

Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Кафедра цифрових технологій в інжинірингу

Методичні вказівки
до виконання курсової роботи з дисципліни
«Розрахунок і конструювання технологічних машин»

Одеса 2023

Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Кафедра цифрових технологій в інжинірингу

Методичні вказівки
до виконання курсової роботи з дисципліни
«Розрахунок і конструювання технологічних машин»

Затверджено
на засіданні кафедри
цифрових технологій в
інжинірингу Протокол № 1
від 31.08.2023 р.

Одеса 2023

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Розрахунок і конструювання технологічних машин» для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка. / Укладачі: В.М. Тіхенко, О.А. Волков. Одеса: Одеська політехніка, 2023. – 21 с.

Укладачі: В.М. Тіхенко, д-р техн. наук, професор
О.А. Волков, ст. викладач.

Дисципліна «Розрахунок і конструювання технологічних машин» (РКТМ) входить до циклу дисциплін професійної підготовки магістрів зі спеціальності 131 «Прикладна механіка» і є обов'язковою для вивчення та семестрової атестації при формуванні індивідуального навчального плану студента. Ця дисципліна повинна сформувати у студентів знання, практичні навички, необхідні при розрахунку та конструюванні технологічних машин, механізмів, вузлів металорізальних верстатів та верстатних комплексів, вміння на підставі техніко-економічних вимог робити вибір сучасних типових рішень компонувань, вирішувати задачі конструювання.

Курсова робота (КР) з дисципліни «Розрахунок і конструювання технологічних машин» виконується студентами одночасно з вивченням дисципліни РКТМ та після вивчення дисциплін: «Теорія механізмів і машин», «Взаємозамінність стандартизація та технічні вимірювання», «Деталі машин», «Теорія технічних систем», «Динаміка технічних систем», «Методи формоутворення», «Приводи верстатів та механізмів», «Моделювання та дизайн машин», «Машини та технологічне обладнання».

КР є самостійною роботою студентів, котра формує нові знання за фахом і сприяє практичному застосуванню та закріпленню теоретичних знань, отриманих при вивченні дисципліни РКТМ. У процесі виконання цієї роботи студенти опановують особливості методики розрахунку та конструювання технологічних машин на прикладі металорізальних верстатів, як найбільш характерних представників цих машин.

КР можуть виконуватись за тематикою трьох напрямків:

1. навчальні КР;
2. дослідницькі КР;
3. реальні КР при наявності завдання підприємств.

Тематика КР може періодично зазнавати уточнення і корегування. В будь-якому випадку, об'єктами КР є приводи технологічних машин, а саме металорізальних верстатів (за тематикою вищенаведених напрямків). Тому узагальнена назва КР – «Розробка конструкції приводу головного руху верстата по типу базового».

Всі необхідні документи і розділи пояснювальної записки розташовуються в наступному порядку:

- титульний лист (наведено в додатку Б);
- анотація;
- лист завдання на КР (наведено в додатку А);
- відомість роботи (наведено в додатку Д)
- Зміст;
- Вступ;
- Розділ 1. Стислий опис верстата, який є базовим для КР;
- Розділ 2. Кінематичні розрахунки;
- Розділ 3. Силові розрахунки;
- Висновок;
- Список використаних джерел;
- додатки (специфікації, роздруковки розрахунків на ЕОМ і т. п.).

Розрахунки супроводжуються посиланнями на джерела літератури, з яких отримана дана інформація (в квадратних дужках).

Рекомендації з оформлення пояснювальної записки

Вступ повинен містити стисло інформацію про роль технологічних машин, в тому числі металорізальних верстатів, у виробництві сучасних машин і приладів для різних галузей промисловості. Слід відзначити важливість процесів проектування металорізальних верстатів для забезпечення високої продуктивності і якості продукції.

Стислий опис верстата, який є базовим для КР, є необхідним для конкретизації кінематичних та силових розрахунків згідно варіанта завдання, а також для виконання креслень по аналогії з базовим верстатом.

У металорізальних верстатах використовуються приводи головного руху та приводи подач. При виконанні КР перевага віддається приводам головного руху, але можливо виконати розрахунок і конструювання, наприклад, електромеханічного або гідравлічного приводу подачі (за погодженням з керівником КР).

Приводи головного руху сучасних металорізальних верстатів можуть бути з безступінчастим, ступінчастим і комбінованим регулюванням частот обертання шпинделя [1, 2]. В даний час найбільшого поширення набули комбіновані способи зміни частот обертання шпинделів. Комбіновані приводи структурно складаються з ступінчастих коробок і безступінчастих приводів, що включаються послідовно. Таке поєднання забезпечує великий діапазон безступінчастого регулювання обертання шпинделя [2, 3].

Розрахунок приводу складається з двох основних етапів – кінематичного і силового. Силовий розрахунок полягає у визначенні діаметрів валів і модулів зубчастих, конструктивних розмірів і форм інших деталей приводу верстата.

