; \quad p_4 = 2347 \text{ Гц}; \quad p_5 = 8912 \text{ Гц}.$$

3.2.2. Динамічна модель згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК без механізму затиску заготовки

Конструктивна схема шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC без механізму затиску заготовки та розрахункова схема його динамічної моделі приведена на рис. 3.2.

Вихідна динамічна модель шпинделя токарного патронно-центрального

верстата з ЧПК містить 9 зосереджених мас, тобто вона має 9 ступеней вільності та 9 власних частот коливань.

Маси ділянок шпинделя із встановленими на ньому деталями за проведеними розрахунками буде мати значення: $m_1 = 64,1$ кг; $m_2 = 10,6$ кг; $m_3 = 10,7$ кг; $m_4 = 7,3$ кг; $m_5 = 10,8$ кг; $m_6 = 16,2$ кг; $m_7 = 13,1$ кг; $m_8 = 27,4$ кг; $m_9 = 22$ кг.

Проведемо приведення вихідної динамічної моделі шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК (3.2,б), яка містить 9 зосереджених мас, до чотиримасової динамічної моделі, яка приведена на рис. 3.2,в. Перетворення динамічної моделі проведемо шляхом приведення до деяких характерних точок. Маси m_2, m_3, m_4 , приведемо до маси m_1 . Масу m_5 приведемо до маси m_6 , а масу m_8 приведемо до маси m_7 .

Приведення мас здійснюємо за формулою (3.3). Коефіцієнти переносу мас μ для шпинделя із приведеним моментом інерції шпинделя I_{np} визначаються за формулами, приведеними в таблиці 3.3. Всі розрахунки проводилися в пакеті прикладних програм MathCAD (додаток 4). Результати приведення вихідної динамічної моделі до п'ятимасової (значення коефіцієнтів переносу мас μ та приведені маси) наведені у таблиці 3.5.

Розрахункова схема приведеної до чотиримасової динамічної моделі ШВ наведена на рис. 3.2,в.

Математична модель системи для визначення прогинів балки x_1, x_2, x_3, x_4 з формулою (3.4) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} x_1 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{11} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{12} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{13} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{14} \\ x_2 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{21} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{22} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{23} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{24} \\ x_3 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{31} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{32} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{33} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{34} \\ x_4 = -m_{np1}\ddot{x}_1\delta_{41} - m_{np2}\ddot{x}_2\delta_{42} - m_{np3}\ddot{x}_3\delta_{43} - m_{np4}\ddot{x}_4\delta_{44} \end{cases} \quad (3.18)$$

Визначаємо значення коефіцієнтів впливу податливості δ_{ij} , скориставшись залежностями, приведеними у [20] для двоопорних блок постійного поперечного перерізу формули.

