

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені Володимира Даля**

**Факультет інженерії
Кафедра машинобудування та прикладної механіки**

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

**до дипломної роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр**

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування

**на тему: Модернізація приводу головного руху фрезерного верстата
моделі СФ40 в середовищі АРМ WinMachine»**

Виконав: студент групи ГМ-16з

Сенський Олексій Володимирович

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник

проф., к.т.н. Кроль О.С.

*(вчене звання, науковий ступінь,
прізвище та ініціали)*

(підпис)

Завідувач кафедри

проф., д.т.н. Соколов В.І.

*(вчене звання, науковий ступінь,
прізвище та ініціали)*

(підпис)

Сєвєродонецьк – 2020

ЗМІСТ

Вступ	5
. Аналітичний огляд фрезерних верстатів	6
. Вибір і обґрунтування вихідних даних	9
.1. Попередній вибір базової моделі верстату	9
.2. Призначення та операції, виконувані на верстаті моделі СФ40	11
.3. Розрахунок параметрів інструмента та режимів роботи	13
. Кінематичний розрахунок верстата	18
.1. Загальні відомості	18
.2. Вибір структурної формули й побудова структурної сітки	18
.3. Розрахунок чисел зубів зубчастих коліс	22
.4. Графік частот обертання шпинделя	23
.5. Кінематична схема коробки швидкостей	26
. Розрахунок деталей коробки швидкостей	28
.1. Розрахунок зубчастих передач	30
.2. Попередній розрахунок валів	33
.3. Повздовжнє й поперечне компонування	35
.4. Розрахунки шпинделя	40
. Параметричне моделювання в модулі APM GRAPH	44
. Техніка безпеки	51
Висновок	54
Література	55

					СФ40.00.00.000 ПЗ					
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						
Разраб.		Сенський			Зміст	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>		
Провер.		Кроль						4		
Реценз.						СНУ кафедра МПМ				
Н. Контр.										
Утверд.		Соколов								

ВСТУП

Розвиток машинобудування, його технічний рівень істотно залежить від стану верстатного встаткування, його техніко-економічних параметрів, якості й розмаїтості типорозмірів. У такому ж ступені як машинобудування визначає рівень розвитку народного господарства, верстатобудування визначає рівень розвитку машинобудування. Вирішальне значення верстатів у виробництві машин визначають роль верстатобудування як «серця» машинобудування, його матеріально - технічної основи. Технічний рівень машинобудування визначається його озброєністю МРС.

Сучасні металорізальні верстати - це досить розвинені машини, що включають велику кількість механізмів і використовують механічні, електричні, гідравлічні й інші методи передачі рухів у керування циклом.

У всіх галузях промисловості продовжують широко використовуватися звичайні машинобудівні матеріали, такі як вуглеводні та леговані сталі, чавуни, кольорові сплави. У міру прогресу техніки, з одного боку, відбувається безперервне вдосконалювання експлуатаційних характеристик матеріалів - їхньої міцності, твердості, ударній в'язкості, а з іншого боку, підвищення продуктивності й економічності всіх видів їхньої обробки.

Однієї з основних тенденцій сучасного машинобудування є вдосконалювання заготівельних процесів, для того, щоб значно знизити припуски на механічну обробку, обмежити її операціями остаточної обробки, а в ряді випадків повністю виключити її. Однак, незважаючи на це, питома трудомісткість механічної обробки усе ще продовжує залишатися значною. Це пояснюється усе більшим застосуванням у сучасних машинах важкооброблюваних матеріалів, ускладненням форм виготовлених деталей, зростом вимог до точності обробки й шорсткості поверхні.

При цьому механічна обробка продовжує залишатися основним

					СФ40.00.00.000 ПЗ		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Да-</i>	ВСТУП		
<i>Розроб.</i>		<i>Сенський</i>					
<i>Перевір.</i>		<i>Кроль</i>					
<i>Реценз.</i>							
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>		<i>Соколов</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
						5	15
					СНУ кафедра МГМ		

засобом для здійснення цих вимог.

Конструкції створюваних верстатів повинні бути перспективними. При розробці нового верстата необхідно закласти в проект певний запас досконалості й новизни рішень його основних елементів у порівнянні з уже відомими. При створенні нового верстата варто прагнути до скорочення строків проектування й освоєння його виробництва. Це досягається використанням сучасних досягнень у науці й техніки, а саме застосуванням систем автоматизованого проектування (САПВ) на всіх етапах конструювання й виробництва, а так само систем числового програмного керування (ЧПК)

Дуже важливо, щоб верстати, що випускаються верстатобудівними підприємствами, були оптимальними для тих умов, де їх використовують.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		6

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ

Фрезерні верстати призначені для виконання широкого кола фрезерних операцій і не тільки. Вони дозволяють обробляти зовнішні й внутрішні поверхні, прорізати прямі й гвинтові канавки, фрезерувати зуби зубчастих коліс, свердління глухих і наскрізних отворів, розсверлювання, зенкерування, розгортання, розточування й нарізування різьби.

Основними формотворними рухами при даних операціях є головний рух - обертання шпинделя і рух подачі - відносно переміщення стола верстака.

Вертикально-фрезерні верстати відрізняються від горизонтально-фрезерних верстатів вертикальним розташуванням шпинделя. Ці верстати мають свою конструкцію станини й шпиндельного вузла, а в кінематичній схемі привода головного руху пари конічних зубчастих коліс, що передають обертання на шпиндель. Вертикально-фрезерні верстати мають шпиндельну голівку, що може повертатися у вертикальній площині. У деяких конструкціях є осьове переміщення шпинделя. Для закріплення заготівель на столі верстата служать різні пристосування: ухвати, кутові плити, лещата, універсальні пристосування й інші.

Обробка деталей ведеться за допомогою фрез - багатолезових інструментів з ріжучими крайками, розташованими на поверхні тіла обертання або на його торці; свердлів - різальних інструментів, які використовують для обробки наскрізних і глухих отворів у суцільному матеріалі й збільшення діаметра попередньо наявного отвору; зенкерів - різальних інструментів, призначених для збільшення діаметрів отворів, а також для одержання фасонного отвору; мітчиків - гвинтів, що мають поздовжні канавки, що утворюють ріжучі леза, призначених для нарізування

					СФ40.00.00.000 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Да-</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Сенський</i>			Аналітичний огляд	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Кроль</i>					7	15
<i>Реценз.</i>						СНУ кафедра МПМ		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Соколов</i>						

різьби в отворах.

Інструменти кріпляться на оправленнях, які мають конічний хвостовик з різьбовим гніздом на торці.

Для розширення технологічних можливостей верстатів використовують поворотні столи, ділильні голівки.

Останнім часом все більшу популярність набирають обробного центра, які дозволяють робити обробку деталей практично на одному верстаті.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		8

2. ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ

2.1. Попередній вибір базової моделі верстата

Промисловістю випускається більша гама вертикально фрезерних верстатів (Рис. 2.1) другого типу розміру (320x1250). Основні характеристики цих верстатів представлені в табл.2.1

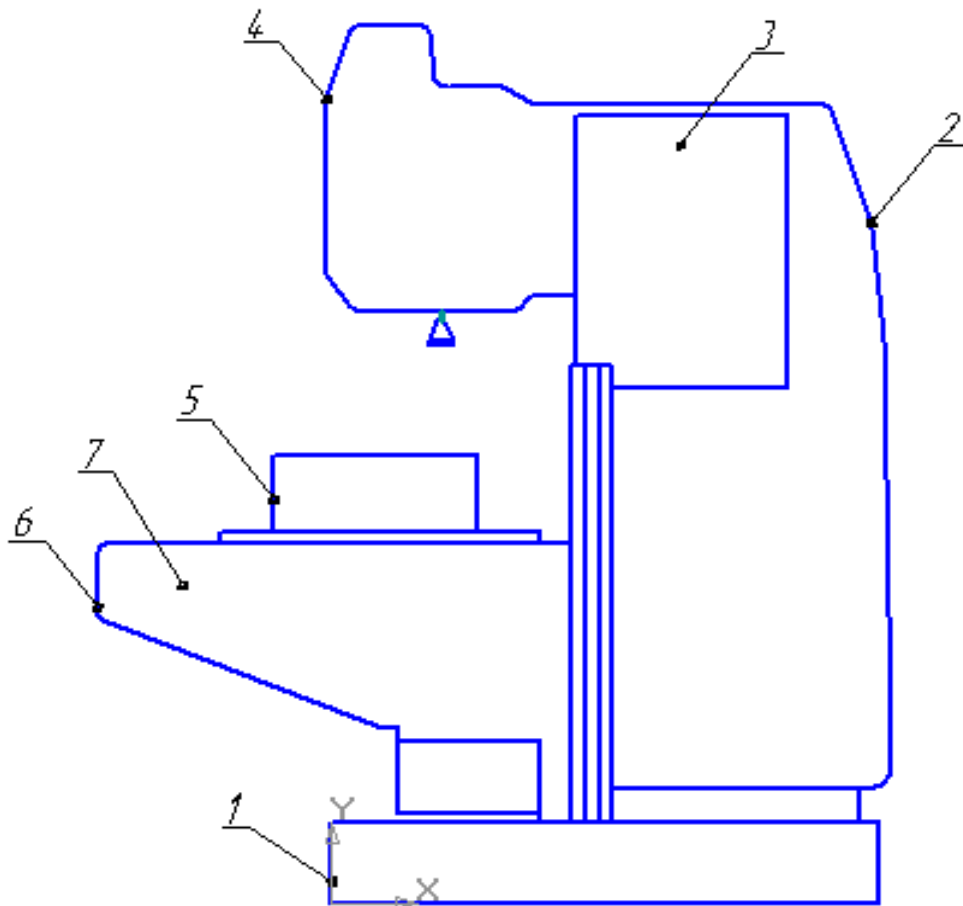


Рис.2.1. Основні вузли вертикально-фрезерного верстата:

- 1 - підстава; 2 - станина; 3 - коробка швидкостей;
4 - шпиндельна голівка; 5 - стіл; 6 - консоль; 7 - коробка подач

					СФ40.00.00.000 ПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-	Вибір та обґрунтування вихідних даних					
Розроб.	Сенський							Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Кроль								9	15
Реценз.								СНУ кафедра МПМ		
Н. Контр.										
Затверд.	Соколов									

Таблиця 2.1

Основні технічні характеристики верстатів.

Модель верстата	СФ40	6Б12	6Р12Б	6С12Ц
Розміри робочої поверхні столу, мм.	320x1250	320x1250	320x1250	320x1250
Найбільше переміщення столу				
-уздовж, мм	800	700	800	950
-поперек, мм	300	260	240	300
-вертикально, мм	400	370	410	410
Число швидкостей головного руху	18	12	18	18
Діапазон регулювання частот обертання; про/хв	50-2500	67-1250	50-2500	31,5-1600
Потужність електродвигуна головного руху, кВт.	5,5	7	10	5,5
Число швидкостей подач столу	16	12	18	18
Діапазон регулювання подач столу, мм/хв				
- уздовж	20-1000	25-1000	40-2000	20-1000
-поперек	20-1000	27-1050	40-2000	20-1000
-вертикально	8-400	12,5-500	13,3-666,6	8-400
Потужність електродвигуна привода подач, кВт	1,7	1,7	2,2	1,5
Швидкість швидкого переміщення столу, мм/хв				
Уздовж та поперек	3000	3200	4600	3000
вертикально	1200	-	1530	1200
Межі повороту шпindelної головки, град	-	-	±45	±45
Максимальне переміщення гільзи шпинделя, мм	-	-	70	80
Габаритні розміри:				
Довжина	2100		2340	2000
Ширина	2250		1450	2230
Висота	2110		2020	2030
Конус шпинделя	7:24	7:24	7:24	7:24
Маса верстата, кг	3300		3180	3000

У якості базової моделі приймаємо верстат СФ40.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

2.2 Призначення та операції, виконувані на верстаті моделі СФ40

Консольно-фрезерний верстат моделі СФ40 (Рис. 2.2) – спеціалізований вертикально-фрезерно-свердлильно-розточувальний верстат підвищеної точності із цифровою індикацією призначений для виконання різних фрезерних робіт для дрібносерійного та серійного виробництва. Точність установки розмірів по цифровій індикації на довжину пересування до 500 мм складає 0.01 мм.