На етапі кінематичного розрахунку на основі мінімальної та максимальної частоти обертання шпинделя та знаменника ряду визначаються діапазон частот обертання, геометричний ряд зміни частот обертання, який відповідає числу швидкостей (ступенів). Також визначаються види передач від електродвигуна до вхідного валу коробки швидкостей і при необхідності діаметри шківів ремінних передач.

Кінематичний розрахунок приводу головного руху має на меті визначення передавальних відносин і чисел зубців групових передач.

Він складається з наступних етапів:

1. Вибір конструктивного варіанту.
2. Вибір структурної формули та структурної сітки.
3. Побудова графіка швидкостей обертання валів і визначення передаточних відносин групових передач.
4. Визначення чисел зубців зубчастих коліс.
5. Розробка кінематичної схеми приводу.

При побудові графіка чисел оборотів шпинделя необхідно виконувати умову – більш швидкохідні вали слід розташовувати ближче до електродвигуна для уникнення великих крутних моментів на них, що призводить до збільшення габаритів коробки і небажаним динамічним явищам. Для визначення чисел зубів шестерень необхідно задати суми зубів групових передач і в залежності від передавального числа передач знайти їх значення.

Методика кінематичних розрахунків шпиндельного вузла з ступінчастим і комбінованим регулюванням детально розглядається на практичних заняттях №3 і №4 з дисципліни РКТМ.

Силовий розрахунок полягає у визначенні діаметрів валів і модулів зубчастих, конструктивних розмірів і форм інших деталей приводу верстата.

Навантаження на головний привод свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатів, призначених для чергової і чистової обробки чорних і кольорових сплавів, визначають наступним чином [7]. або Мінімальну частоту обертання шпинделя визначають за режимом розгортання отворів інструментами з швидкорізальної сталі в чавунних заготовках або твердосплавними інструментами у сталевих заготовках. Максимальну частоту обертання шпинделя знаходять за режимом чистового розточування отворів різцями з надтвердих матеріалів в алюмінієвих заготовках.

Найбільший момент або потужність на шпинделі токарних верстатів середніх розмірів знаходять за умови, що виконується поздовжнє чернове точіння заготовки з конструкційної сталі, що має діаметр, рівний 0,8 висоти центрів верстата. При цьому використовується різець з платівкою з твердого сплаву з покриттям. Глибина різання t приймається приблизно рівною $\sqrt[3]{D}$, де D – найбільший діаметр оброблюваної заготовки. Найбільша частота обертання шпинделя визначається за режимами чистового точіння сталевих заготовки діаметра $0,12 \cdot D$ різцем, оснащеним композитом, або при точінні заготовки з кольорового сплаву синтетичним полікристалічним алмазом. Найменша частота обертання шпинделя обумовлена режимом розгортання.

Силові розрахунки проводяться за методиками дисципліни «Деталі машин» з урахуванням особливостей конструкції та умов експлуатації верстата [2, 6].

Номінальна потужність i -го валу P_i визначається за формулою

$$P_i = P_d \cdot \eta_{\text{заг}} \text{ кВт,}$$

P_d – потужність електричного двигуна, кВт;

$\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД кінематичного ланцюга від двигуна до i -го валу, що розраховується, дорівнює добутку ККД всіх складових елементів цієї ділянки (зубчастих і ремінних передач, ККД підшипників в опорах валів). Значення ККД складових елементів наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Значення коефіцієнта корисної дії η

Елементи передач	η
Передачі пасові всіх типів	0,96
Циліндрична зубчаста передача	
зі шліфованими зубцями	0,99
З не шліфованими зубцями	0,98
Конічна зубчаста передача	0,97
Підшипники кочення (пара)	0,99
Підшипник ковзання з примусовим змащенням	0,985

У верстатах з одним двигуном приводу головного руху і подачі для валів коробки швидкостей, розташованих після відгалуження приводу подач, при розрахунку P_i враховують витрату потужності на подачу введенням коефіцієнта γ ($\gamma = 0,96 \dots 0,97$ – для токарних і револьверних верстатів, $\gamma = 0,95 \dots 0,96$ – для свердлильних)

$$P_i = P_d \cdot \eta_{\text{заг}} \cdot \gamma \text{ кВт.}$$

Для розрахунку валів, зубчастих коліс, опор та інших деталей потрібно знайти найбільший крутний момент, який діє на кожний вал приводу. Визначення цього моменту здійснюється при мінімальній частоті обертання вала за наступним виразом

$$M_k = 9550 \frac{P_i}{n},$$

де n – найменша частота обертання вала, який розраховується, хв^{-1} .

Попередній розрахунок діаметра вала проводиться на кручення за умовними допустимими напруженнями на кручення, які приймаються в межах $[\tau]_k = (19,6 \cdot 10^6 \dots 24,5 \cdot 10^6) \text{ Н / м}^2$.