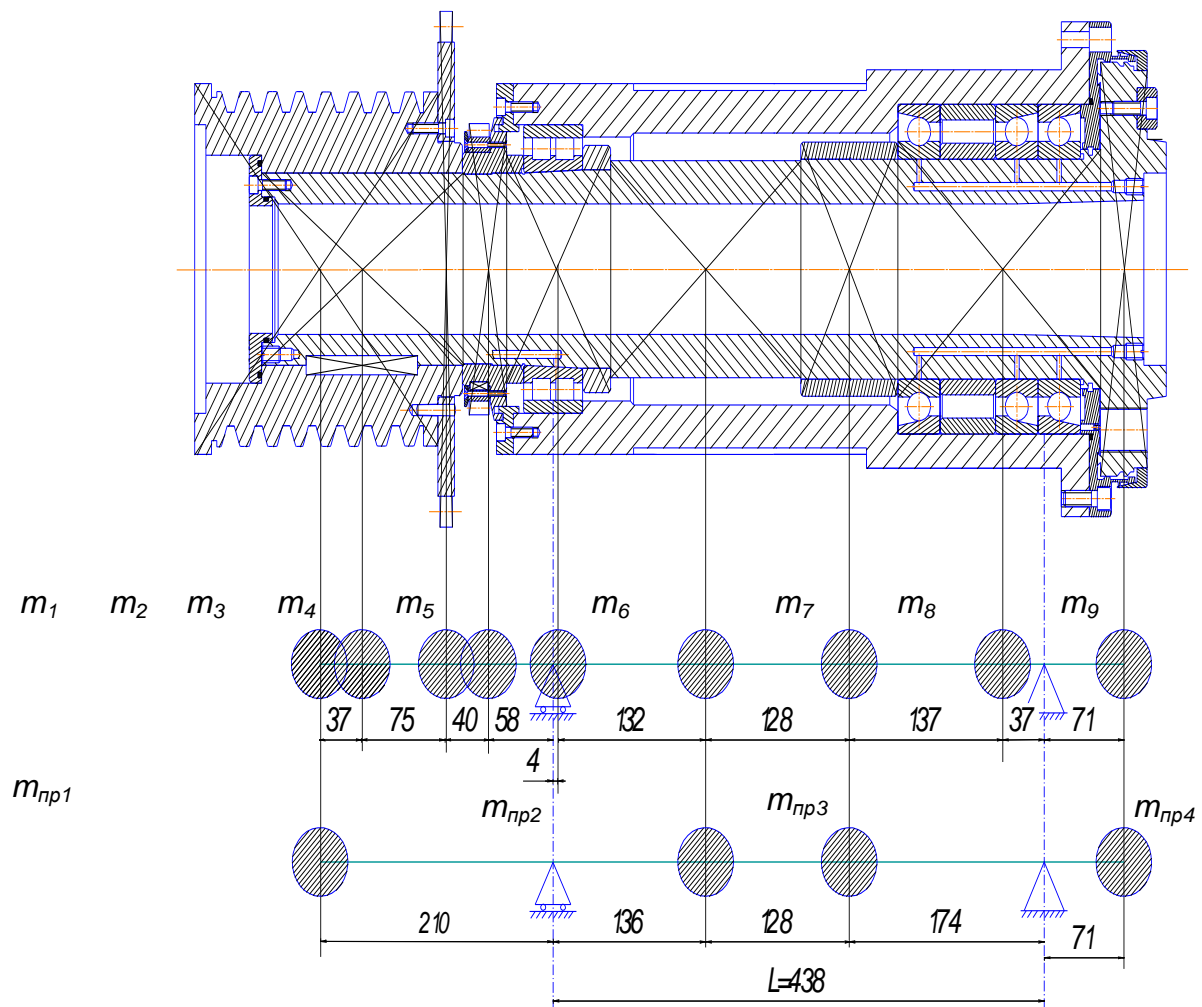


Рис. 3.2. Шпиндельний вузол токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC без затискного механізму: а) конструкція шпиндельного вузла; б) вихідна динамічна модель; в) приведена динамічна модель

Таблиця 3.5. Результати приведення вихідної динамічної моделі до п'ятимасової

Маси, які приводяться, m_i		Коефіцієнти приведення мас, μ	Маси, до яких здійснюється приведення, m_j		Приведені маси, m_{npj}	
номер	значення, кг		номер	значення, кг	номер	значення, кг
2	10,6	0,64	1	64,1	пр1	73,2
3	10,7	0,18				
4	7,3	0,058				
5	10,8	0,00178	6	16,2	пр2	16,21
8	27,4	0,104	7	13,1	пр3	15,96
-	-	-	-	-	пр4	22

При розрахунку враховуємо властивість взаємності переміщень: $\delta_{ij} = \delta_{ji}$.
 Всі розрахунки проводилися в пакеті MathCAD (додаток). Результати розрахунку коефіцієнтів впливу податливості δ_{ij} наведені у табл. 3.6.

Таблиця 3.6. Результати розрахунку коефіцієнтів впливу податливості

Індекс i	Значення $\delta_{ij} \cdot 10^{-9}$, м/Н				
	j	1	2	3	4
1		2,039	-0,52	-0,48	0,46
2		-0,52	0,27	0,28	-0,13
3		-0,48	0,28	0,34	-0,18
4		0,46	-0,13	-0,18	0,183

Рівняння (3.7) для чотиримасової системи запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{11} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{12} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{13} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{14} U_4 \\ U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{21} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{22} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{23} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{24} U_4 \\ U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{31} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{32} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{33} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{34} U_4 \\ U_1 = m_{np1} p^2 \delta_{41} U_1 + m_{np2} p^2 \delta_{42} U_2 + m_{np3} p^2 \delta_{43} U_3 + m_{np4} p^2 \delta_{44} U_4 \end{cases} \quad (3.19)$$

Запишемо залежність (3.19) у матричному вигляді:

$$p^2[M][D]\{U\} = \{U\}. \quad (3.20)$$

Поділивши кожне із рівнянь (3.15) на p^2 і позначивши $\lambda = 1/\omega^2$, отримаємо в матричному вигляді:

$$[M][D]\{U\} = \lambda\{U\}. \quad (3.21)$$

З системи (3.21) можна визначити невідомі компоненти вектора $\{U\}$ і числі λ . Число λ в лінійній алгебрі називається власним значенням матриці, яка рівна добутку матриць $[M][D]$, якщо існує такий ненульовий вектор $\{U\}$, для якого виконується рівняння (3.21). В цьому випадку $\{U\}$ називають власним вектором матриці, яка рівна добутку матриць $[M][D]$, що відповідає власному значенню λ .

Розрахунки власних частот коливань шпинделя проводилися з використанням матричного числення в пакеті прикладних програм MathCAD (додаток 5). В результаті розрахунків отримані наступні значення (спектр) власних частот коливань шпинделя:

$$p_1 = 403 \text{ Гц}; \quad p_2 = 2098 \text{ Гц}; \quad p_3 = 4038 \text{ Гц}; \quad p_4 = 13780 \text{ Гц}.$$

3.3. Обговорення та аналіз отриманих результатів.

Результати моделювання власних частот коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC без затискного механізму та із затискним механізмом з використанням матричного числення в пакеті прикладних програм MathCAD приведені на рис. 3.3.

Як видно із рис. 3.3. перша власна частота коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC без затискного механізму у 1,98 раз вища, ніж перша власна частота коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC із затискним механізмом. Відповідно друга – у 4,92 рази, третя - у 2,48 рази та четверта – у 5,87 рази. Тобто затискний механізм, встановлений на шпинделі токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC призводить до пониження власних частот його коливань. Це в першу чергу пов'язане із

збільшенням осьових розмірів шпинделя із затискним механізмом та наявністю додаткових значних мас, які коливаються.