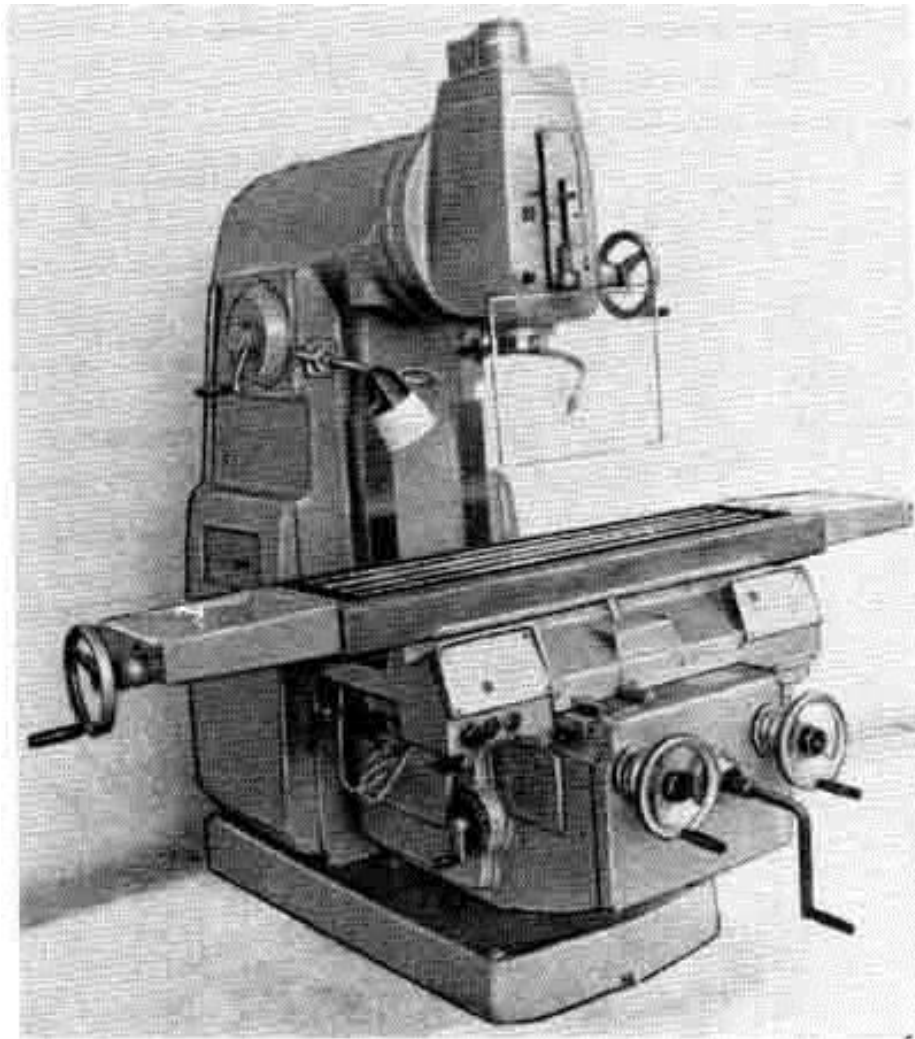


Рис. 2.2. Загальний вид верстата СФ40

На верстаті можна обробляти вертикальні, горизонтальні й похилі площини, пази, кути, рамки, зубчасті колеса та інше. Область застосування

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		11

фрезерних верстатів дуже велика. Основні операції фрезерування, виконувані на проєктованому верстаті, показані на Рис. 2.3.

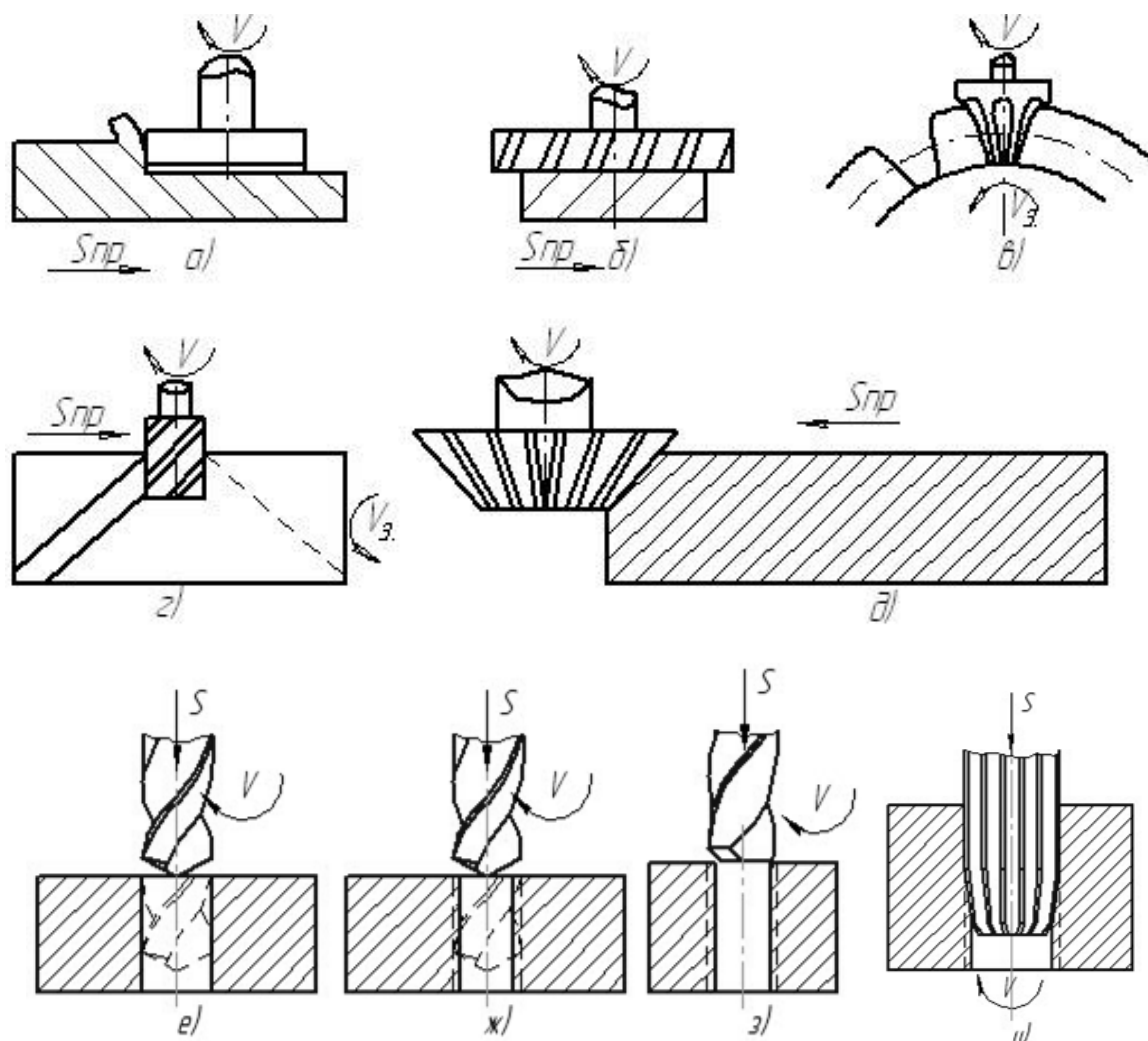


Рис. 2.3. Основні схеми робіт на проєктованому верстаті

а- обробка диском тертя, б- фрезерування площини торцевою фрезою, в- фрезерування зубчастих коліс пальцевою фасонною фрезою, г- фрезерування гвинтової канавки кінцевою фрезою, д- утворення фаски кутовою фрезою, е - сверління, ж- сверління, з- зенкерування, і- розгортання.

Застосування верстата в автоматичному циклі при обробці різних східчастих деталей, фрезерування внутрішніх і зовнішніх рамок і т.д. в умовах дрібного і багатосерійного виробництва, дозволяє вирішувати завдання росту його ефективності.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		12

Робота верстата СФ40 по заданій програмі забезпечує високу точність фрезерування. Це досягається введенням в привод подач вузла, що зводить до мінімуму інерційні перебіжки столу та забезпечує високу стабільність розмірів при повторенні циклів. На верстаті передбачений автоматичний відвід деталі від інструмента при прискорених ходах столу й повернення її у вихідне положення при переході на робочу подачу, що охороняє оброблену поверхню від ушкоджень інструментом і скорочує машинний час.

Кнопками одночасно можна здійснювати рух столу у двох-трьох напрямках, а також «зрушений» режим (рух стола тільки при натиснутій кнопці)

Залежно від потреби можливі наступні варіанти керування: від рукояток, кнопковий, автоматичний і напівавтоматичне (маятниковий і стрибкоподібний цикли).

На верстаті можуть бути встановлені поворотний стіл, ділильна головка й ряд інших пристосувань, що розширюють технологічні можливості верстата.

Необхідно пам'ятати, що при роботі верстата на важких режимах різання, що лімітує фактором, як правило, є стійкість і міцність різального інструменту. Технічні характеристики і висока твердість верстата дозволяють повністю використовувати можливості як швидкорізального, так і твердосплавного інструмента.

2.3. Розрахунок параметрів інструмента та режимів обробки

Діапазон розмірів інструментів або заготовок, що підлягають обробці на універсальних верстатах, установлюються з економічних міркувань, зав'язаних на одній з розмірних характеристик верстата. Наприклад, для токарських верстатів він пов'язаний з висотою центрів Н, для фрезерних із шириною робочої поверхні стола В_с і т.д. З метою економічного використання верстатів і

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		13

спрощення коробки швидкостей звичайно приймають відносини граничних діаметрів $D_{\max}/d_{\min}=4$, а для універсальних це значення збільшують до 8.

На проектованому верстаті можуть оброблятися деталі, як зі сталі, чавуну, так і з кольорових металів, сплавів і пластмас.

Для підвищення технологічності деталі, зниження її собівартості необхідно:

- 1) застосовувати заготовки, близькі за формою й розмірами до готової деталі;
- 2) скорочувати число й розміри оброблюваних поверхонь;
- 3) забезпечувати достатню твердість заготовок і зручні бази для установки й закріплення їх при обробці та транспортуванні;
- 4) передбачати обробку стандартним інструментом;
- 5) раціонально використовувати й призначати допуски й необхідну шорсткість поверхні.

Розміри оброблюваних деталей визначаються, виходячи з розмірів стола й граничної відстані між столом і фрезою. Розміри столів консольно-фрезерних верстатів виражають у мм, у вигляді «Ширина x довжина» Існує 3 типорозміри:

№0- 200x800; №1- 250x1000; №2- 320x1250; №3- 400x1600

Розміри стола проектованого верстата: 320x1250 мм.

Для визначення діапазону регулювання встановлюють найбільший $D_{\phi.\max}$ і найменший $D_{\phi.\min}$ діаметри фрез по формулах [2]:

$$D_{\phi.\max} = (0,6 \div 0,8) \cdot B_C = (0,6 \div 0,8) \cdot 320 = 192 \dots 256 \text{ мм};$$

$$D_{\phi.\min} = (0,1 \div 0,2) \cdot B_C = (0,1 \div 0,2) \cdot 320 = 32 \dots 64 \text{ мм};$$

де B_C – ширина стола, мм.

Уточнюємо діаметри фрез по табл. II.I [2] $D_{\max} = 200$ мм, $D_{\min} = 32$ мм.

Металорізальні верстати повинні забезпечувати одержання найвигідніших режимів різання при здійсненні на них передбачених технологічних процесів. У зв'язку з тим, що верстати загального призначення розраховані

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		

для виконання різних операцій обробки заготовель із матеріалів, що мають різні механічні властивості, повинні забезпечувати регулювання режимів різання в широкому діапазоні.

Розрахунок технічної характеристики проектного вертикально-фрезерного верстата робимо для обробки конструкційної углеродистої сталі $\sigma_B=500$ МПа (50 кгс/мм²) і легованої сталі $\sigma_B=750$ МПа (75 кгс/мм²). Матеріал інструмента швидкорізальна сталь Р18 і твердий сплав Т5ДО10.

Для розрахунку використовуємо методику, наведену в [2].

Визначаємо найбільшу та найменшу ширину фрезерування:

$$B_{\max} = (0,75 \div 1,0) \cdot D_{\text{фр.}\max} = (0,75 \div 1,0) \cdot 200 = 150 \dots 200 \text{ мм};$$

$$B_{\min} = (0,75 \div 1,0) \cdot D_{\text{фр.}\min} = (0,75 \div 1,0) \cdot 32 = 24 \dots 32 \text{ мм},$$

де B_{\max} , B_{\min} – найбільша та найменша ширина фрезерування;

$D_{\text{фр.}\max}$, $D_{\text{фр.}\min}$ – найбільший і найменший діаметр фрези.

Приймаємо $B_{\max} = 180$ мм, $B_{\min} = 26$ мм.

Глибина різання на токарських і фрезерних верстатах визначається припуском, точністю обробки, твердістю технологічної системи пристосування інструмент-деталь (СНІД) і вибирається по нормативах.

Середні значення глибини різання, які можна приймати при розрахунку технічних характеристик верстатів середніх розмірів наведені в табл. 3.2 [3]

По табл. 3.2. [3] вибираємо глибину різання при роботі торцевими фрезами: $t_{\max} = 5$ мм; $t_{\min} = 0,5$ мм.

При фрезерній обробці найбільшу подачу вибирають по нормативах для чорнової обробки, а найменшу- для чистової обробки.

Визначаємо величини подач для самого м'якого матеріалу – $\sigma_B=500$ МПа.

Вибираємо подачу при роботі торцевими фрезами (мм/про) (таблиця 3.3 [1]): $S_{\max}=0.15$ (мм/об); $S_{\min}=0.03$ (мм/об).

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		15

Вибираємо подачу при роботі циліндричними фрезами (таблиця 3.3 [1]):
 $S_{\max}=0.15$ (мм/зуб); $S_{\min}=0.02$ (мм/зуб).

Вибір граничних швидкостей різання для розрахунку характеристик універсальних верстатів роблять при наступних умовах.

Визначення мінімальної й максимальної швидкості різання.