Орієнтовно діаметр вала d визначається за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot [\tau]_k}} \text{ м,}$$

Якщо $M_k = 9565 \cdot P/n \approx 0,2 \cdot d^3 \cdot [\tau]_k$, Н·м,

Тоді $d \approx c \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$, м,

де M_k – крутний момент на валу, Н·м;

$[\tau]_k$ – умовне допустиме дотичне напруження на кручення, Н / м²;

P – потужність на валу кВт,

n – найменше частота обертання вала, хв^{-1}

c – коефіцієнт, при $[\tau]_k = 19,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ – $c = 0,136$, при $[\tau]_k = 24,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ – $c = 0,125$.

Одержані значення діаметрів закругляють до найближчого стандартного значення, мм.

Діаметр шпинделя в передній опорі вибирають в залежності від типу верстата та потужності приводного електродвигуна (табл. 2).

Таблиця 2

Діаметри шпинделів в передній опорі, мм

Верстати	Потужність приводного електродвигуна верстатів, кВт						
	1,5... 2,5	2,5... 3,5	3,5... 5,5	5,5... 7	7,5... 11	11... 14,5	14,5... 18
Токарні	60... 80	70... 90	70... 105	95... 130	110... 145	140... 165	150... 190
Фрезерні	50... 90	60... 90	60... 195	75... 100	90... 105	100... 115	–

Після визначення діаметрів валів потрібно вибрати шпоночні або шліцеві з'єднання для зубчастих коліс. Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані, поперечні перерізи шпонок вибирають залежно від діаметра вала за таблицями. Довжину шпонок встановлюють із конструктивних міркувань, а потім перевіряють з'єднання на міцність, або безпосередньо визначають з умови міцності. Повну довжину шпонки l узгоджують із стандартним рядом довжин.

Основним розрахунком з'єднання є розрахунок на зминання бічних вузьких граней шпонки і бічних стінок пазів в маточині. При проектуванні відповідальних з'єднань призматичну і сегментну шпонки крім зминання перевіряють також на зріз.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M}{d \cdot l \cdot (h - t)} \leq [\sigma_{зм}],$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{зр}],$$

де M – крутний момент, що передає шпонка, Н·м;

d – діаметр вала, мм;

b, h – відповідно ширина та висота шпонки, мм;

t_1 – глибина паза вала, мм;

l_p – робоча довжина шпонки, мм; $l_p = l - b$.

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання: при сталевих маточинах $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 150$ МПа. Менші значення приймають при передачі нерівномірних або ударних навантажень.

$[\tau_{зр}] = 60 \dots 80$ МПа; менші значення приймають при нерівномірному або ударному навантаженні.

Шліцеві з'єднання перевіряють на міцність по напруженням зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M}{d_{cp} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma_{зм}],$$

де d_{cp} – середній діаметр шліцевого з'єднання, $d_{cp} = (D + d)/2$ мм, D – зовнішній діаметр, мм; d – внутрішній діаметр, мм;

z – кількість шліців;

h – висота поверхні контакту зубів, мм $h = [(D - d)/2] - 2 \cdot f$; f – висота фаски шліца, мм (подвоєне значення зумовлено наявністю фаски на валу та на втулці);

l – довжина поверхні контакту зубів, мм, мм;

ψ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами, $\psi = 0,7 \dots 0,8$.

Допустимі напруження зминання для поверхонь шліців, без термообробки при спокійному навантажуванні та нерухомому з'єднанні, $\sigma_{зм} = 100 \dots 120$ МПа.

Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс виконують згідно ГОСТ 16532-70. У навчальній практиці, як правило, за заданими навантаженнями здійснюються проектувальні розрахунки, а потім перевіряють за різними критеріями працездатності. Перевірочні розрахунки на витривалість за контактним і згинальним напруженням виконуються згідно ГОСТ 21354-87.

Розрахунок зубчастих коліс коробок швидкостей, які є закритими передачами, проводиться на витривалість за контактними напруженнями та за напруженнями згину з урахуванням матеріалів зубчастих коліс та характеристик поверхневого шару контактуючих поверхонь.

Наприклад, найбільш поширеним є матеріал колеса – сталь 30ХГТ ГОСТ 4543-71. Термообробка – нітроцементация з загартуванням і наступним шліфуванням робочих поверхонь.