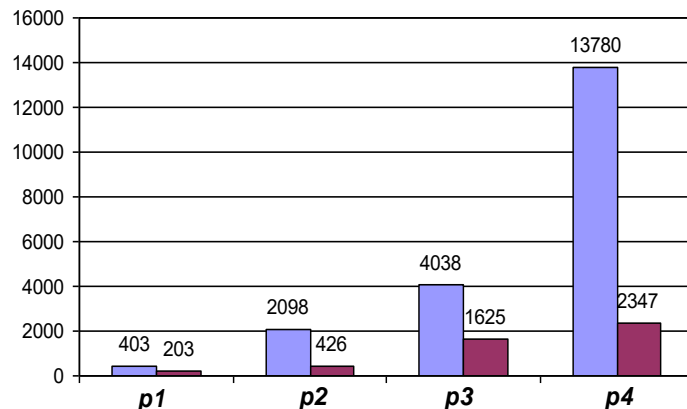


Рис. 3.3. Результати моделювання власних частот коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC без затискного механізму та із затискним механізмом

Основна частина результатів наведених досліджень оприлюднена і опублікована у матеріалах науково-технічної конференції за таким посиланням:

Корніцький С.С. Порівняльний динамічний аналіз шпиндельного вузла токарного верстата з ЧПК при різних способах затиску заготовки. Науковий керівник Волошин В.Н., к.т.н., доц./ Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених та студентів/ Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 25-26 листопада 2020 р.), 2020. – С. 46-47.

Ксерокопія тез наведена у додатках.

3.4. Висновки по розділу 3

Відповідно до результатів, досягнутих у розділі 3 можна зробити такі висновки:

1. Приведено методику визначення власних частот і форм коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК, як багатомасової дискретної системи з кінцевим числом ступеней вільності.

2. Розроблено повні і приведені динамічні моделі згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК із затискним пристроєм.

3. Розроблено повні і приведені динамічні моделі згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК без затискного пристрою.

4. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено приведення 12-ти масової моделі згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК із затискним пристроєм до 5-ти масової. Проведено з використанням пакету прикладних програм MathCAD розрахунок коефіцієнтів впливу податливості для 5-ти масової моделі.

5. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено приведення 9-ти масової моделі згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК без затискного пристрою до 4-ти масової. Проведено з використанням пакету прикладних програм MathCAD розрахунок коефіцієнтів впливу податливості для 4-ти масової моделі.

6. Проведено моделювання власних частот коливань шпинделя проводилися з використанням матричного числення в пакеті прикладних програм MathCAD. В результаті розрахунків отримані наступні значення (спектр) власних частот коливань:

- шпинделя без затискного механізму: $p_1 = 403$ Гц; $p_2 = 2098$ Гц; $p_3 = 4038$ Гц; $p_4 = 13780$ Гц.

- шпинделя із затискним механізмом: $p_1 = 203$ Гц; $p_2 = 426$ Гц; $p_3 = 1625$ Гц; $p_4 = 2347$ Гц; $p_5 = 8912$ Гц.

7. За спектром власних частот коливань шпинделя токарного патронно-центрального верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC перша власна частота коливань шпинделя без затискного механізму у 1,98 раз вища, ніж перша власна частота коливань шпинделя із затискним механізмом. Відповідно друга – у 4,92 рази, третя - у 2,48 рази та четверта – у 5,87 рази.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Охорона праці

Актуальність проблем безпеки при роботі на металорізальних верстатах особливо велика у зв'язку з великим контингентом робочих, зайнятих обробкою різанням, збільшенням випуску верстатів, а також тим, що на заводах мають місце нещасні випадки. Причини цих нещасних випадків різноманітні: конструкторські недоліки верстатів, недоліки в організації охорони праці, порушення інструкції по техніці безпеки і правил внутрішнього розпорядку робітниками.

При проектуванні верстата і організації роботи на ньому необхідно враховувати небезпечні фактори і передбачити відповідні заходи забезпечення безпеки

Для того, щоб праця робітників була безпечною, необхідно перш за все в конструкції верстатів, різних допоміжних пристроїв передбачити всі необхідні заходи безпеки. Крім того необхідно, щоб організація праці на робочому місці і його оснащення відповідали вимогам безпеки. При цьому мається на увазі, що робота виконується в приміщенні, повністю відповідаючому санітарним нормам.

Для безпеки верстата оснащуються різноманітними запобіжними пристроями, які автоматично усувають небезпеку виникнення аварії, поломки через порушення технологічного процесу, порушення роботи верстата, перевантаження чи переходу рухомих частин за встановленні межі. На проєктованому верстаті захист від перевантажень чи порушення техпроцесу здійснюється запобіжними муфтами, які встановленні на валах електродвигунів, а величина ходу всіх рухомих вузлів верстата контролюється кінцевими вимикачами.

При проектуванні металорізальних верстатів мають бути передбаченні огороження різального інструменту, зони обробки та рухомих деталей для попередження травмування робітників. Огороженню підлягають всі привідні і

передаточні механізми верстата, а також робочі площадки верстатів, розміщених на висоті. Огороджуючи пристрої виготовляють, як правило, із металів чи інших неметалічних матеріалів. Привідні і передаточні механізми огороджують знімними чи відкриваючими дверцятами для змащування, регулювання, встановлення і зняття знімних зубчастих коліс. В проєктованому верстаті зона різання захищена прозорим щитком, робоче положення якого контролюється кінцевим вимикачем. Для захисту робітників від випадкового дотику до регулювальних квадратів вузлів верстата, використано захисні ковпаки і механізм викидання спеціального ключа, який може залишити наладчик.

Добре освітлення сприяє підвищенню продуктивності праці, покращенню якості деталей, а також оберігає зір робочих і зменшує травматизм. Освітлення може бути природнім, коли використовують денне світло, і штучним, коли використовують електричні лампи. Природне освітлення в цеху забезпечується боковими вікнами, а при ширині приміщення більше 12 м – світловими ліхтарями на даху.