Тому що нам відомі по паспорту верстата мінімальні й максимальні граничні значення обертів шпинделя, швидкість V_{\min} і V_{\max} можна виразити з формули:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}}, \left(\frac{\text{об}}{\text{ХВ}}\right)$$

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{\pi \cdot D_{\max}}, \left(\frac{\text{об}}{\text{ХВ}}\right)$$

де: D_{\max} і D_{\min} – найбільший і найменший діаметри інструментів, при використанні яких досягаються мінімальна й максимальна швидкості різання.

$$V_{\max} = \frac{\pi \cdot D_{\min} \cdot n_{\max}}{1000} = \frac{3.14 \cdot 32 \cdot 2500}{1000} = 251.2 \left(\frac{\text{М}}{\text{ХВ}}\right)$$

$$V_{\min} = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_{\min}}{1000} = 31.4 \left(\frac{\text{М}}{\text{ХВ}}\right)$$

Визначаємо максимальну силу різання при фрезеруванні. Для одержання максимального значення сили різання $P_{Z\max}$ у формулу підставляємо найбільші значення B_{\max} , t_{\max} , S'_Z , z і $D_{\text{фр.}\max}$:

$$P_Z = \frac{10 \cdot C_P \cdot t^x \cdot S_Z^y \cdot z \cdot B^z}{D_{\text{фр.}}^q \cdot n^w} \cdot K_{MP},$$

де - C_P ; x ; y ; q ; z ; w - коефіцієнт пропорційності та показники степені;

$C_P = 218$ – для жаропрочних сталей;

t – глибина різання, мм;

$D_{\text{фр.}}$ – діаметр інструмента, мм;

B – ширина фрезерування, мм;

S_Z – подача, мм/зуб;

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		16

K_{MP} - оправочний коефіцієнт на якість оброблюваного

матеріалу, приймаємо $K_{MP} = 1$;

$$P_{Z \max} = \frac{10 \cdot 218 \cdot 5^{0,92} \cdot 0,15^{0,78} \cdot 40 \cdot 180^1}{200^{1,15} \cdot 40^0} \cdot 1 = 18680 \text{ (Н)}.$$

2.6. Розрахунок потужності різання і вибір електродвигуна

Визначаємо максимальну ефективну потужність різання по формулі:

$$N_{\text{эф.мак}} = \frac{P_{Z \max} \cdot V_{\min}}{60 \cdot 1020} \text{ кВт};$$

$$N_{\text{эф.мак}} = \frac{18680 \cdot 31,4}{60 \cdot 1020} = 9,5 \text{ кВт}.$$

Визначаємо потужність електродвигуна головного руху:

$$N_{\text{эд.мак}} = \frac{N_{\text{эф.мак}}}{k \cdot \eta} \text{ кВт},$$

де: k – коефіцієнт припустимого перевантаження електродвигуна,

прийнятий рівним $k = 1,2 \div 1,3$;

η – ККД ланцюга головного руху верстата при номінальному навантаженні, приймаємо $\eta = 0,75 \div 0,8$.

$$N_{\text{эд.мак}} = \frac{9,5}{1,3 \cdot 0,8} = 9,13 \text{ кВт}.$$

Тому що середня завантаженість універсальних верстатів по потужності значно менше максимальної, то потужність установлюваного електродвигуна $N_{\text{уст.эд}}$ в порівнянні з максимальною необхідною можна зменшити множенням на коефіцієнт настановної потужності $k_y = 0,7 \div 0,8$, тоді:

$$N_{\text{уст.эд}} = N_{\text{эд.мак}} \cdot k_y$$

$$N_{\text{онд.эд}} = 9,13 \cdot 0,8 = 7,3 \text{ кВт}.$$

Приймаємо $N_{\text{онд.эд}} = 7,5 \text{ кВт}$.

За ДСТ 19523-81 приймаємо двигун 4A132S4Y3 із $N=7,5 \text{ кВт}$, $n=1450 \text{ об/хв}$.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		17

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВЕРСТАТА

3.1. Загальні відомості

Розробку привода металорізального верстата варто починати з вибору схеми формотворних рухів, з огляду на форми оброблюваних поверхонь і застосовуваного інструмента, вимоги точності, якості, продуктивності, ступеня автоматизації і т.д.

При проектуванні і розрахунку кінематики необхідно встановити кінематичну структуру і передачі, що зв'язують її з виконавчими ланками й джерелом руху; визначити кінематичні параметри ланок (числа зубів коліс, діаметри шківів і т.д), тобто виконати кінематичний розрахунок, розробити кінематичну схему привода.

Вихідними даними для проектування є: граничні значення частот обертання шпинделя і величин подач, номінальна потужність і т.д.

Для кінематичного розрахунку коробок передач металорізальних верстатів як правило використовують графоаналітичний метод внаслідок його наочності, зручності оптимізації й зменшення ймовірності помилок.

Аналітично визначають діапазон регулювання, число шаблів і кількісні параметри передач.

Графічна частина методу складається в послідовній побудові структурної сітки й графіка частот обертання з метою визначення конкретних передавальних відносин і частот обертання всіх валів коробки передач.

3.2. Вибір структурної формули й побудова структурної сітки

У загальному виді структурна формула механізму має вигляд:

$$Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3) \dots,$$

де: Z- число шаблів привода;

					СФ40.00.00.000 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Кінематичний розрахунок</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркуші</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Сенський</i>					18	
<i>Перевір.</i>		<i>Кроль</i>						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Соколов</i>				СНУ кафедра МПМ		

P_1, P_2, P_3 – кількість передач у кожній групі;

X_1, X_2, X_3 – характеристика передач у кожній групі;

Знаючи $Z_n = 18$, $n_{эд.} = 1450$ об/хв, $n_{min} = 50$ об/хв і $\phi = 1.26$, а також наведений нормальний ряд частот обертання, можна перейти до кінематичного розрахунку.

Кількість передач у кожній групі і порядок розташування груп може бути різним. Цей вибір в основному і визначає кінематику і конструкцію коробки швидкостей шпинделя, спочатку перемикає передачу однієї групи, а потім інший і т.д. Залежно від прийнятого порядку перемикання, група може бути основною або переборною.

Основна група є першою в кінематичному порядку перемикання. Характеристика основної групи $X_1=1$, тому що їй кінематично передують сукупність передач із одним шаблом швидкості.

Перша переборна група включається в другу чергу, її характеристика дорівнює числу передач P_1 в основній групі, тому що цій групі передують сукупність передач із P_1 шабломи швидкості.

Друга й наступна групи мають характеристики рівні добутку чисел передач попередніх груп, тобто $X_2 = P_1 \cdot P_2$; $X_3 = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3$ и так далі.

Для здійснення даної кількості шаблів привода і зменшення габаритів коробки швидкостей, використовуємо двох зв'язаний механізм.

Для двох зв'язаного механізму приймаємо кінематичну схему, наведену на Рис. 3.1.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		19

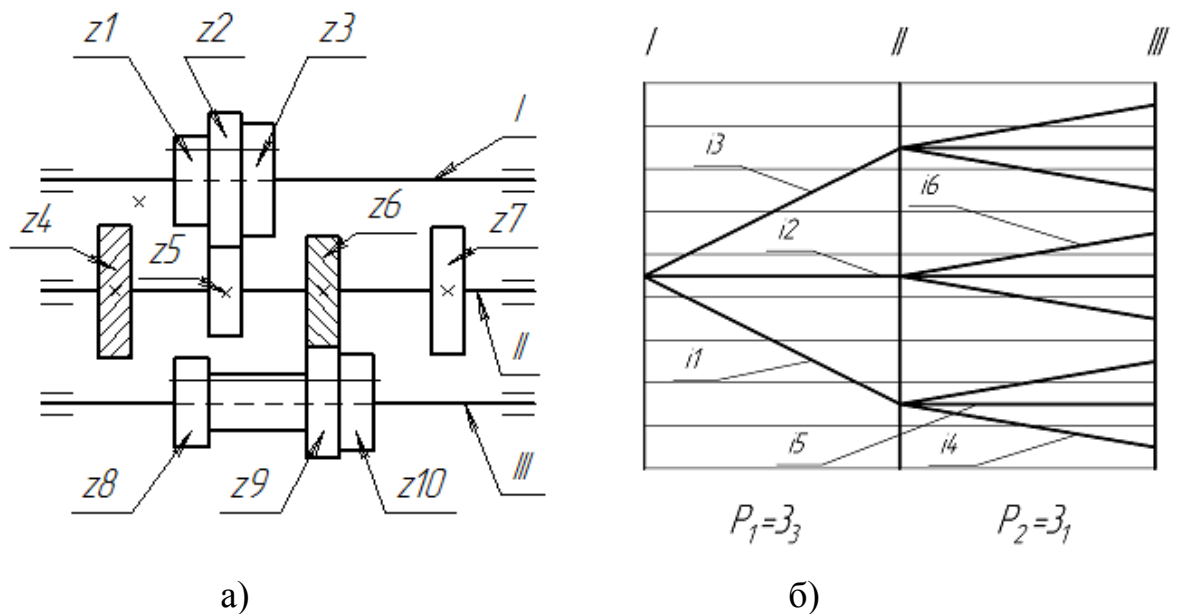


Рис. 3.1. Механізм із двома зв'язаними колесами:

а - кінематична схема; б - структурна сітка.

Для прийнятого механізму структурна формула має вигляд:

$$Z = 3_3 \times 3_1 = 9.$$

Для $Z = 18$ з обліком двох зв'язаного механізму структурна формула прийме вигляд:

$$Z = 3_3 \times 3_1 \times 2_9 = 18.$$

Прийнявши структурну формулу, будуємо структурну сітку (рис 3.2).

Структурна сітка швидкостей у логарифмічній шкалі з постійним інтервалом між сусідніми крапками шкали рівним $I_d \phi$.

Сітка будується в наступному порядку:

1. На рівних відстанях проводяться вертикальні лінії кількість яких повинне бути на одну більше числа групових передач: поле між двома вертикальними лініями відводимо для однієї групової передачі.
2. На рівних відстанях проводимо стільки горизонтальних ліній, скільки швидкостей має привод.
3. Унизу проти кожного поля, у порядку конструктивного розташування груп у приводі, указуємо число передач у групі P_i і її характеристики.

						СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-			20

4. Із точки, узятої на середині лівої вертикалі, приводимо промені в кількості рівному P_i і відстань між кінцями променів на наступній вертикалі, рівним X_i .

5. З кожної отриманої точки на другий м наступних вертикалях аналогічно проводимо промені для другій, третьої і т.д. групових передач.

Структурна сітка симетрична, тому що вона не пов'язана з конкретною частотою обертання початкової ланки.

По структурній сітці можна визначити:

- число швидкостей обертання валів привода;
- число групових передач у приводі й порядок їхнього конструктивного розташування;
- число передач у кожній групі;
- кінематичний порядок включення груп.
- діапазон регулювання групових передач.

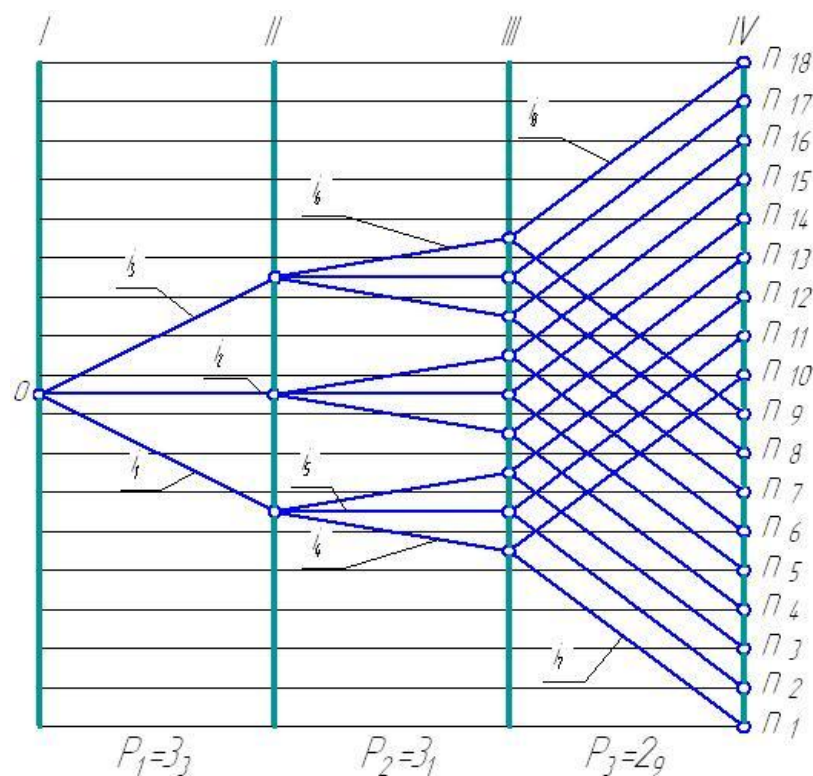


Рис.3.2. Структурна сітка коробки швидкостей.

Структурна сітка не дає фактично значення частот обертання й передатних відносин передач у групах, тому для визначення цих величин будується графік частот обертання шпинделя.

3.3. Розрахунок чисел зубів зубчастих коліс

Існує кілька методів визначення чисел зубів зубчастих коліс (загальний метод, табличний метод і метод логарифмічної лінійки).

Виконаємо розрахунок чисел зубів зубчастих коліс табличним методом. Підбор чисел зубів табличним методом ведеться (табл. 3.1).