В цьому випадку визначення модулів починається з розрахунку їх за контактним напруженням з перевіркою за напруженням згину та проводиться за наступними формулами

$$m_{\text{кн}} = \frac{k_1}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k(u+1) \cdot k_2}{\psi_{bd} \cdot u \cdot [\sigma_{\text{кн}}]^2}},$$

$$m_{\text{зг}} = k_3 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot k_4 \cdot Y}{\psi_{bd} \cdot z^2 \cdot \sigma_3}},$$

де $m_{\text{кн}}$ – модуль, розрахований за контактним напруженням, мм;

$m_{\text{зг}}$ – модуль, розрахований за напруженням згину, мм;

M_k – крутний момент на колесі, що розраховується, Н·м;

u – передавальне відношення (приймається завжди більше 1) ;

z – число зубів меншого колеса з пари коліс, що знаходяться в зачепленні;

k_1 – допоміжний коефіцієнт, для прямозубих передач $k_2 = 770$ МПа; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження за шириною вінця,

k_2 – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження за шириною вінця;

ψ_{bd} – відношення ширини b вінця зубчастого колеса до початкового діаметру шестерні d (приймається значення 0,2 ... 0,4) ;

k_3 – допоміжний коефіцієнт, для прямозубих передач $k_3 = 14$ МПа;

$\sigma_{\text{кн}}$ – допустиме контактне напруження, $\sigma_{\text{кн}} = 1150$ МПа;

k_4 – коефіцієнт, що враховує поверхневу твердість, $k_4 = 1,07$;

Y – коефіцієнт форми зуба;

σ_3 – допустиме напруження за згину, $\sigma_3 = 330$ МПа.

Одержані значення модулів закругляють до найближчого стандартного значення, мм.

До зубчастих передач верстатів пред'являються підвищені вимоги по шуму і точності. Для понижуючих зубчастих передач коробок швидкостей верстатів нормальної і підвищеної точності рекомендується в проектному розрахунку призначати сьомий ступінь точності, для підвищують - шосту.

Методика розрахунку шпindelного вузла на жорсткість детально розглянута у практичному занятті №5.

Розрахунок шпинделя на вібростійкість полягає в порівнянні частот власних коливань шпинделя та вимушених коливань з метою уникнення їх резонансу. На попередній стадії (ескізне проектування) визначають власну частоту коливань шпинделя.

Наближений розрахунок власної частоти шпинделя f , який не має великих зосереджених мас, можна проводити за формулою [2]

$$f = \frac{\gamma}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot I_1}{m \cdot (1 + \lambda)^3 \cdot a^2}} \text{ Гц},$$

де m – маса шпинделя, кг;

E – модуль пружності матеріалу шпинделя, Н/мм², $E = 2,25 \cdot 10^5$ Н/мм²;

I_1 – усереднений момент інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами, мм⁴;

λ – коефіцієнт, $\lambda = l / a$;

l та a – довжина прольотної та консольної частини шпинделя, мм;

$\gamma = f(k)$ – коефіцієнт, який для $k = 2,5 \dots 3,5$ лежить в межах 2,3-2,4.

Чим вище власна частота та менше резонансна амплітуда, тим кращими потенційними можливостями володіє шпиндельний вузол. Зазвичай перша власна частота 500-600 Гц повинна бути вище частоти обертання шпинделя не менше ніж на 30%. Слід враховувати, що при наявності зосереджених мас на шпинделі (зубчасті колеса, елементи пристосувань і т.п.) значення f виходять завищеними.

Маса шпинделя може бути визначена через його об'єм V і питому вагу матеріалу γ

$$m = \frac{\gamma}{g} \cdot V,$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9.8$ м/с².

Визначення геометричних розмірів валів, зубчастих коліс, підшипників і інших деталей необхідні для розробки ескізного компонування приводу.

Спеціально для шпиндельних вузлів металорізальних верстатів випускаються наступні типи підшипників:

- дворядні роликотидшипники з короткими циліндричними роликами типу 31821000 і 4162900 (ГОСТ 7634-75);

- кулькові упорно-радіальні здвоєні підшипники з кутом контакту 60° типу 178800 Л по ГОСТ 20821-75.

Упорні комбіновані роликотидшипники типу 504000 застосовують в якості опор ходових гвинтів в приводах подач верстатів з ЧПК.

Тип підшипників вибирається залежно від виду навантаження і швидкості обертання. Їх розрахунок здійснюється за коефіцієнтом працездатності.

Рекомендації з оформлення графічної частини

Графічна частина КР виконується відповідно до вимог Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) на двох листах, як правило, з використанням САПР.

Кінематична схема виконується згідно вимог ЄСКД на окремому аркуші (рекомендований формат А3).

Коробки швидкостей (як складальний вузол) зображуються в розгорнутому вигляді, коли все вали розташовуються в одній площині. Таке розташування дозволяє показати конструкцію коробки в цілому. Крім того, необхідно показати розміщення і конструкцію зубчастих коліс, способи кріплення їх на валах, конструкцію підшипникових вузлів, способи їх

регулювання. При виконанні креслення слід продумати питання складання окремих елементів коробки швидкостей в цілому.

Розміри шпинделя, за винятком розмірів переднього кінця, вибираються конструктивно. Конфігурація переднього кінця шпинделя вибирається залежно від способу кріплення інструменту або заготовки. Так як для їх кріплення застосовують стандартні пристосування, то передні кінці шпинделів в основному стандартизовані. Залежно від вимог до процесу зміни інструменту або пристосувань центрування здійснюється конусом Морзе, конусами конусності 7/24 або 1/3.