Штучне освітлення цеху і робочого місця має бути рівномірним. При роботах, виконання яких вимагає додаткового освітлення, робоче місце оснащують лампами місцевого освітлення, які живляться напругою 36 В. Користуватися місцевим освітленням напругою вище 36 В заборонено. Як правило робоча зона верстата має освітлюватись зліва і зверху. При місцевому освітленні на всіх лампочках повинні бути встановленні добрі розсіювачі. Вікна, світлові лампи і електричні лампочки повинні утримуватись в чистоті. Норма освітлення робочого місця складає 1300-2000 лк.

Рівень шуму повинен відповідати санітарним нормам, тобто не повинен перевищувати 80 дБ.

По закінченні роботи необхідно привести в порядок робоче місце, а це означає – прибрати стружку, різальний і вимірвальний інструмент та пристосування, розмістити їх в певному порядку в інструментальній шафі. Акуратно скласти готові деталі і заготовки, змастити поверхні які труться, а також транспортні засоби. В такому вигляді здати обладнання змінному

робітників або майстру цеху чи дільниці, при цьому попередивши про всі виявленні несправності в роботі верстата. Існує такий основний варіант планування робочого місця токаря.

Схема розміщення показана на рис. 4.1.

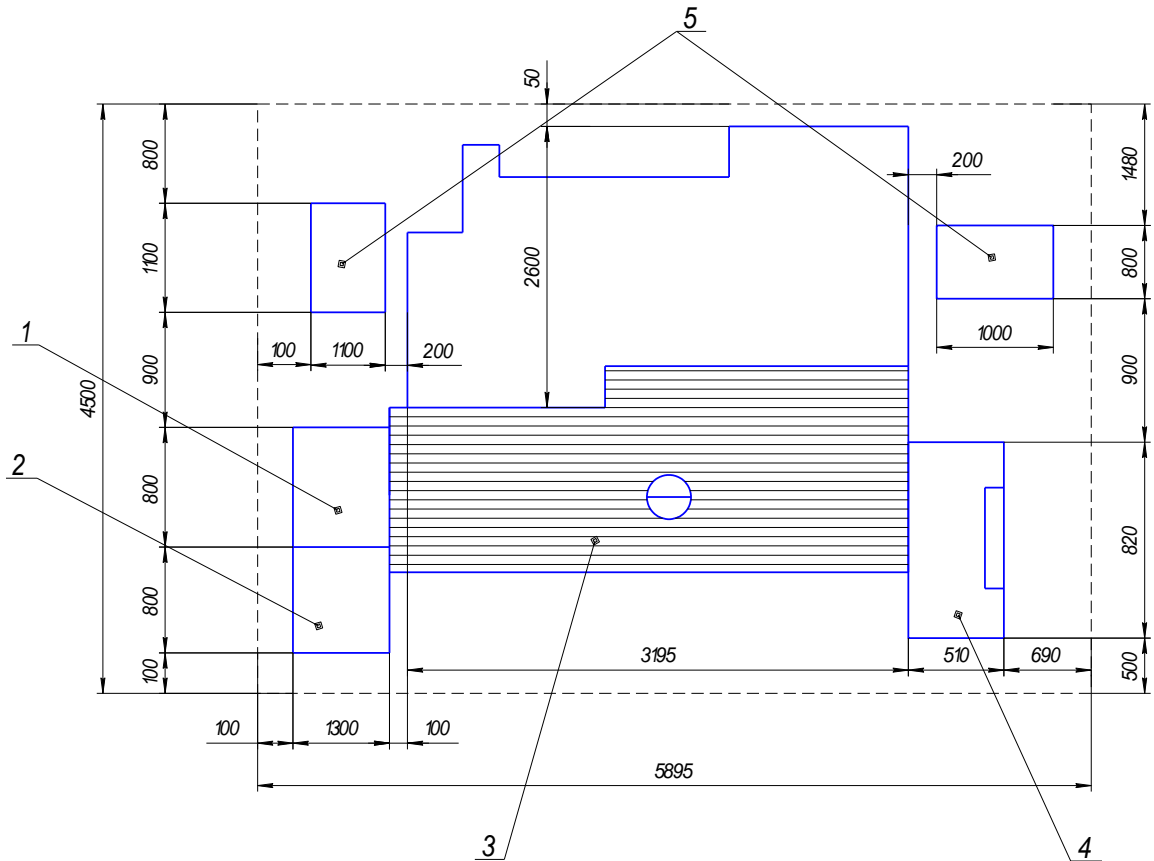


Рис. 4.1 - План робочого оператора верстата з ЧПК:

1 – приймальний стіл; 2 – ящикна тара; 3 – решітка для ніг; 4 – інструментальна шафа для двохзмінної роботи; 5 – стелаж для пристосувань і оправок.

Таке розміщення основного і допоміжного обладнання на робочому місці займає порівняно невелику площу, дозволяє скоротити переміщення робітника, підвищивши при цьому продуктивність його роботи, зменшується втомлюваність верстатника, що впливає на безпеку його роботи.

При плануванні робочого місця токаря, який обслуговує великий токарний верстат, слід враховувати необхідність зберігання на робочому місці великої кількості різноманітного і великогабаритного технологічного оснащення. З цією метою біля верстатів встановлюють по декілька інструментальних шаф великої місткості, а також різноманітні стелажі.