Використовуючи [3], виконаємо розрахунок чисел зубів коліс:

$$\begin{array}{l}
 i_1 = \frac{1}{1.26^3} = \frac{1}{2} = \frac{28}{56} \\
 i_2 = 1 = \frac{42}{42} \\
 i_3 = 1.26^3 = 2 = \frac{56}{28} \\
 i_4 = \frac{1}{1.26^3} = \frac{1}{2} = \frac{28}{56} \\
 i_5 = \frac{1}{1.26^2} = 0.64 = \frac{32}{52} \\
 i_6 = \frac{1}{1.26} = 0.8 = \frac{37}{47} \\
 i_7 = \frac{1}{1.26^4} = 0.25 = \frac{18}{72} \\
 i_8 = 1.26^3 = 2 = \frac{60}{30} \\
 i_9 = \frac{1}{1.26^0} = \frac{1}{1} = \frac{35}{35} \\
 i_{10} = \frac{1}{1.26^0} = \frac{1}{1} = \frac{56}{56}
 \end{array}
 \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \Sigma_z = 84 \\ \\ \Sigma_z = 84 \\ \Sigma_z = 84 \end{array}$$

3.4. Графік частот обертання шпинделя

Графік частот обертання шпинделя (Рис.3.3.) будується на підставі структурної формули й структурної сітки.

Для побудови графіка частот повинне бути відомо:

- знаменник ряду частот обертання ?;
- мінімальне або максимальне значення частот обертання шпинделя;
- частота обертання вала приводного електродвигуна.

Графік частот обертання шпинделя будується на підставі обраного варіанта структурної формули й структурної сітки.

- По нормалі Н11-1 виписуємо ряд частот обертання шпинделя в заданих межах: 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500 і тим самим уточнюємо граничні частоти обертання $n_1=n_{\min}=50 \text{ хв}^{-1}$ і $n_{18}=n_{\max}=2500 \text{ хв}^{-1}$.

- на рівних відстанях проводимо вертикальні лінії, число яких повинне бути дорівнює числу валів у проєктованій коробці швидкостей. У проєктованому верстаті двигун з коробкою швидкостей з'єднуємо пасовою передачею, що гасить вібрації, що виникають в електродвигуні, а так само служить додатковим запобіжним пристроєм від перевантажень.

- на рівних відстанях проводиться стільки горизонтальних ліній, скільки шаблів має привод, тобто $Z=18$. Проти кожної лінії останнього вала записуємо частоти обертання шпинделя, прийняті по Н11-1, а ліворуч відзначаємо частоту обертання вала двигуна.

Якщо $n_d > n_{\max}$, є число горизонтальних ліній, а отже і частот обертання, повинне бути продовжене до найближчої більшої стандартної частоти, близької до n_d .

На підставі такої розбивки на графіку будується лінія найменших передатних відносин (базова лінія).

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		

Побудова графіка ведеться відповідно до прийнятого варіанта на графіку: дві крапки валів позначає передачу з передатним відношенням ϕ^x , де x – число кліток пересічних променем.

Якщо промінь відхиляється нагору, то передача підвищувальна $i = \phi^x$, якщо донизу – понижувальна $i = \frac{1}{\phi^x}$. i постійна якщо прямо $i = \frac{1}{\phi^0} = 1$.

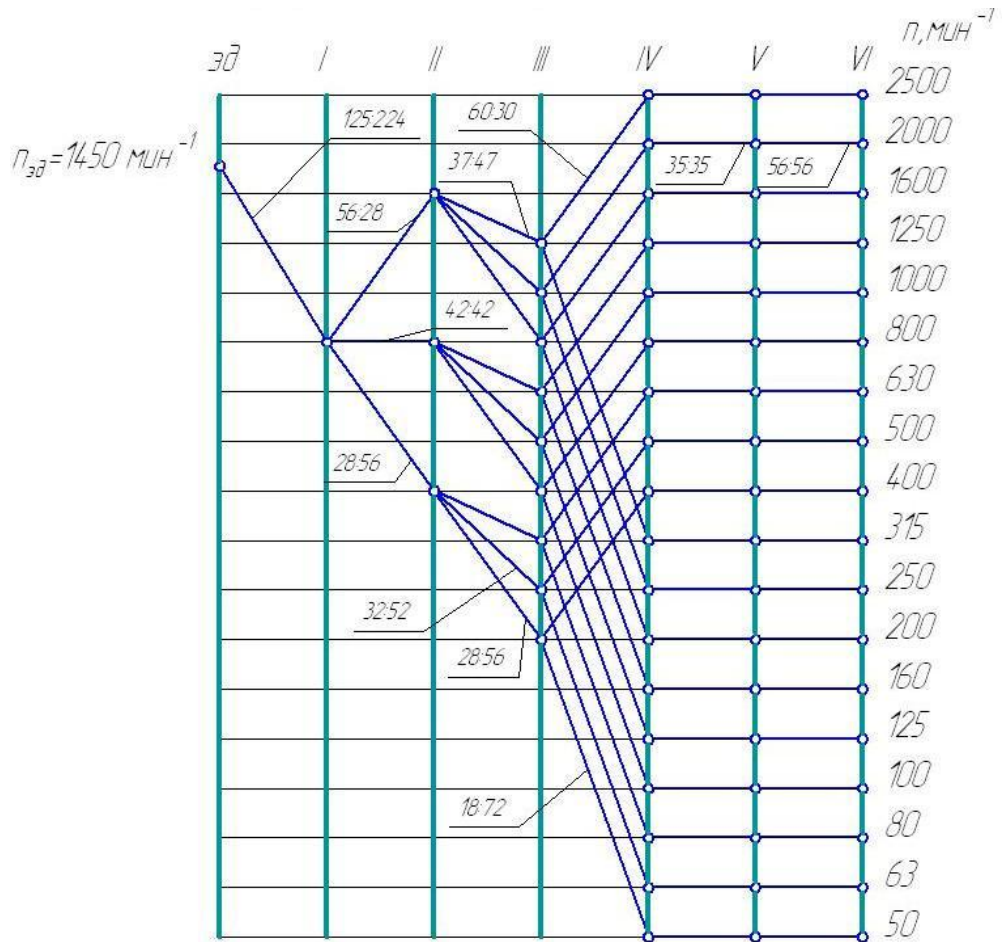


Рис.3.3. Графік частот обертання

3.5. Розрахунок дійсних частот обертання шпинделя

Визначивши число зубів зубчастих коліс, приступаємо до визначення дійсних частот обертання шпинделя, записавши УКБ для кожної галузі графіка, що забезпечують одержання всіх частот обертання шпинделя.

Відхилення дійсних частот обертання шпинделя від стандартного ряду визначаються по формулі:

$$\Delta n = \frac{n_{\partial} - n_n}{n_n} \cdot 100 \quad , \quad \%$$

де: n_{∂} – дійсна частота обертання;

n_n – частота обертання з нормального ряду.

Гранично припустиме відхилення не повинне бути більше:

$$[\Delta n] = \pm 10 \cdot (\varphi - 1) \quad \%$$

При 1,26 припустиме відхилення не повинне бути більше

$$[\Delta n] = \pm 10 \cdot (1,26 - 1) = \pm 2,6 \quad \%$$

Відхилення може бути як негативне так і позитивне (більш переважно негативне відхилення).

Результати розрахунку зведені в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1.

Дійсні й нормальні частоти обертання

№ п/п	Рівняння кінематичного балансу	n_{∂} , 1/хв	n_n , 1/хв	Δn , %
1	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	49.81	50	0.38
2	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{32}{52} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	63.35	63	-0.55
3	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{37}{47} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	79.69	80	0.389
4	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{42}{42} \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	99.6	100	0.4
5	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{42}{42} \cdot \frac{32}{52} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	126.72	125	-1.36
6	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{42}{42} \cdot \frac{37}{47} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	159.39	160	0.38
7	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{56}{28} \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	199.24	200	0.38
8	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{56}{28} \cdot \frac{32}{52} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	253.43	250	-1.35
9	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{56}{28} \cdot \frac{37}{47} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	318.79	315	-1.19
10	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	398.48	400	0.38
11	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{32}{52} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	506.87	500	-1.36

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		25

12	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{37}{47} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	637.6	630	-1.19
13	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{42}{42} \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	796.96	800	0.38
14	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{42}{42} \cdot \frac{32}{52} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	1013.74	1000	-1.36
15	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{42}{42} \cdot \frac{37}{47} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	1275.14	1250	-1.97
16	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{56}{28} \cdot \frac{28}{56} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	1593.93	1600	0,38
17	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{56}{28} \cdot \frac{32}{52} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	2027.48	2000	-1.36
18	$n = 1450 \cdot \frac{125}{224} \cdot 0.985 \cdot \frac{56}{28} \cdot \frac{37}{47} \cdot \frac{60}{30} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{56}{56}$	2550.3	2500	-1.97

Як видно з табл. 3.1, що значення дійсних частот обертання шпинделя не виходять за гранично припустимі. Отже, можна говорити про правильність розрахунку й продовження проектування.

3.5. Кінематична схема коробки швидкостей

Кінематичну схему варто вичерчувати у вигляді розгорнення в ортогональних проекціях [ГОСТ 2.703-81] і вписувати в контур головного виду верстата. Якщо при цьому необхідно показати механізми, видимі тільки в іншій проекції або закриті іншими механізмами, то допускається переміщати ці механізми в положення, більше зручні для зображення або, при необхідності, виносити за контур верстата.

При розробці кінематичної схеми необхідно дотримуватися умовних позначок елементів кінематичної схеми за ДСТ 2.770-81, а також ураховувати ГОСТ 2.701-76, ГОСТ 2.707-84, ГОСТ 2.721-74.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		26

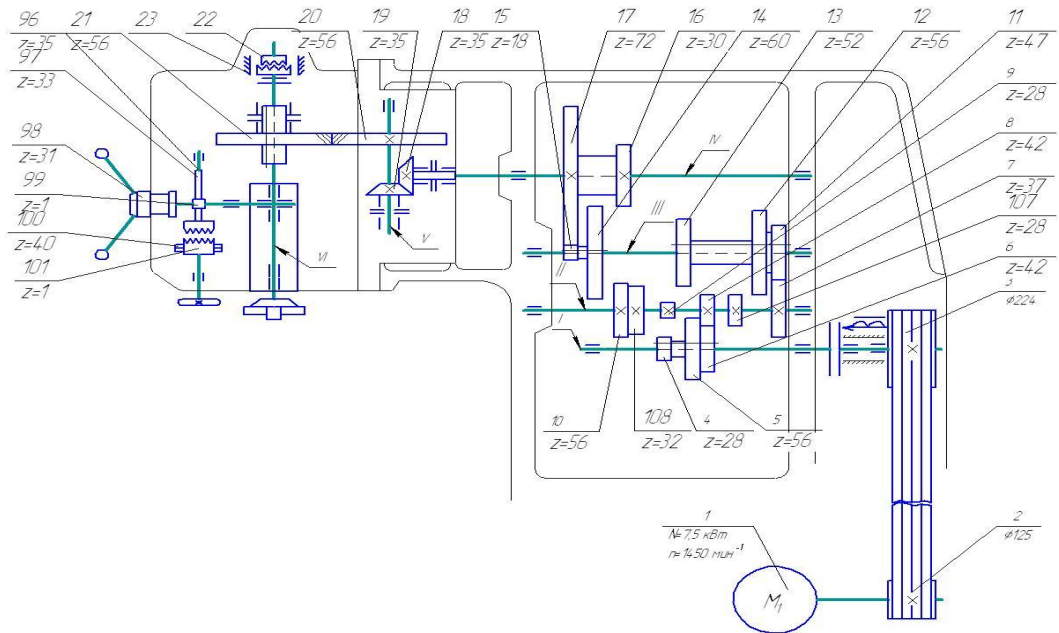


Рис. 3.4. Кінематична схема коробки швидкостей

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-

СФ40.00.00.000 ПЗ

Арк.

27

4. РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

Несуча здатність деталей привода визначається величиною діючих навантажень. Потужність привода є основним показником, що характеризує можливість верстата переборювати сили, що виникають у процесі обробки.

Номінальна потужність визначається по формулі:

$$N = N_{\text{э}} \cdot \eta_0,$$

де: $N_{\text{э}}$ – потужність електродвигуна, кВт;

η_0 – умовний ККД без обліку втрат холостого ходу, що може бути знайдений по формулі:

$$\eta_0 = \eta_p^a \cdot \eta_z^b \cdot \eta_n^c \dots,$$

де: η_p, η_z, η_n – середні значення ККД пасових передач, зубчастих передач, підшипників, визначаємо по табл. 2.1. [7];

a, b, c - кількість пасових передач, зубчастих передач і підшипників відповідно від двигуна до ланки, що розраховується.