Конфігурація внутрішніх поверхонь визначається наявністю отвору для пруткового матеріалу і конструкцією затискного пристрою, вбудованого в шпиндель.

На кресленні розгортки коробки швидкостей вказуються габаритні розміри, посадочні розміри шліцьових, шпонкових з'єднань, підшипникових вузлів із зазначенням посадок і міжосьові відстані валів коробки швидкостей.

Також повинні бути вказані: номери позицій складових частин коробки; габаритні розміри коробки; розміри, граничні відхилення та інші параметри, які повинні бути виконані або проконтрольовані за даним кресленням; технічні вимоги; технічна характеристика (при необхідності).

На кресленні всі складові частини складальної одиниці нумеруються відповідно до номерами позицій, зазначеними в специфікації цієї складальної одиниці. Номери позицій вказують на полицях ліній-виносок. Товщина ліній-виносок повинна бути такою ж, як у розмірних ліній на даному кресленні (суцільна тонка). Товщина лінії-полки повинна дорівнювати товщині лінії-виноски. Лінію-виноску закінчують точкою. Розмір шрифту номерів позицій повинен бути на один-два номери вище, ніж розмір шрифту, прийнятого для розмірних чисел на тому ж кресленні.

Номери позицій розташовують паралельно основного напису креслення поза контуром зображення і групують в колонку або рядок по можливості на одній лінії. Між технічними вимогами і основним написом не допускається поміщати зображення, таблиці і т. п. Ширина колонки тексту не більше 185 мм. Відстань між текстом і основним написом не менше 20 мм.

Для проекрованої коробки швидкостей повинна бути складена специфікація, яка визначає склад коробки. Специфікацію складають на від окремих аркушах на формах 1 і 1а. Правила виконання специфікації наведені в ЄСКД (ГОСТ 2.106-68). Специфікація в загальному випадку складається з розділів, які розташовані в такій послідовності: документація; комплекси; складальні одиниці; деталі; стандартні вироби; інші вироби; матеріали; комплекти. Наявність тих чи інших розділів визначається складом виробу. Найменування кожного розділу вказують у вигляді заголовка в графі «Найменування» і підкреслюють.

Зміст пояснювальної записки та її приблизний об'єм наведено в таблиці.

Назва складових частин пояснювальної записки	Приблизний об'єм КР, сторінок
Вступ	1-2
Стислий опис верстата, який є базовим для КР (призначення, типорозмір, особливості компонування вузлів тощо)	5-6
Кінематичний розрахунок приводу	5-7
Розробка кінематичної схеми приводу	4-5
Силові розрахунки окремих елементів вузла	8-10
Висновки	1
Список використаних джерел	1
Додатки (наприклад, специфікація на коробку швидкостей, що розробляється)	–
Всього	25-30

Список використаних джерел з літературних джерел та Інтернету складається з джерел, використаних для виконання КР (за правилами бібліографічного опису). В розділах пояснювальної записки необхідно надавати посилання з номерами джерел в квадратних дужках (запозичення чужих матеріалів розглядається як плагіат).

Пояснювальна записка виконується на аркушах формату А4, шрифт – Times New Roman 14, міжрядковий інтервал – 1,5. Кожний розділ починається з нової сторінки.

Обсяг та зміст пояснювальної записки може корегуватися керівником КР в залежності від складності схем і/або креслень, використання комп'ютерних програм та ін.

Для студентів **заочної форми** навчання курсова робота виконується за тематикою кафедри в об'ємі, який не перевищує 30 годин на його виконання.

Захист курсової роботи здійснюється відповідно до графіка навчального процесу. Оцінювання виконання курсової роботи здійснюється згідно Наказу ректора Національного університету «Одеська політехніка» про організацію навчального процесу.

Таблиця 3

Варіанти завдань (номер варіанта за списком групи).

Знаменник ряду зміни частот обертання шпинделя для всіх варіантів $\varphi = 1,25$.

Варіант	Структурна формула z	n_d хв ⁻¹	n_{max} хв ⁻¹	n_{min} хв ⁻¹	P_d кВт	Модель верстата, яку прийняти як базову
1	2×2×2	985	630	200	5,5	Горизонтально-фрезерний 6P81
2	3×3	1480	2000	315	4,0	Вертикально-свердлильний 2H135
3	3×2	1470	1250	400	7,5	Вертикально-фрезерний 6P12
4	2×3	1470	1600	500	11,0	Токарно-гвинторізний 16K20
5	3×3	980	1250	200	2,2	Фрезерний широкоуніверсальний 676П
6	2×3×2	1440	2000	160	4,0	Радіально-свердлильний 2M55
7	3×3	1470	2000	315	7,0	Токарно-гвинторізний 16K20
8	2×2×2	980	630	200	7,5	Горизонтально-фрезерний 6P81
9	3×3	2480	2000	315	3,0	Вертикально-свердлильний 2H125
10	3×2	1480	1250	400	5,5	Вертикально-фрезерний 6P12
11	2×3	2470	1600	500	10,0	Токарно-гвинторізний 16K20
12	3×3	1480	1250	200	4,0	Фрезерний широкоуніверсальний 676П
13	2×3×2	1440	2000	160	4,5	Радіально-свердлильний 2H55
14	3×3	2460	2000	315	12,0	Токарно-гвинторізний 16K20
15	3×2	1480	1250	400	6,5	Горизонтально-фрезерний 6P81

Література

1. Основна література

1. Бочков В.М., Сілін Р.І, Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник. – Львів: Бескід Біт, 2008. – 448 с.