Розташовувати їх слід з таким розрахунком, щоб навколо верстата залишались проходи шириною не менше одного метра.

Розрахунок заземлення і занулення верстату

Верстат і пристрої, що входять до його складу і можуть опинитися під небезпечною напругою, повинні мати надійне заземлення. До заземляючого затиску, встановленому на вході в станину повинен бути підведений заземляючий провідник.

Якість заземлення повинна бути перевірена зовнішнім оглядом і визначенням опору між металевими частинами верстату і кожного пристрою і затиском заземлення, що знаходиться на вході в станину.

В цілому система заземлення верстату повинна бути виконана таким чином, щоб при знятті будь-якого з заземлюваних елементів не порушувалась цілість всього заземлення.

Методи заземлення. Заземлення верстату і його окремо розташованих вузлів виконується, як правило, шляхом під'єднання їх до цехового контуру заземлення. Тому для заземлення біля основи ззовні верстату і його окремо розташованих вузлів передбачаються спеціальні гвинти заземлення.

Для створення якісного і надійного контакту, основи під гвинти заземлення повинні бути зачищені до металевого блиску, облуджені або покриті іншим антикорозійним металевим покриттям.

Розрахунок захисного заземлення. Розрахунок захисного заземлення має за мету визначити кількість вертикальних заземлювачів і їх розміри; розміщення заземлювачів; довжини з'єднуючих горизонтальних провідників і їх січення. Розрахунок заземлення може проводитись як по допустимому опору розтікання току заземлювача, так і по допустимим напруженням дотику і кроку.

На токарному вертикальному верстаті моделі ПАБ-350 використовується трифазний двигун постійного струму, що підключений до мережі з напругою 380 В. Тому згідно вимог Правил установки електрообладнання опір захисного заземлення в любий час року не повинен перевищувати 4 Ом.

Вибираєм в якості заземлювача пруткове заземлення довжиною $l = 5$ м. Опір одиничного пруткового електроду рівне:

$$R_{o.np.} = 0,00227 \cdot 9000 = 20,43 \text{ Ом};$$

$$R_{o.np.} = 20,43 \text{ Ом}.$$

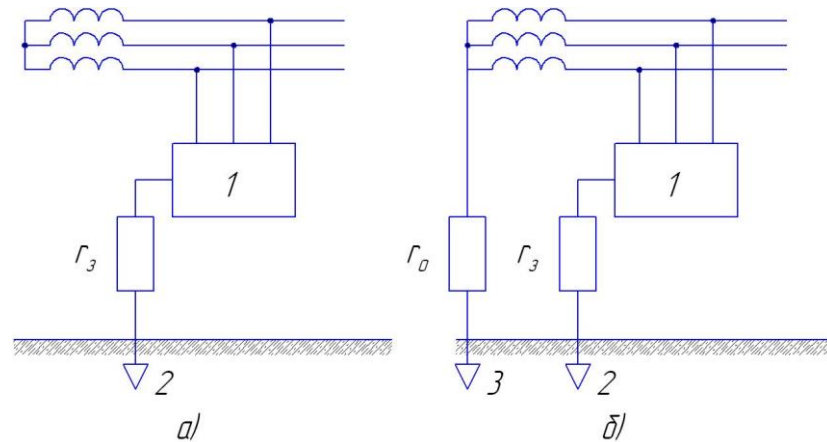


Рис. 4.2 – Принципові схеми захисного заземлення:

а) в мережі з ізолюваною нейтраллю до 1000 В і більше; б) в мережі з заземленою нейтраллю більше 1000 В;

1 – заземлюване обладнання; 2 – заземлювач захисного заземлення; 3 – заземлювач робочого заземлення; r_z , r_o – опір відповідно захисного і робочого заземлення.

Використовувані заземлювачі розміщуються в ряд з відстанню між ними $a = 6$ м.

Коефіцієнт екранування рівний 0,8 (при $a \geq l$, $R = 4$ Ом).

$$n = R_{o.np.} / R_e$$

де $R_{o.np.}$ – опір одиничного пруткового електрода;

R_e – опір взятий з правил установки електрообладнання.

$$n = 20,43 / 0,8 \cdot 4 = 6,38, \text{ заокруглюємо в більшу сторону:}$$

$$n = 7 \text{ шт.}$$

Заземлення включає в себе сім прутків.

Занулення верстату. Зануленням називається приєднання до неодноразово заземленого нульового провідника мережі живлення корпусів та інших конструктивних металевих частин електрообладнання, яке нормально не знаходиться під напругою, але внаслідок пошкодження ізоляції може опинитися під напругою. Принципова схема занулення показана на рис. 7.3.

Задача занулення така ж, що і в захисного заземлення: усунення небезпеки ураження людей струмом при пробі на корпус. Ця задача вирішується автоматичним вимкненням пошкодженної установки від мережі.

Принцип дії занулення – перетворення пробією на корпус в однофазне коротке замикання з метою створення високого струму, здатного забезпечити спрацювання захисту і тим самим автоматично відключити пошкоджене обладнання від мережі живлення. Таким захистом є плавкі запобіжники або автоматичні вимикачі, що встановлюються перед енергокористувачами для захисту від струмів короткого замикання.