Визначаємо к.к.д. для кожної ланки:

$$\text{I: } \eta_0 = 0.985 \cdot 0.995^2 = 0.956$$

$$\text{II: } \eta_0 = 0.975 \cdot 0.99 \cdot 0.995^2 = 0.956$$

$$\text{III: } \eta_0 = 0.956 \cdot 0.99 \cdot 0.985^2 = 0.918$$

$$\text{IV: } \eta_0 = 0.918 \cdot 0.99 \cdot 0.985^2 = 0.882$$

$$\text{V: } \eta_0 = 0.882 \cdot 0.97 \cdot 0.985^2 = 0.83$$

$$\text{VI: } \eta_0 = 0.83 \cdot 0.99 \cdot 0.985^2 = 0.797$$

Визначаємо потужність на кожному валу:

$$\text{I: } N = 7.5 \cdot 0.975 = 7.31 \text{ (кВт)}$$

$$\text{II: } N = 7.5 \cdot 0.956 = 7.17 \text{ (кВт)}$$

					СФ40.00.00.000 ПЗ		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розрахунок деталей</i>		
<i>Розроб.</i>		<i>Сенський</i>					
<i>Перевір.</i>		<i>Кроль</i>					
<i>Реценз.</i>							
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>		<i>Соколов</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
						28	
					<i>СНУ кафедра МІМ</i>		

$$\text{III: } N = 7.5 \cdot 0.918 = 6.89 \text{ (кВт)}$$

$$\text{IV: } N = 7.5 \cdot 0.882 = 6.62 \text{ (кВт)}$$

$$\text{V: } N = 7.5 \cdot 0.83 = 6.23 \text{ (кВт)}$$

$$\text{VI: } N = 7.5 \cdot 0.797 = 5.98 \text{ (кВт)}$$

Крутний момент на будь-якій веденій ланці привода усталеному русі й статичному характері дії навантаження визначається по формулі:

$$M_K = \frac{9750 \cdot N_{\text{Э}}}{n_p} \cdot \eta_o,$$

де: $N_{\text{Э}}$ – потужність електродвигуна, кВт;

η_o – ККД привода від електродвигуна до ланки, що розраховується;

n_p – розрахункова частота обертання валу, об/хв.

За розрахункову частоту обертання шпинделя для консольно-фрезерних верстатів приймаємо останній щабель першої третини діапазону [7].

$$M_{K1} = \frac{9750 \cdot 7,5}{800} \cdot 0,975 = 89.12 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{K2} = \frac{9750 \cdot 7,5}{800} \cdot 0,956 = 87.38 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{K3} = \frac{9750 \cdot 7,5}{630} \cdot 0,918 = 106.55 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{K4} = \frac{9750 \cdot 7,5}{160} \cdot 0,882 = 403.1 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{K5} = \frac{9750 \cdot 7,5}{160} \cdot 0,83 = 379.34 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{K6} = \frac{9750 \cdot 7,5}{160} \cdot 0,797 = 364.25 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Розрахунок потужності й крутний моментів на валах коробки швидкостей зведені в таблицю 4.1.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		29

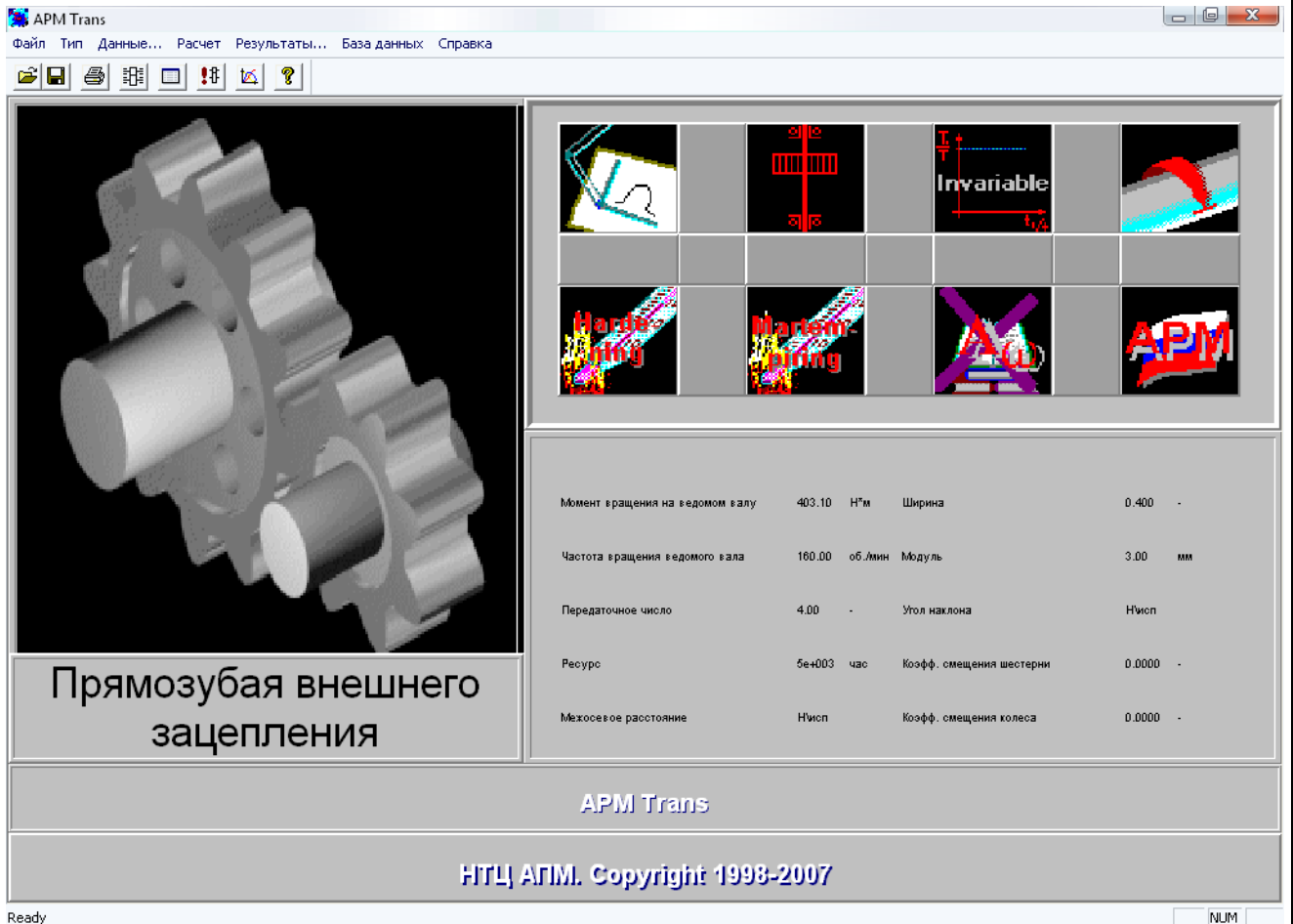


Рис. 4.1 Вікно APM Trans при розрахунку прямозубого зовнішнього зачеплення.

5. Задаємо основні й додаткові вихідні дані, згідно завдання (Рис. 4.2).

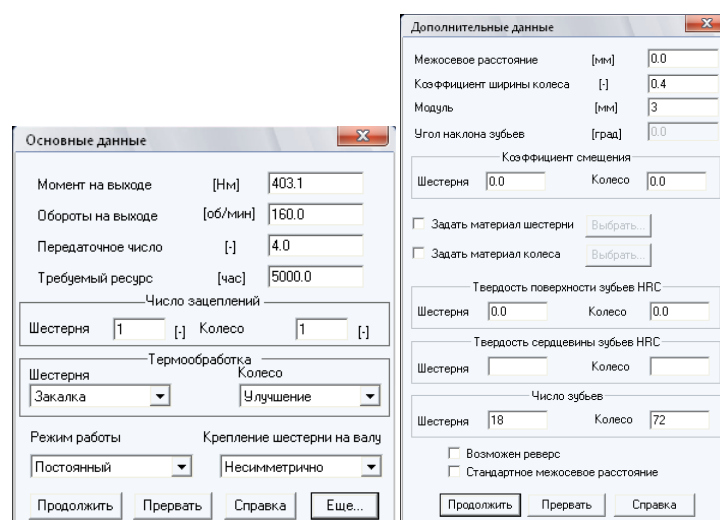


Рис. 4.2 Вікно основних і додаткових даних

									Арк.
									31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	СФ40.00.00.000 ПЗ				

4.2 Попередній розрахунок валів

Попередній розрахунок валів виконується для всіх валів і служить орієнтиром для ескізної розробки конструкції валів, вибору параметрів муфт. Підшипників і т.п., а також наступного уточненого розрахунку.

Діаметр вала визначають, використовуючи умовний розрахунок на крутіння:

за умовою міцності

$$d = 365 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n_p \cdot [\tau] \cdot (1 - k^4)}}$$

за умовою твердості

$$d = 92 \cdot \sqrt[4]{\frac{N}{n_p \cdot [\varphi] \cdot (1 - k^4)}}$$

де: N - потужність, передана валом, кВт;

n_p – розрахункова частота обертання валу, об/хв;

$[\tau]$ - умовна напружка, що допускається при крутінні, МПа

Приймаємо:

$[\tau]=20...35$ МПа - для вихідного кінця вала.

$[\tau]=12...20$ МПа - для середніх ділянок вала під шестірнями й ін. елементами передачі;

$[\varphi]=0,25...0,5^\circ$ - припустимий кут закручування 1 м довжини вала, град;

$k = \frac{d_1}{d}$ – коефіцієнт пустотілості вала.

Для суцільних валів – $k = 0$.

Для порожніх валів – $k = 0,4...0,7$.

Чим коротше вал (консоль), тим більше приймають $[\tau]$, $[\varphi]$ і k .

$$I: d = 365 \cdot \sqrt[3]{\frac{7.31}{800 \cdot 20 \cdot (1 - 0,5^4)}} = 28,72 \text{ (мм)}$$

$$d = 92 \cdot \sqrt[4]{\frac{7.31}{800 \cdot 0,25 \cdot (1 - 0,5^4)}} = 31,19 \text{ (мм)}$$

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		33

$$\text{II: } d = 365 \cdot \sqrt[3]{\frac{7.17}{800 \cdot 20 \cdot (1-0,5^4)}} = 28,54 \text{ (мм)}$$

$$d = 92 \cdot \sqrt[3]{\frac{7.17}{800 \cdot 0.25 \cdot (1-0,5^4)}} = 30,99 \text{ (мм)}$$

$$\text{III: } d = 365 \cdot \sqrt[3]{\frac{6,89}{630 \cdot 20 \cdot (1-0,5^4)}} = 30,49 \text{ (мм)}$$

$$d = 92 \cdot \sqrt[3]{\frac{6,89}{800 \cdot 0.25 \cdot (1-0,5^4)}} = 33,12 \text{ (мм)}$$

$$\text{IV: } d = 365 \cdot \sqrt[3]{\frac{6.62}{160 \cdot 20 \cdot (1-0,5^4)}} = 47,59 \text{ (мм)}$$

$$d = 92 \cdot \sqrt[3]{\frac{6.62}{160 \cdot 0.25 \cdot (1-0,5^4)}} = 51,6 \text{ (мм)}$$

$$\text{V: } d = 365 \cdot \sqrt[3]{\frac{6.23}{160 \cdot 20 \cdot (1-0,5^4)}} = 46,56 \text{ (мм)}$$

$$d = 92 \cdot \sqrt[3]{\frac{6.62}{160 \cdot 0.25 \cdot (1-0,5^4)}} = 50,57 \text{ (мм)}$$

$$\text{VI: } d = 365 \cdot \sqrt[3]{\frac{5.98}{160 \cdot 20 \cdot (1-0,5^4)}} = 45.94 \text{ (мм)}$$

$$d = 92 \cdot \sqrt[3]{\frac{5.98}{160 \cdot 0.25 \cdot (1-0,5^4)}} = 50,57 \text{ (мм)}$$

Ухвалюємо наступні діаметри валів по СТ СЭВ 188-75 коробки швидкостей, що розраховали:

$$d_1 = 28 \times 32 \text{ мм};$$

$$d_2 = 28 \times 32 \text{ мм};$$

$$d_3 = 32 \times 36 \text{ мм};$$

$$d_4 = 50 \text{ мм};$$

$$d_5 = 50 \text{ мм};$$

$$d_6 = 50 \text{ мм}.$$

Результати розрахунків валів наведені в табл. 4.2.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		34

$$A=a+(2..4).$$

Величина (2...4) мм ураховує зазори між шестірнями й коли рухливий блок перебуває в нейтральному положенні. Загальний розмір механізму в осьовому напрямку

$$B=A+2b>4b$$

де: b - ширина шестірні.

Ширина канавки (3) між шестірнями блоку визначається величиною для виходу довб'яка, що визначається по табл.6.1 [7]

На малюнку 4.6 б показана схема механізму з потрійним рухливим блоком. Для того, щоб при переміщенні рухливого блоку шестірні 2 і 3 вільно проходили повз колесо 6 необхідно дотримувати наступних співвідношень між числами зубів коліс: $z_5-z_4>4$, $z_5-z_1>4$,

Якщо ці умови не вдається витримати, то можна спробувати сконструювати потрійне блок на веденому валу. Якщо й у цьому випадку наведені умови не виконуються, доводиться виконувати механізм за схемою показаної на Рис. 4.6 в.