2. Москальов А.П. Проектування металообробних верстатів: навчальний посібник. – Миколаїв, НУК, 2007. – Кн. 1. – 396 с.

2. Василюк Г.Д., Лоев В.Ю., Мельничук П.П. Конструювання, розрахунок та експлуатація токарних верстатів з ЧПК : Навч. посібник. – Житомир: ЖІТІ, 2001.– 400 с.

3. Кузнєцов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Навчальний посібник. – К.; Тернопіль: Змок; Гнозис, 2001.– 354 с.

2. Додаткова література

4. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Частина 1. Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання. Під ред. Ю. М. Кузнєцова. Кіровоград, 2003.

Додаток А

Міністерство освіти і науки України
 Національний університет «Одеська політехніка»
 Інститут цифрових технологій, дизайну та транспорту
 Кафедра цифрових технологій в інжинірингу

Завдання на курсову роботу
 з дисципліни
 «Розрахунок і конструювання технологічних машин»

*РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ВЕРСТАТА
 ПО ТИПУ БАЗОВОГО*

Студент
 групи _____ П.І.Б. _____

Об'єкт курсової роботи: вертикально-свердлильний верстат з найбільшим діаметром свердління 25 мм (в якості базового верстата прийняти вертикально-свердлильний верстат моделі 2Н125).

Початкові дані: структурна формула $z = 3 \times 2$; частота обертання вала електродвигуна $n_d = 1480 \text{ хв}^{-1}$; частоти обертання шпинделя $n_{max} = 1600 \text{ хв}^{-1}$, $n_{min} = 250 \text{ хв}^{-1}$; потужність електродвигуна 2,2 кВт.

Перелік питань, які підлягають розгляду: виконати кінематичний та силовий розрахунок приводу головного руху верстата з визначенням геометричних розмірів коробки швидкостей.

Перелік листів графічної частини один аркуш формату А3 (кінематична схема та графік частот обертання шпинделя), один аркуш формату А1 (креслення коробки швидкостей (розгортка)).

Студент
 _____ підпис _____ П.І.Б. _____

Керівник
 _____ підпис _____ П.І.Б. _____

Додаток Б

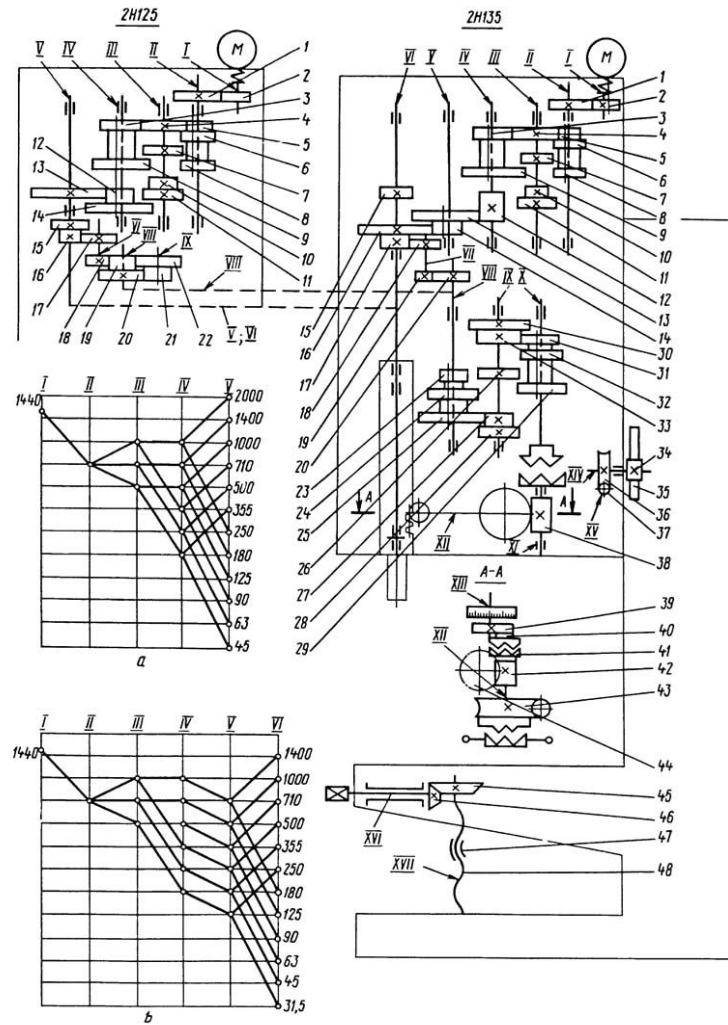


Рис. 1. Кінематична схема свердлильного верстата 2H125 (для розміщення в першому розділі)