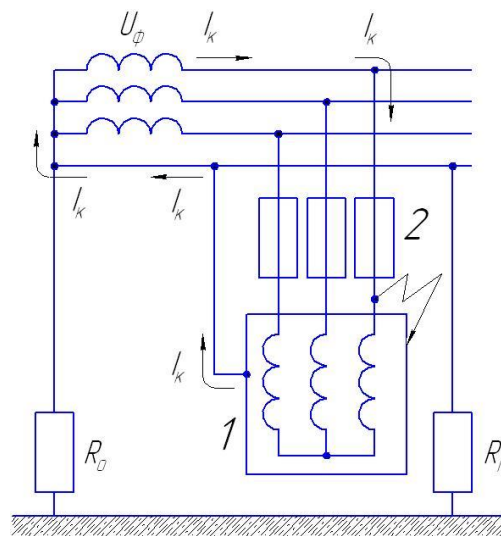


Рис. 4.3 – Принципова схема занулення:

1 – корпус; 2 – апарати захисту від струмів короткого замикання; R_o – опір заземлення нейтралі джерела струму; R_n – опір повторного заземлення нульового провідника; I_k – струм короткого замикання.

При роботі на токарних верстатах з ЧПК із-за недотримання правил безпеки можуть статися нещасні випадки внаслідок поранення стружкою, при дотиканні до патронів, що обертаються, планшайб і затискних пристосувань, а також до оброблюваних деталей.

Зона обробки на токарних верстатах повинна захищатися захисним пристроєм (екраном). При цьому екранується зона обробки не лише з боку робочого місця, але також і з боку, протилежною до робочого місця. Повинні мати огороження також затискні патрони. Огороження мають бути рухомими

і легко відводиться при встановленні і знятті заготовок, не обмежуючи технологічних можливостей верстатів.

Неприпустимо під час роботи верстата вимірювати деталі, перевіряти рукою чистоту зовнішньої або внутрішньої поверхонь оброблюваної деталі, встановлювати або змінювати різці, чистити і змащувати верстат, передавати через верстат деталі, інструмент, технічну документацію і ін. Після закінчення обробки деталі супорт з різцем необхідно відвести убік, верстат і двигун відключити. Для прискорення зупинки вимкненого верстата не можна гальмувати рукою патрон або планшайбу.

4.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Організація системи цивільного захисту

Загальне керівництво Цивільним захистом відповідно до її побудови покладається на: Кабінет Міністрів України, Міністерства, інші центральні органи виконавчої влади, Раду Міністрів АР Крим, місцеві держадміністрації, керівників підприємств, установ і організацій незалежно від форм власності і підпорядкування.

Начальником Цивільної оборони України є Прем'єр-міністр України. На місцевому рівні функції начальників цивільної оборони здійснюють керівники відповідних органів виконавчої влади, а в міністерствах, відомствах і на підприємствах їхні керівники.

Органом повсякденного управління процесами захисту населення при Кабінеті Міністрів є Міністерство з питань надзвичайних ситуацій та в справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи. З цією ж метою при місцевих органах виконавчої влади створюються відповідні управління і відділи. У міністерствах, відомствах, підприємствах і установах також створюються органи повсякденного управління. Усі ці органи здійснюють покладені на них завдання. Так Кабінет Міністрів України здійснює наступні основні завдання:

- забезпечує здійснення заходів щодо попередження надзвичайних

ситуацій і ліквідації їхніх наслідків;

- розподіляє міста і території за групами, юридичних осіб — за категоріями щодо реалізації заходів з цивільної оборони;

- створює резерви засобів індивідуального захисту і майна цивільної оборони, матеріально-технічних та інших фондів на випадок виникнення надзвичайних ситуацій у мирний та воєнний час, а також визначає їх обсяг і порядок використання;

- вживає заходи щодо забезпечення готовності органів управління у справах цивільної оборони, сил та засобів цивільної оборони до дій в умовах надзвичайних ситуацій;

- створює єдину систему підготовки органів управління в справах цивільної оборони, сил цивільної оборони і населення до дій в умовах надзвичайних ситуацій;

- визначає порядок створення спеціалізованих, професійних та невоєнізованих аварійно-рятувальних служб (формувань);

- задовольняє мобілізаційні потреби військ, органів управління у справах цивільної оборони та установ цивільної оборони;

- координує діяльність аварійно-рятувальних служб;

- залучає аварійно-рятувальні служби до ліквідації надзвичайних ситуацій за межами території України.

Міністерства й інші органи виконавчої влади в межах своїх повноважень забезпечують рішення питань цивільної оборони, здійснення заходів щодо захисту населення і територій під час надзвичайних ситуацій, сприяють органам управління в справах цивільної оборони у виконанні покладених на них функцій.

Територіальні органи управління з питань надзвичайних ситуацій і цивільного захисту населення відповідно до законодавства України входять до складу місцевих держадміністрацій та інших органів виконавчої влади за принципом подвійного підпорядкування.

Однією з найважливіших ланок у системі цивільної оборони є об'єкти господарської діяльності (далі об'єкти). Об'єкти - це підприємства (незалежно

від форми власності), заклади і організації, навчальні установи та інші.

Відповідальність за організацію і стан цивільної оборони на об'єкті, за постійну готовність її сил і засобів до виконання поставлених завдань несе начальник цивільної оборони об'єкта - керівник підприємства.

Начальник цивільної оборони об'єкта підпорядковується відповідному міністерству в підпорядкуванні якого знаходиться об'єкт, а також начальнику цивільної оборони міста (району) на території якого розташовується даний об'єкт.

Начальник цивільної оборони об'єкта може мати декілька заступників. Як правило це такі як з: інженерно-технічного постачання, евакуації, матеріально-технічного постачання та інші.