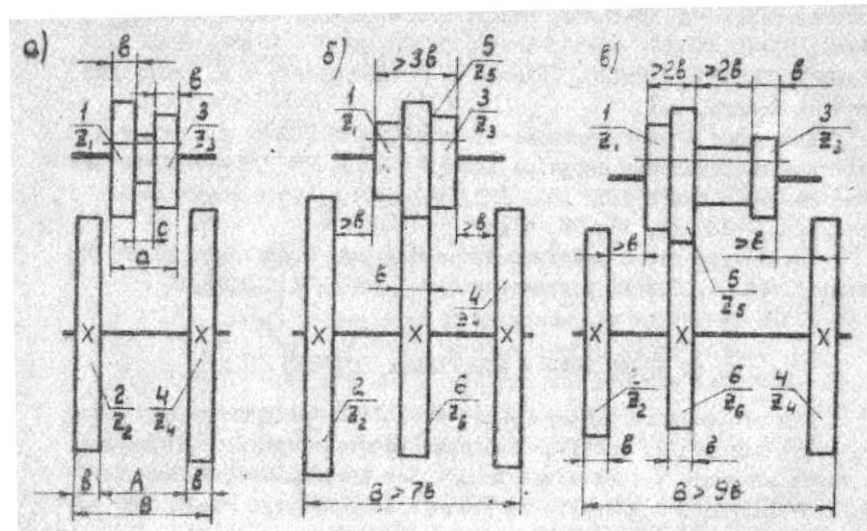


Рис.4.6. Схеми механізмів з рухливими блоками:

а) подвійний блок, б) потрійний блок, в) потрійний блок із широкою проточкою

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

При цьому збільшуються осьові габарити коробки. У деяких випадках потрібний блок замінюють подвійним блоком і одною рухливою шестірнею, однак при цьому ускладнюється керування коробкою.

Блоки зубчастих коліс можуть бути цільними або тридцятилітніми. Використання складених блоків у деяких випадках дозволяє спростити

технологій виготовлення зубчастих коліс і зменшити відстань між шестірнями блоку. При конструюванні блоків варто враховувати розміри вилок і каменів для їхнього перемикавання.

У коробках швидкостей рухливі блоки звичайно переміщуються по шлицевим валах. Нерухливі шестірні закріплюються на валу за допомогою шліців або (найчастіше) шпонок. Фіксація нерухливих шестірень на валу в осьовому напрямку здійснюється за допомогою дистанційних втулок, пружинних кілець або стопорних гвинтів.

Для забезпечення уведення в зачеплення коліс на зубах знімається фаска під кутом $15..20^\circ$ до торця колеса, і зуби закруглюються.

Установлюють зазор між торцями циліндричних зубчастих коліс і внутрішньою стінкою корпусу. Звичайно його вибирає рівним товщині стінки корпусу, що приймається $\alpha=0,025A+5\text{мм}$ (але не менш 10 мм), де А - більше з міжосьових відстаней у мм.

Вибирають відстань між торцями зубчастих коліс, що не повинне перевищувати 4...6 мм; відстань між торцями зубчастих блоків і нерухливих коліс варто приймати 3..4 мм.

По знайдених осьових і радіальних розмірах деталей коробки швидкостей, а струм же монтажним розмірам (відстань між різними деталями) вичерчують поздовжнє компонування. При розробці поперечного компонування необхідно виконувати наступні рекомендації:

Намічають положення осі шпинделя. При цьому необхідно враховувати висоту центрів (якщо верстат токарський), виліт інструмента (якщо верстат вертикально-свердлильна або вертикально-фрезерний), відстань від підстави до шпинделя (якщо верстат горизонтально-фрезерний) і т.д. При виборі по-

					<i>СФ40.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		

ложення шпинделя варто орієнтуватися на базову модель верстата і інші од-
нотипні верстати.

Центр шестірні шпindelьної передачі може лежати в будь-якій крапці
окружності, проведеної із центра шпинделя радіусом рівним міжцентровій
відстані.

При цьому треба враховувати розташування інших валів, зручність
керування й інші фактори.

При розробці поперечного розрізу важливо правильно вибрати так само
положення провідного вала коробки швидкостей з урахуванням можливості
установки на корпусі коробки фланцевого двигуна або розміщення на валу
шківа пасової передачі.

Розташування валів вибирається таким чином, щоб коробка була біль-
ше компактною, при цьому центри можливо більшого числа валів розташову-
ються по тим самим вертикалях або горизонталям, що забезпечує технологі-
чність обробки посадкових отворів у корпусі.

Найбільш швидкохідні вали варто розташовувати по можливості ближ-
че до підстави коробки, що буде сприяти збільшення стійкості й зниження
інтенсивності вібрації.

Великий вплив на компонування коробки швидкостей робить прийнята
система керування. Так, наприклад, якщо два рухливих блоки, розташованих
на різних валах, управляється одною рукояткою, те доцільно ці вали розмі-
щати далеко друг від друга.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		38

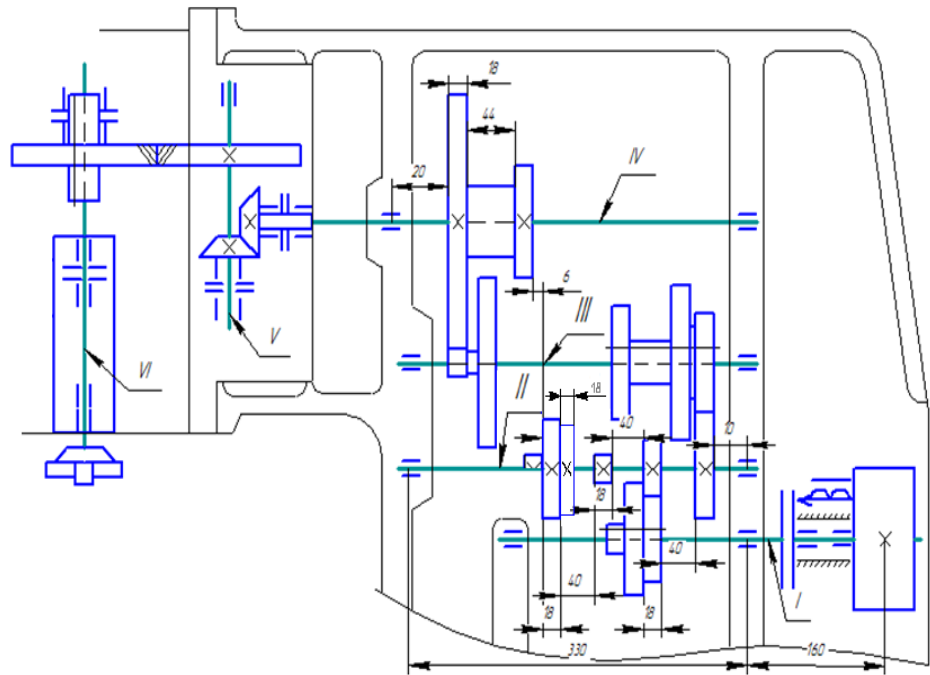


Рис. 4.7. Поздовжня схема компонування коробки швидкостей

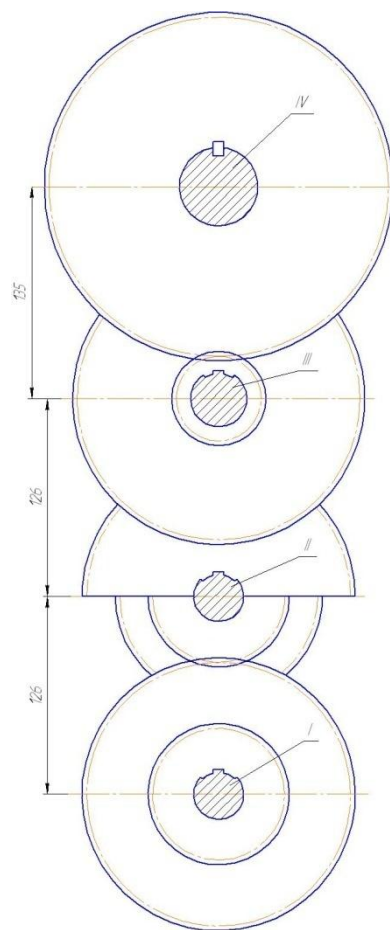


Рис. 4.8. Поперечна схема компонування коробки швидкостей

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		39

4.4. Розрахунки шпинделя

Точність і якість оброблених на верстаті деталей у значній мірі визначається точністю й твердістю шпиндельного вузла. Основним розрахунками для шпинделів є розрахунки на твердість.

Для розрахунків ухвалюємо торцеве симетричне фрезерування фрезою торцевий кінцевий 2214-0321/001 ГОСТ 22088-76.

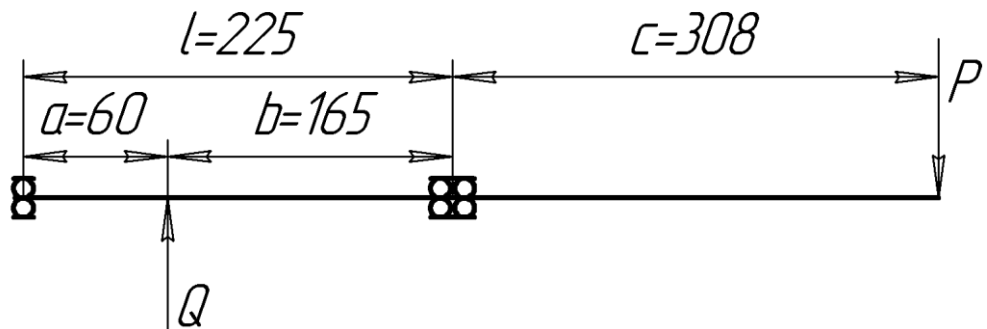


Рис. 4.11. Схема навантаження шпинделя

Розраховуємо силу різання P :

$$P = \sqrt{P_Y^2 + P_Z^2},$$

де: P_Z – окружна сила, Н; $P_Z = 18680$ Н;

P_Y – радіальна складова, Н;

$$P_Y = 0,3 \cdot P_Z = 0,3 \cdot 18680 = 5604 \text{ Н.}$$

$$P = \sqrt{18680^2 + 5604^2} = 19502 \text{ Н.}$$

Визначаємо силу, що діє в зачепленні Q :

$$Q = \sqrt{F_t^2 + F_r^2},$$

де: F_t – радіальна складова,

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_o} = \frac{2 \cdot 364,25}{0,168} = 4336 \text{ Н;}$$

F_r – окружна складова,

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_o / \cos \beta = 4756 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 15^\circ = 1524 \text{ Н.}$$

									СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
										40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-						

$$\theta_B = \frac{1}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 4,9 \cdot 10^6} \cdot \left[19502 \cdot 308 \cdot 225 - 0,5 \cdot 4596 \cdot 60 \cdot 165 \cdot \left(1 + \frac{60}{308} \right) - 18 \cdot 10^5 \cdot 225 \right] =$$

$$= 3,1 \cdot 10^{-5}, \text{ рад.}$$

Визначаємо реакції опор.

$$\sum Y = 0: \quad -R_A + Q + R_B - P = 0;$$

$$R_A = 4596 + 44972,5 - 19502 = 30066,5 \text{ Н.}$$

$$\sum M_A = 0: \quad Q \cdot 60 + R_B \cdot 225 - P \cdot (225 + 308) = 0;$$

$$R_B = \frac{19502 \cdot (225 + 308) - 4596 \cdot 60}{225} = 44972,5, \text{ Н.}$$

Визначаємо радіальну твердість опор кочення в припущенні їх без со-
ромної установки:

$$j = \frac{R}{\delta' + \delta''},$$

де: R – реакція опори, Н;

δ' – величина пружного зближення тіл кочення й кілець підшипни-
ків, мм;

$$\delta' = k_1 \cdot (0,1 \cdot R)^\alpha,$$

δ'' – контактна деформація на поверхні посадки кілець
підшипників, мм;

$$\delta'' = \frac{4 \cdot R \cdot k_2}{\pi \cdot d \cdot b} \cdot \left(1 + \frac{d}{D} \right),$$

де: d й D – діаметр підшипників, мм;

b – ширина підшипників, мм;

k_1, k_2, α – коефіцієнти.

Для розрахунків ухвалюємо підшипник легкої серії ГОСТ 8338-75
№220. Його основні параметри: $d=100$ мм; $D=180$ мм; $b=34$ мм.

$$\delta'_A = (0,002 \cdot 100) \cdot 10^3 \cdot (0,1 \cdot 30066,5)^{2/3} = 0,042 \text{ мм.}$$

$$\delta''_A = \frac{4 \cdot 30066,5 \cdot 0,0005}{\pi \cdot 100 \cdot 34} \cdot \left(1 + \frac{100}{180} \right) = 0,0023 \text{ мм.}$$

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		42

$$j_A = \frac{30066.5}{0,042 + 0,0023} = 678702 \text{ Н/мм.}$$

$$\delta'_A = (0,002 \cdot 100) \cdot 10^3 \cdot (0,1 \cdot 44972.5)^{2/3} = 0,054 \text{ мм.}$$

$$\delta''_A = \frac{4 \cdot 44972.5 \cdot 0,0005}{\pi \cdot 100 \cdot 34} \cdot \left(1 + \frac{100}{180}\right) = 0,013 \text{ мм.}$$

$$j_B = \frac{44972.5}{0,054 + 0,013} = 671231 \text{ Н/мм.}$$

Визначаємо деформацію кінця шпинделя від піддатливості опор:

$$y_n = \frac{R_A}{j_A} \cdot \left(1 + \frac{c}{l}\right) + \frac{R_B}{j_B} \cdot \frac{c}{l}.$$

$$y_n = \frac{30066.5}{678702} \cdot \left(1 + \frac{308}{225}\right) + \frac{44972.5}{671231} \cdot \frac{308}{225} = 0.015 \text{ мм.}$$

Обчислюємо прогин шпинделя з обліком його власних пружних деформацій і пружних деформацій опор:

$$y_{III} = y_c + y_n.$$

$$y_\phi = 0.029 + 0.015 = 0.044 \text{ мм.}$$

$$[y] = (0.0001 \div 0.0002)l = 0.0002 \cdot 225 = 0.045 \text{ мм.}$$

$$[y] > y_{III}.$$

Прогин шпинделя, що менше допускається прогину.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		43

5. ПАРАМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ В МОДУЛІ

APM GRAPH

Вал - тіло обертання східчастої форми, призначене для передачі крутного моменту за допомогою змонтованих на ньому механічних передач, кожна крапка якого в результаті обертання навантажується змінним навантаженням, що циклічно змінюється в часі. Із цієї причини вали мають особливий статус серед усієї сукупності деталей машин. Це дуже відповідальні деталі, безпека яких багато в чому визначає працездатність вузла й машини в цілому.