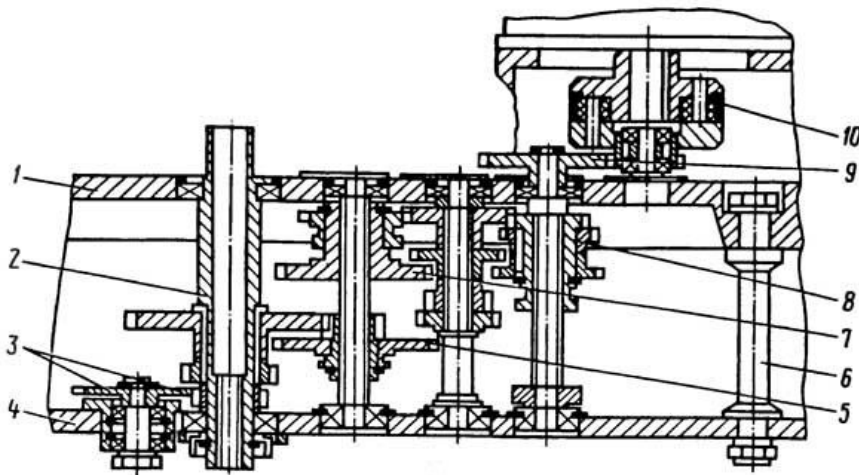


Рис. 2. Коробка швидкостей вертикально-свердлильного верстата 2H125 (для розміщення в першому розділі)

Технічні характеристики верстата 2Н125

Найменування параметру	2Н125
Основні параметри верстата	
Найбільший діаметр свердління в сталі 45, мм	25
Найменша і найбільша відстань від торця шпинделя до столу, мм	60...700
Найменша і найбільша відстань від торця шпинделя до плити, мм	690...1060
Відстань від осі вертикального шпинделя до напрямних стійки (виліт), мм	250
Робочій стіл	
Розміри робочої поверхні стола, мм	450×500
Число Т-образних пазів. Розміри Т-образних пазів	3
Найбільше вертикальне переміщення столу (вісь Z)	270
Шпиндель	
Найбільше переміщення (установче) головки шпинделя, мм	170
Найбільше переміщення (хід) шпинделя, мм	200
Переміщення шпинделя на одну поділку лімба, мм	1,0
Переміщення шпинделя на один оборот маховичка-рукоятки, мм	122,46
Частота обертання шпинделя, хв ⁻¹	45...2000
Кількість швидкостей шпинделя	12
Найбільший допустимий крутний момент, Нм	250
Конус шпинделя	Морзе 3
Механіка верстата	
Число ступенів робочих подач	9
Межі вертикальних робочих подач на один оборот шпинделя, мм	0,1...1,6
Управління циклами роботи	Ручне
Найбільша допустима сила подачі, кН	9
Динамічне гальмування шпинделя	Присутнє
Привод	
Електродвигун приводу головного руху, кВт	2,2
Електронасос охолоджуючої рідини, тип	X14-22М
Розмір верстата	
Габарити верстата, мм	2350×785×915
Маса верстата, кг	880

Додаток В

Міністерство освіти і науки України
 Національний університет «Одеська політехніка»
 Інститут цифрових технологій, дизайну та транспорту
 Кафедра цифрових технологій в інжинірингу

КУРСОВА РОБОТА

з дисципліни «Розрахунок та конструювання технологічних машин»

на тему: _____

Студента (ки) _____ курсу _____ групи
 галузь знань - механічна інженерія
 спеціальність 131 прикладна механіка

 (прізвище та ініціали)

Керівник _____

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

Національна шкала _____

Кількість балів: _____

Оцінка: ECTS _____

Члени комісії

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

Згідно стандарту кожному технічному документу повинно бути присвоєно позначення у вигляді групи кодів. Нижче наведені позначення всіх складових частин курсової роботи у відповідності з класифікатором ЕСКД. Розглянемо їх на прикладі:

КРРКТМ	МІ181	02	04	00	СК
1	2	3	4	5	6

Як видно з прикладу, позначення креслення або будь-якого документу складається з шести груп кодів (для креслень деталі використовуються тільки п'ять).

Група 1. Курсова робота з дисципліни «Розрахунок і конструювання технологічних машин».

Група 2. Індекс навчальної групи, в якій навчається студент.

Група 3. Порядковий номер студента за списком групи.

Група 4. Номер документу або проєктованого вузла.

Рекомендуються наступні коди:

01- відомість курсової роботи;

02- завдання на курсову роботу;

03- розрахунково-пояснювальна записка;

04- проєктований вузол (якщо в роботі розробляється два вузла, то другий з них позначається 05). На схемах і графіках, якщо такі наводяться на аркуші, необхідно ставити 00.