При ньому створюється штаб, що укомплектовується штатними працівниками цивільної оборони, а також позаштатними, які виконують обов'язки з цивільної оборони за сумісництвом.

Як правило, крім начальника, до складу штабу включають заступників з оперативно-розвідувальної роботи, підготовки формувань, робітників та службовців, а також інших фахівців виходячи зі специфіки підприємства.

На об'єкті, в залежності від характеру виробничої діяльності, створюються служби цивільної оборони: оповіщення і зв'язку; медична; радіаційного і хімічного захисту; охорони громадського порядку; протипожежна, енергопостачання і світломаскування; аварійно-технічна; сховищ і укрить; транспортна, матеріально-технічного забезпечення та інші.

На невеликих об'єктах, де бази для створення подібних служб нема, їхні функції виконують структурні органи цих об'єктів.

Там же визначені **основні принципи захисту населення:**

- пріоритетність завдань, спрямованих на рятування життя та збереження здоров'я людей і довкілля;
- безумовного надання переваги раціональній та превентивній безпеці;
- вільного доступу до інформації щодо захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру;
- особливої відповідальності і піклування громадян про власну безпеку,

неухильного дотримання ними правил поведінки та дій у надзвичайних ситуаціях техногенного та природного характеру;

- відповідальності у межах своїх повноважень посадових осіб за дотримання вимог Закону України «Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру»;

- обов'язковості завчасної реалізації заходів, спрямованих на запобігання виникненню надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру та мінімізацію їх негативних психо-соціальних наслідків;

- урахування економічних, природних та інших особливостей територій і ступеня небезпеки виникнення надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру;

- максимально можливого, ефективного і комплексного використання наявних сил і засобів, які призначені для запобігання надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру і реагування на них.

Головною метою захисту населення і територій під час надзвичайних ситуацій є забезпечення реалізації державної політики у сфері запобігання і ліквідації їх наслідків, зменшення руйнівних наслідків терористичних актів та воєнних дій.

Основними завданнями у сфері захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру є:

- здійснення комплексу заходів щодо запобігання та реагування на надзвичайні ситуації техногенного та природного характеру;

- забезпечення готовності та контролю за станом готовності до дій і взаємодії органів управління у цій сфері, сил та засобів, призначених для запобігання надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру і реагування на них.

З метою захисту населення, зменшення втрат та шкоди економіці в разі виникнення надзвичайних ситуацій проводиться спеціальний комплекс заходів, до якого відносяться:

Інформування та оповіщення, яке досягається завчасним створенням і підтримкою в постійній готовності загальнодержавної, територіальних та

об'єктових систем оповіщення населення;

Спостереження за довкіллям, забрудненням харчових продуктів, продовольчої сировини, фуражу, води радіоактивними, хімічними речовинами, мікроорганізмами та іншими біологічними агентами, забезпечується створенням і підтримкою в постійній готовності загальнодержавної! територіальних систем спостереження і контролю з включенням до них існуючих сил та засобів контролю.

Укриття в захисних спорудах, якому підлягає, у разі необхідності, усе населення відповідно до приналежності (працююча зміна, населення, яке проживає в небезпечних зонах тощо), досягається створенням фонду захисних споруд.

Евакуаційні заходи, які проводяться в містах та інших населених пунктах, що мають об'єкти підвищеної небезпеки, а також у воєнний час є основним способом захисту населення і досягаються їх завчасним плануванням.

Інженерний захист проводиться з метою виконання вимог ІТЗ під час проектування і експлуатації споруд та інших об'єктів господарювання, наслідки діяльності яких можуть шкідливо вплинути на безпеку населення та довкілля.

Медичний захист проводиться для запобігання або зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання допомоги постраждалим та їх лікування, забезпечення епідемічного благополуччя в районах надзвичайних ситуацій.

Біологічний захист включає своєчасне виявлення чинників біологічного зараження залежно від характеру і ступеня зараження, проведення комплексу адміністративно-господарських, режимно-обмежувальних і спеціальних проти-епідемічних та медичних заходів.

Радіаційний і хімічний захист включає заходи щодо виявлення і оцінки радіаційної та хімічної обстановки, організацію і здійснення дозиметричного і хімічного контролю, розроблення типових режимів радіаційного захисту, забезпечення засобами індивідуального та колективного захисту, організацію та проведення спеціальної обробки.

Державна стандартизація з питань безпеки у надзвичайних ситуаціях спрямована на забезпечення безпеки та якості продукції та матеріалів

відповідно до розвитку науки, техніки та технологій.

Державна експертиза у сфері захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій здійснюється стосовно технологічної безпеки об'єктів виробничого та соціального призначення, що можуть спричинити надзвичайні ситуації і вплинути на стан захисту населення і територій.

Державний нагляд і контроль у сфері захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій організовується спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади, до компетенції якого віднесено питання захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, іншими уповноваженими на це органами виконавчої влади;

Декларування безпеки об'єктів підвищеної небезпеки здійснюється з метою запобігання надзвичайних ситуацій, а також забезпечення готовності до локалізації надзвичайних ситуацій та їх наслідків.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Огляд багатьох робіт по забезпеченню динамічної якості ШВ показав, що одним із методів вивчення поведінки ШВ в динаміці є його математичні моделі.

2. В результаті аналізу встановлено, що в даний час найбільш поширені так звані детерміновані методи побудови математичних моделей ШВ, які засновані на детермінованому описі властивостей об'єкта у вигляді системи диференціальних рівнянь.