Працездатність - здатність вала зберігати свої властивості й пручатися руйнуванню за певний період часу, зазначений у технічному завданні (ТЗ). Якщо остання умова виявляється не виконаним, то це може привести не тільки до руйнування самого вала, але й виходу з ладу встаткування в цілому.

Для валів, як правило, характерно стомлене руйнування, коли найбільші місцеві напруження викликають поява стомлених тріщин, які збільшуються в міру росту числа циклів навантажень і при досягненні певних лінійних розмірів викликають руйнування вала. Ріст стомлених тріщин зупинити неможливо, але обмежити їхні лінійні розміри величинами, безпечними з погляду міцності, можливо, і робиться це шляхом вибору відповідної геометрії вала, матеріалу й механічної обробки.

Незважаючи на уніфікацію у виборах форми й геометричних розмірів валів, їх проектування є комплексним і різноманітним процесом, що вимагають від конструктора вміння паралельного проектування вала, механічних передач, опор і різних з'єднань вала.

					СФ40.00.00.000 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-	Параметричне моделювання		
Розроб.	Сенський						
Перевір.	Кроль						
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.	Соколов				Літ.	Арк.	Акрушів
						44	
СНУ кафедра МПМ							

5.1. Правила побудови параметричних моделей

Досягнення високих техніко-експлуатаційних показників формотворних вузлів і деталей металорізальних верстатів (МР) неможливо без повної вистави про їхнього механіка й докладного аналізу різноманіття факторів, що впливають на їхню якість. Для валів металорізальних верстатів відомі типові схеми, які дозволяють представляти вали у вигляді окремих верстатних модулів, досягаючи при цьому скорочення строків проектування [2]. Використання цих схем припускає постійний обіг конструктора до автоматизованих довідників (базам даних), що містять необхідну інформацію: типові схеми валів, каталоги підшипникових опор, довідкові матеріали по нормах точності й ін.

Параметричне моделювання здійснюється в середовищі САПР Winmachine [4], модуль APM GRAPH (Рис.5.1).

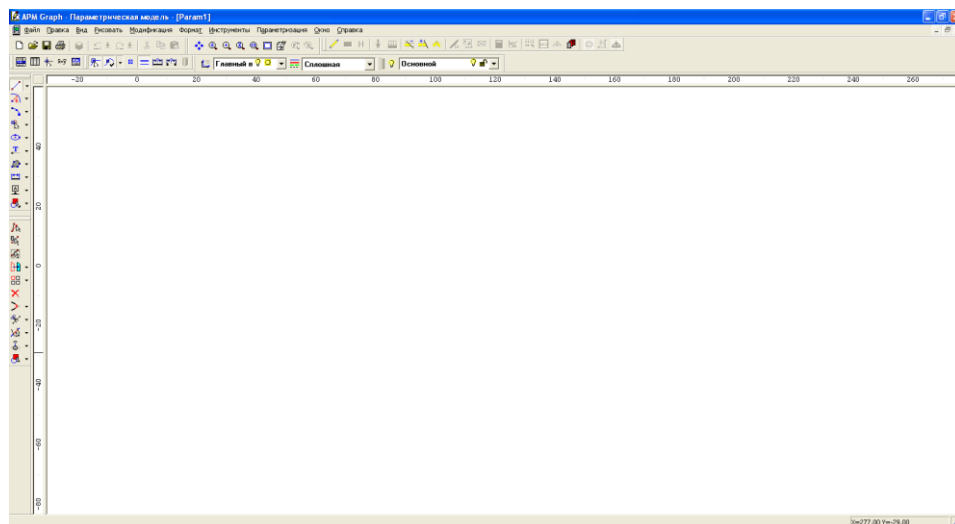


Рис.5.1 Вікно модуля APM GRAPH

Послідовність створення параметричної моделі включає наступні процедури:

- 1) Аналіз вихідних даних і поділ їх на вихідні й похідні. До вихідних даних належать потужність електродвигуна, що допускається напруга на крутіння й ін. До похідних можна віднести діаметри й довжини щаблів, розміри шпонкових з'єднань і шлицевих з'єднань;

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		45

2) Уведення вхідних даних у діалогове вікно «Змінні» (Рис.5.2). Для вихідних даних задається тільки значення, а для похідних даних також і вираження, що є функцією вихідних і вже оголошених похідних даних;

Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
N		5.5	Мощность электродвигателя
kpd		0.94	КПД
tau		12	Допускаемое напряжение на кручение
n1		1268.75	Частота вращения вала
T	$9550 \cdot N \cdot kpd / n1$	38.9150738916	Крутящий момент
d11	$(T \cdot 10^{-3} / (0.2 \cdot \tau))^{1/3}$	25.3105863312	Предварительный диаметр 1-ой ступени
d1	$18 \cdot (d11 > 15 \cdot d11 <= 19) + 20 \cdot (d11 < 15 \cdot d11 <= 19)$	25	Диаметр 1-ой ступени
l1	$\text{floor}(1.5 \cdot d1)$	37	Длина 1-ой ступени
t	$2 \cdot (d1 > 17 \cdot d1 < 24.5) + 2.2 \cdot (d1 < 17 \cdot d1 < 24.5)$	2.2	Высота буртика
d2	$d1 + 2 \cdot t$	29.4	Предварительный диаметр 2-ой ступени
d22	$20 \cdot (d2 > 15 \cdot d2 < 20) + 25 \cdot (d2 < 15 \cdot d2 < 20)$	30	Уточненный диаметр 2-ой ступени
l2	$1.3 \cdot d22$	39	Длина 2-ой ступени
h	$5 \cdot (d1 > 12 \cdot d1 < 17) + 6 \cdot (d1 < 12 \cdot d1 < 17)$	7	Ширина шпонки
r1	$3 \cdot (d1 > 12 \cdot d1 < 17) + 3.5 \cdot (d1 < 12 \cdot d1 < 17)$	4	Глубина шпонки
r	$1.6 \cdot (d1 > 17 \cdot d1 < 24.5) + 2 \cdot (d1 < 17 \cdot d1 < 24.5)$	2	Радиус
d31	$d22 + 3 \cdot r$	36.4	Диаметр 3-ей ступени
l3		200	Длина 3-ей ступени
d3	$28 \cdot (d31 > 25 \cdot d31 <= 28) + 32 \cdot (d31 < 25 \cdot d31 <= 28)$	36	Уточненный диаметр 3-ей ступени
h1	$3 \cdot (d3 > 27 \cdot d3 <= 42) + 4 \cdot (d3 < 27 \cdot d3 <= 42)$	3	Высота шлица
D3	$2 \cdot h1 + d3$	42	Большой диаметр 3-ей ступени
b	$7 \cdot (d3 > 27 \cdot d3 <= 42) + 6 \cdot (d3 < 27 \cdot d3 <= 42)$	7	Ширина зуба шлица
r1	$0.3 \cdot (d3 > 27 \cdot d3 <= 42) + 0.5 \cdot (d3 < 27 \cdot d3 <= 42)$	0.3	Радиус скругления зуба шлица
f1	$0.4 \cdot (d3 > 27 \cdot d3 <= 42) + 0.5 \cdot (d3 < 27 \cdot d3 <= 42)$	0.4	Фаска зуба шлица
z	$6 \cdot (d3 > 27 \cdot d3 <= 28) + 8 \cdot (d3 < 27 \cdot d3 <= 28)$	8	Число шлицев
x3	$100 \cdot n1 + 2$	176	

Рис. 5.2 Вікно «змінні»

3) Графічне завдання послідовності команд у вікні «Команди» (Рис.5.3), що забезпечують побудову моделі вала або його фрагмента; У списку параметричних команд вказуються їхні параметри, задані в п. 2 або допоміжні змінні, створені в процесі побудови моделі;

Список параметрических команд

0. Рисование отрезка через две точки
 1. Рисование отрезка через две точки
 2. Рисование отрезка через две точки
 3. Рисование отрезка через две точки
 4. Рисование отрезка через две точки
 5. Рисование точки на пересечении двух объектов

Условие выполнения команды: 1 (Будет выполнена)

Создаваемый объект (отрезок): 1

Контрольная точка №1

Описание	Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
X			0	
Y			0	

Контрольная точка №2

Описание	Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
Длина	d1		25	
Угол			90	

Рис.5.3. Вікно «Список параметричних команд»

4) Аналіз відповідності сформованої в такий спосіб моделі з необхідної й, при необхідності виправлення параметрів моделі, або зміна способу побудови всієї моделі або її частини.

5) Аналіз правильності побудови побудованої моделі при різних значеннях вихідних даних.

5.2. Побудова параметричної моделі ступені вала

Конструкція ступеней вала залежить від типу й розмірів установлених на них деталей (зубчастих коліс, підшипників, муфт, зірочок, шківів) і способів закріплення цих деталей в окружному й осьовому напрямках.

При розробці конструкції вала беруть до уваги технологію складання й розбирання передач, механічну обробку, стомлену міцність і витрата матеріалу при виготовленні [1,2].

Для запобігання осьових переміщень вищенаведених деталей на валах застосовуються наступні способи осьового фіксування:

- упором одного з торців маточини колеса в буртик з однієї сторони й установкою на щаблі вала розпірної втулки між іншим торцем маточини й торцем внутрішнього кільця підшипника;

- установкою двох розпірних втулок між обома торцями маточини колеса й торцями внутрішніх кілець підшипників;

- закріпленням внутрішнього кільця підшипника з обох торцев; при цьому зовнішнє кільце не закріплене в корпусі й допускає осьове переміщення вала в обох напрямках (плаваюча опора);

- закріпленням внутрішнього й зовнішнього кілець підшипника з обох торцев, що обмежує осьове переміщення вала в обох напрямках (фіксує опора).

Окружне закріплення коліс, елементів відкритих передач, шківів здійснюється посадками, шпонковими з'єднаннями й з'єднаннями з натягом.

Для виконання розрахунків вала необхідно знати його конструкцію (місця додатка навантаження, розташування опор і т.п.). У теж час розробка

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		47

конструкції вала неможлива без хоча б наближеної оцінки його діаметра. На практиці звичайно використовують наступний порядок проектного розрахунків валів:

- Попередньо оцінюють середній діаметр вала з розрахунку тільки на крутіння при знижених напругах, що допускаються (згинальний момент поки невідомий, тому що невідомі розташування опор і місця додатка навантажень).

Напруги крутіння

$$\tau = T/W_p = 103 \cdot T / (0,2 \cdot d^3) \leq [\tau]$$

Звідки визначаємо розрахунковий діаметр

$$d = \sqrt[3]{10^3 \cdot T / 0,2 \cdot [\tau]},$$

де: T – обертаючий момент на валу, Н·м;

$[\tau]$ – крутіння, що допускається напруга на. Звичайно ухвалюють занижені значення $[\tau] = 12 \div 20 \text{ МПа}$.

Попередньо оцінити діаметр проектованого вала можна також орієнтуючись на діаметр того вала з яким він з'єднується (вали передають однаковий момент T). Наприклад, якщо вал з'єднується з валом електродвигуна, то діаметр його вхідного кінця можна прийняти рівним або близьким до діаметра вихідного кінця вала електродвигуна.