Група 5. Номера оригінальних деталей (в позначенні вузла ставиться 00).

Група 6. Додаткові літерні позначення: ВО – загальний вид; СК – складальне креслення (розгортка, розрізи); К – схема кінематична, ПЗ – пояснювальна записка.

Позначення проставляють в обов'язковому порядку на всіх кресленнях і документах роботи, причому в пояснювальній запасці не тільки на першому, а й на все подальше аркушах.

Додаток Г

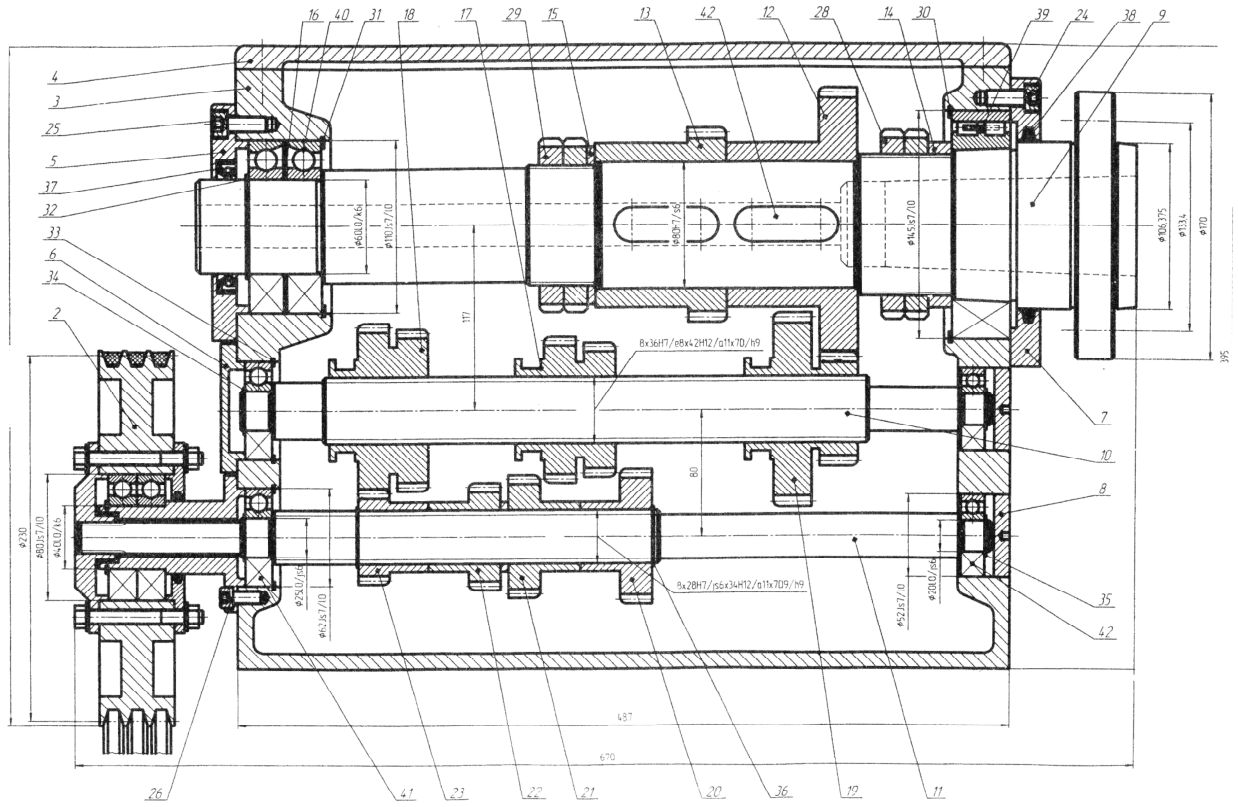


Рис.3. Приклад креслення розгортки коробки швидкостей токарного верстата

Додаток Д

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. аркушів	№ екз.	Примітка
1						
2			<u>Документація загальна</u>			
3						
4	A4	КР.МІ181.04.01.00 ВР	Відомість КР	1		
5	A4	КРБ.МІ181.04.02.00 ЗР	Завдання на КР	1		
6	A4	КРБ.МІ181.04.03.00 ПЗ	Пояснювальна записка			
7						
8			<u>Кресленики</u>			
9						
10	A3	КРБ.МІ181.04.00.00 К	Кінематична схема	1		
11	A1	КРБ.МС181.04.04.00 СК	Шпindelний вузол	1		
12				1		
13						
14				1		
15				1		
16						
17				1		
18				1		
19				1		
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
				КР.МІ181.04.01.00 ВР		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
Розроб.					Літера	Аркуш
Керівник	Тіхенко В.М				у	1
Н. контр.						1
Зав. каф.	Тіхенко В.М.				Одеська політехніка Кафедра ЦТІ	
Відомість роботи						