3. Розроблено кінематичну схему приводу обертання шпинделя, що включає привідний електродвигун постійного струму, двоступеневу планетарну коробку швидкостей з гідравлічним приводом перемикання та клинопасову передачу.

4. За допомогою САД-системи розроблена конструкція ШВ на опорах кочення токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC

5. Приведено методику визначення власних частот і форм коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК, як багатомасової дискретної системи з кінцевим числом ступеней вільності.

6. Розроблено повні і приведені динамічні моделі згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК із затискним пристроєм та к і без затискного пристрою.

7. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено приведення 12-ти масової моделі згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК із затискним пристроєм до 5-ти масової. Проведено з використанням пакету прикладних програм MathCAD розрахунок коефіцієнтів впливу податливості для 5-ти масової моделі.

8. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено приведення 9-ти масової моделі згинних коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК без затискного пристрою до 4-ти масової. Проведено з використанням пакету прикладних програм MathCAD розрахунок коефіцієнтів впливу податливості для 4-ти масової моделі.

9. Проведено моделювання власних частот коливань шпинделя проводилися з використанням матричного числення в пакеті прикладних програм MathCAD. В результаті розрахунків отримані наступні значення (спектр) власних частот коливань:

- шпинделя без затискного механізму: $p_1 = 403$ Гц; $p_2 = 2098$ Гц; $p_3 = 4038$ Гц; $p_4 = 13780$ Гц.

- шпинделя із затискним механізмом: $p_1 = 203$ Гц; $p_2 = 426$ Гц; $p_3 = 1625$ Гц; $p_4 = 2347$ Гц; $p_5 = 8912$ Гц.

10. За спектром власних частот коливань шпинделя токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC перша власна частота коливань шпинделя без затискного механізму у 1,98 раз вища, ніж перша власна частота коливань шпинделя із затискним механізмом. Відповідно друга – у 4,92 рази, третя - у 2,48 рази та четверта – у 5,87 рази.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Кудинов В.А. Динамика станков/ В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
2. Кудинов В.А. Динамические расчеты станков (основные положения)/ В.А. Кудинов// Станки и инструмент. – 1995. – № 8. – С. 3-13.
3. Пуш А.В. Шпиндельные узлы. Качество и надежность/ А.В. Пуш. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
4. Орликов М.Л. Динамика станков/ М.Л. Орликов – К.: Вища школа, 1989. – 272 с.
5. Данильченко Ю. М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика)/ Ю.М. Данильченко, Ю.М. Кузнєцов. – Тернопіль-Київ: Економічна думка, 2003. – 342 с.
6. Кетат В.В. Разработка метода расчета динамических характеристик шпиндельных узлов расточных станков на опорах качения на основе дискретного моделирования системы «шпиндель-инструмент-деталь»: Дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук. (05.03.01)/ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2004.
7. Чернянский П.М. Проектирование и ремонт шпиндельных узлов/ П.М. Чернянский, А.Г. Схиртладзе. – М.: Инфра-М, 2014. – 272 с.
8. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.
9. Левина З. М. Расчет статических и динамических характеристик шпиндельных узлов методом конечных элементов/ З.М. Левина// Станки и инструмент. – 1986. – № 3. – С.6-9.
10. Бальмонт В.Б. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов/ В.Б. Бальмонт., И.Г. Горелик, А.М. Фигатнер. – М.: ВНИИТЭМР, 1987. – 52 с.
11. Abele E. Berechnung der Prozessstabilität schnelllaufender Spindeln/ E. Abele, A. Schiffler// Werkstattstechnik. – 2011. – №1/2 (101). – S. 39-46
12. Хомяков В.С. Расчет динамических характеристик шпиндельных узлов станков/ В.С. Хомяков, А.Н. Минасян// Станки и инструмент. – 1976. –

№3. – С. 5-7.

13.Зверев И.А. Автоматизированные расчеты шпиндельных узлов/ И.А. Зверев, Е.И. Самохвалов, З.М. Левина // Станки и инструмент. – 1984. – № 2. – С. 11-15.

14.Хомяков В.С. Моделирование и расчет динамических характеристик шпиндельных узлов/ В.С. Хомяков, Н.А. Кочинев, Ф.С. Сабиров// Вестник Уфимского ГАТУ. – 2009. – Т.12. – № 2 (31). – С. 69-75.

15.Данильченко Ю.М. Динамический анализ механической колебательной системы «шпиндельный узел» металлорежущего станка/ Ю.М. Данильченко, А.И. Петришин// Вісник НТУУ «КПІ», серія машинобудування. – 2012. - №64. – С.27-34.

16.Danylchenko Yu.M. Static calculation of the “Spindle unit” elastic system by using transfer matrices method/ Yu.M. Danylchenko, M.G. Storchak// Mechanics and Advanced Technologies – 2017. – № 1 (79). – p. 11-18.

17.Агаркова Н.Н. Методы динамического исследования изгибных систем/ Н.Н. Агаркова, Н.Ю. Сойту // Инструмент и технологии. – 2010. – №27.–С. 8-14.

18.Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков/ А.И Кочергин. – М.: Машиностроение, 1991. – 567 с.

19.Сайт компанії OPTIBELT (Німеччина). Поліклинові паси. Програма для розрахунку Optibelt CAP 6.0. <https://www.optibelt.com/ru/power-transmission/servis/po-cap-60-65/>

ДОДАТКИ