Після оцінки діаметра вала розробляють його конструкцію. Залежно від способу передачі руху від одного вала до іншого можна використовувати наступні співвідношення для визначення розмірів щаблів вала (табл. 5.1). Діаметри й довжини щаблів валів d і l округлити до найближчих стандартних чисел, визначаючи діаметр кожного наступного щабля за стандартним значенням діаметра попередньої. Стандартні значення d_2 і d_4 під підшипники прийняти рівними діаметру внутрішнього кільця підшипника. Стандартні значення діаметрів і довжин інших щаблів прийняти за ДСТ 6636-69.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		48

Розміри щаблів вала

Щабель вала і її розміри d, l		Вал - шестірня конічна	Вал – шесті- рня циліндрична	Вал - черв'як	Вал колеса
1-я. Під елемент відкритої передачі або напівмуфту	d_1	$d_1 = \sqrt[3]{10^3 \cdot T / (0,2 \cdot [\tau])}$			
	l_1	$l_1 = (0,8 \dots 1,5)d_1$ – під зірочку; $l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1$ – під шків $l_1 = (1 \dots 1,5)d_1$ – під шестірню; $l_1 = (1 \dots 1,5)d_1$ – під напівмуфту			
2-я. Під ущільнення кришки с отвором і підшипник	d_2	$d_2 = d_1 + 2 \cdot t$ – під ущільнення	$d_2 = d_1 + 2 \cdot t$		
	l_2	$l_2 = 0,6 d_2$ – під ущільнення	$l_2 = 1,5 d_2$	$l_2 = 2 d_2$	$l_2 = 1,25 d_2$
3-я. Під шестірню, колесо	d_3	$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r$ – можливо $d_3 \leq d_{f e_1}$; $d_3 > d_{f e_1}$	$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r$ можливо $d_3 \leq d_{f_1}$ при $d_3 > d_{a_1}$ прийняти $d_3 = d_{a_1}$		$d_3 =$ $d_2 + 3,2 \cdot r$
	l_3	l_3 – визначити графічно по ескізній компановке			
4-я. Під підшипник	d_4	$d_4 = d_3 + (2 \dots 4) \text{мм}$	$d_4 = d_2$		
	l_4	l_4 – визначити графічно	$l_4 = B + c$ – для кулькових підшипників $l_4 = T + c$ – для роликових підшипників (кін)		
5-я. Упорна або під різьблен- ня	d_5	d_5 залежно від d_2 (табл.2.2)	Не конструюють		$d_5 = d_3 + 3f$
	l_5	$l_5 = 0,4 d_4$			l_5 визначи- ти графічно

При побудові параметричної моделі щаблі вала (Рис.5.2) використовуються свій унікальний набір параметрів. У вікні редагування параметрів команди в заголовку вказується ім'я параметра, що редагується. У поле *Значення* вводиться число, якщо для даного параметра не потрібно вираження. У поле *Вираження* задається аналітичне або строкове вираження для даного параметра (вираження представлено в таблиці 5.1). При цьому вираження – є функція змінних, попередньо заданих у діалогові вікні змінних, або допоміжних змінних, створених у процесі побудова моделі. Так для визначення значення довжини першому щабля l_1 (під відкриту передачу) використовується похідний параметр d_1 , який у свою чергу визначається через вихідні змінні (крутний момент T_1 крутіння, що й допускається напруга на, $[\tau]$).

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		

У поле *Коментар* можна вказати коментар для параметра.

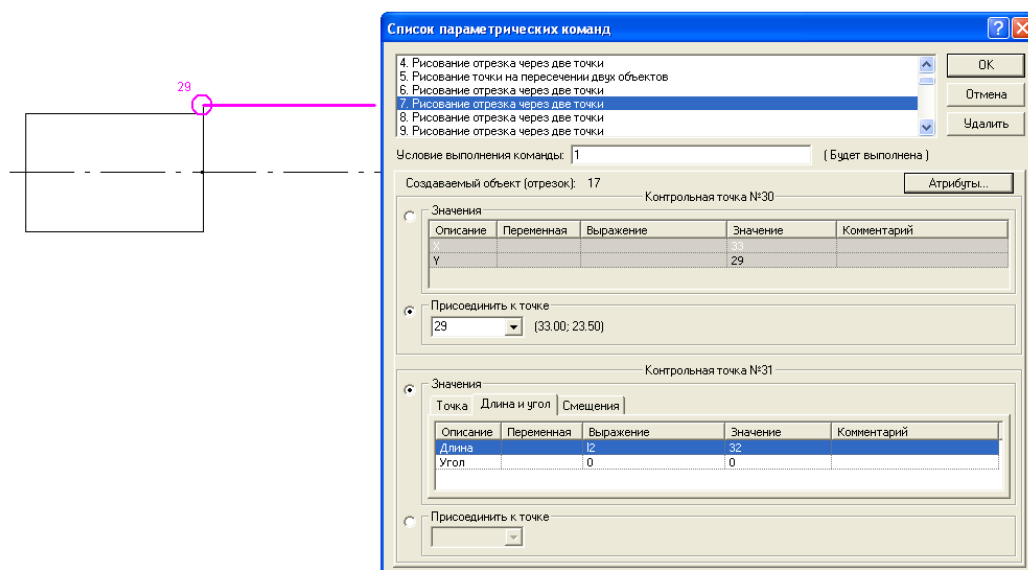


Рис.5.4. Фрагмент параметричної моделі ступені вала

6. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

6.1. Загальні відомості

Безпека праці на верстаті забезпечується його конструкцією й виготовленням відповідно до вимог ГОСТ 12.2.009-80, ГОСТ 12.2.040-79, ГОСТ 12.2.086-83, "Правил обладнання електроустановок" изд.

Робота на фрезерних верстатах може супроводжуватися наявністю ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, до яких належать:

- електричний струм;
- дрібна стружка та аерозолі мастильно-охолодної рідини;
- шматочки, що відлітають, металу;
- висока температура поверхні оброблюваних деталей і інструментів;
- підвищений рівень вібрації;
- механізми, що рухаються машини й, що пересуваються вироби, заготовки, матеріали;
- недостатня освітленість робочої зони, наявність прямій і відбитої відображеності, підвищена пульсація світлового потоку.

При розробці справжньої Типової інструкції використані наступні стандарти системи безпеки праці: ГОСТ 12.0.003-74 "Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація", ГОСТ 12.L004--91 "Пожежна безпека. Загальні вимоги", ГОСТ 12.3.002-75 "Процеси виробничі. Загальні вимоги безпеки", ГОСТ 12.3.025-80 "Обробка металів різанням. Вимоги безпеки" і ін.

Фрезерувальники при провадженні робіт згідно з наявною кваліфікацією зобов'язано виконувати вимоги безпеки, викладені в справжній Типовій інструкції.

					СФ40.00.00.000 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Да-</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Сенський</i>			Техніка безпеки	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Кроль</i>					51	29
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Соколов</i>						
						СНУ кафедра ПОМВІ		

У випадку невиконання положень справжньої Типової інструкції працівники можуть бути притягнуті до дисциплінарної, адміністративної, карної і матеріальної відповідальності відповідно до законодавства України залежно від ваги наслідків.

5.2 Заводська інструкція із ТБ

1. Для обслуговуючого персоналу.

Увага! Забороняється працювати на несправному верстаті.

1.1. До роботи на верстаті допускаються особи, ознайомлені з його обладнанням, правилами експлуатації, що пройшли інструктаж з техніки безпеки при роботі на металорізальнім устаткуванні вказівки, що вивчили, заходів безпеки.

1.2. До транспортування верстата і його складових частин допускаються особи, що вивчили правила транспортування й минулі інструктаж з техніки безпеки, що мають посвідчення на право виконання цих робіт.

2. При транспортуванні й установці верстата.

2.1. Транспортування й установку верстата робити тільки за допомогою вантажопідйомних механізмів згідно з вимогами й схемам транспортування.

2.2. При розконсервації слід керуватися вимогами безпеки ГОСТ 9.014.

2.3. При монтажі й демонтажі для надійного зачалування та безпечного переміщення деталей і складальних одиниць використовувати римболты, отвору й інші обладнання передбачені конструкцією верстата. У запобігання ушкодження лакофарбового покриття складових частин масою, не більш 16 кг підкласти під них дерев'яні й чи повстяні підбивки.

3. Підготовка верстата до роботи.

3.1. Рухливі механізми верстата, що перебувають у зоні різання повинні бути закриті захисними кожухами й огороженням.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		52

3.2. Захист від стружки й СОЖ оператора, що працює на верстаті простору, що й оточує, здійснюється огороженням зони різання з листового матеріалу з оглядовими прозорими вікнами.

3.3. Для запобігання поломки деталей верстата й травмування обслуговуючого персоналу верстат оснащений запобіжними обладнаннями від перевантаження.

3.4. Верстат має блокування, що виключають: пуск шпинделя при не затиснутому інструменті; розжим інструмента при обертовому шпинделі; обертання шпинделя при підготовці до зміни інструмента;

Переміщення по осях x, y, z при незапланованій зупинці шпинделя; вимикання обертання шпинделя раніше вимикання подачі.

3.5. При будь-якій несправності верстата, а також з появою постійного шуму у вузлах верстата, при перерві й подачі електроенергії, гідропоста-чання верстат слід відключити.

3.6. При відновленні раптово зниклого напруги самовільного вими-кання приводів не повинне бути.

3.7. Для підключення електроустаткування до живильної мережі, а також для відключення його під час роботи або в аварійній ситуації є вступ-ної автоматичний вимикач.

3.8. При первісному пуску верстата перевіряється дія кнопки "Ава-рійний стоп", установленної на пульті керування, із грибоподібним штовхаль-ником червоного кольору й примусовим поверненням. Кнопка відключає все електроустаткування верстата незалежно від режиму роботи.

3.9. На шафах коробах, що розгалужують, і нішах, де недостатньо яс-но показане, що там утримується електрична апаратура, є попереджувачі зна-ки електричної напруги за ДСТ 12.4.026-76.

3.10. Над кожним заземлюючим елементом поміщений символ "Зазем-лення" за ДСТ 21130-75.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		

ВИСНОВОК

У зв'язку з тим, що основними завданням верстатобудування є створення високопродуктивних верстатів, підвищення точності, підвищення технічних характеристик, використання уніфікованих вузлів, зниження часу проектування й відновлення парку, у ході бакалаврської роботи було зроблене дослідження привода головного руху вертикально-фрезерного верстата моделі СФ40 у середовищі АРМ Win Machine.

У бакалаврській роботі було дано технічне обґрунтування верстата, обрана оптимальна кінематична структура коробки, зроблений проектний розрахунок вузлів і деталей коробки швидкостей. А так само зроблені розрахунки шпинделя на жорсткість.

					СФ40.00.00.000 ПЗ		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Да-</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Сенський</i>			Висновок		
<i>Перевір.</i>		<i>Кроль</i>					
<i>Реценз.</i>							
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>		<i>Соколов</i>					
					<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
						54	
<i>СНУ Кафедра МІМ</i>							

ЛІТЕРАТУРА

1. Методичні вказівки до дипломного проектування металорізальних верстатів (для студентів спеціальності 1202 усіх форм навчання) /Сост.: Н.І. Могильний, В.М. Моїсєєв. - Ворошиловград: ВМСИ, 1989. - 40 с.

2. Тарзиманов Г.А. Проектування металорізальних верстатів, – 3-е изд., перераб. і доп. - М.: Машинобудування, 1980. - 288 с., іл.

3. Зарубицкий Е.У., Покинтелица Н. І., Плахотник В. А. И ін. Курсове проектування металорізальних верстатів. Навчальний посібник. - Луганськ: изд-у СНУ, 2000. - 322.

4. Довідник технолога-машинобудівника. В 2-х т. Т. 2/ Під ред. А. Г. Косиловой і Р. К. Мещерякова. - 4-е изд., перераб. і доп. - М.: Машинобудування, 1986. 496с., іл.

6. Методичні вказівки до обґрунтування технічних характеристик металорізальних верстатів у курсовім і дипломнім проектуванні (для студентів спеціальності 1202) /Сост. Н. І. Могильний, В. М. Моїсєєв. - Луганськ: ЛМСИ, 1991. - 80 с.

7. Методичні вказівки по курсовім проектуванню металорізальних верстатів для студентів спеціальності 0501 і 0635 ч.4./ Сост. Н. І. Могильний, В. М. Моїсєєв. Ворошиловград: ВМИ, 1982. - 51.

8. Кучер А.М., Кватицкий М.М., Покровський А.А. Металорізальні верстати (альбом загальних видів, кінематичних схем і вузлів). Машинобудування, 1972 р. – 308 с.: іл.

					СФ40.00.00.000 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Література		
Розроб.		Сенський					
Перевір.		Кроль					
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.		Соколов			Літ.	Арк.	Акрюшів
						55	29
					СНУ кафедра МПМ		

9. Проников А.С., Аверьянов О.І., Аполлонов Ю.С. і ін. Проектування металорізальних верстатів і верстатних систем: Довідник-Підручник. В 3-х т. Т. I: Проектування верстатів; Під общ. ред. А.С. Проникова. -М.: МГТУ ім. Н.Є. Баумана: Машинобудування, 1994. - 444 с.: іл.

10. Проников А.С., Аверьянов О.І., Аполлонов Ю.С. і ін. Проектування металорізальних верстатів і верстатних систем: Довідник-Підручник. В 3-х т. Т. II. Ч.I: Розрахунки й конструювання вузлів і елементів верстата; Під общ. ред. А.С. Проникова. -М.: МГТУ ім. Н.Є. Баумана: Машинобудування, 1995. - 371 с.: іл.

11. Проников А.С., Аверьянов О.І., Аполлонов Ю.С. і ін. Проектування металорізальних верстатів і верстатних систем: Довідник-Підручник. В 3-х т. Т. II. Ч.II: Розрахунки й конструювання вузлів і елементів верстата; Під общ. ред. А.С. Проникова. -М.: МГТУ ім. Н.Є. Баумана: Машинобудування, 1995. - 320 с.: іл.

12. Безпека виробничих процесів: Довідник / С. В. Белов, В. Н. Бринза, Б. С. Векшин і ін.; Під общ. ред. С. В. Белова. - М.: Машинобудування, 1985. - 448 с., іл.

13. Посібник з експлуатації. Верстат вертикально-фрезерний моделі СФ40.

14. Шевченко С.В., Деталі машин. Розрахунки, конструювання, завдання. Л.: – СНУ 2000. - 487 с.

15. Цехнович Л.І., Петриченко І.П. Атлас конструкцій редукторів,: Учеб посібник.- 2-е изд., перераб і доп. - ДО: Вища шк. 1990.- 151 с.: іл.

16. Аршинів В. А., Алексеев Г. А. Різання металів і різальний інструмент. Изд. 3-е, перераб. і доп. Підручник для машинобудівних технікумів. М., Машинобудування, 1976 440с. з іл.

					СФ40.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Да-		54