

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання практичних робіт з курсу
«Теоретична та прикладна механіка»
(Розрахунок курсового проєкту з ТММ)
для студентів денної форми навчання спеціальності
141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка**

2022

Методичні вказівки до виконання практичних робіт з курсу «Теоретична та прикладна механіка» (Розрахунок курсового проєкту з ТММ) для студентів денної форми навчання спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка /Укл.: С.Ю.Кружова, А.Д.Фурсіна,, - Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 15 с.

Укладачі: С.Ю.Кружова, ст. викладач
А.Д.Фурсіна, доцент, к.т.н.

Рецензент: А.А.Скребцов, доцент, к.т.н.

Відповідає за випуск: А.Д.Фурсіна, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри
механіки
Протокол № 6_
від «_26_» __01__ 2022 року

Рекомендовано до видання
НМК БАД факультету
Протокол № 4_
від «_10_» __02__ 2022 року

ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ	4
1. ВИБІР СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ПРИВОДУ	6
2. ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА	7
3. ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ВІДНОШЕННЯ ПРИВОДУ	8
4. ВИБІР ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ	8
5. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ТА РОЗМІРІВ МАХОВИКА	11
6. РОЗРАХУНОК КОЛИВАНЬ У ПРИВОДІ	12
ЛІТЕРАТУРА	15

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

При проектуванні нових машин до них ставляться вимоги високих експлуатаційних, технологічних, виробничих, а також економічних якостей. Ці вимоги представляють собою складний комплекс задач. Розв'язання цих задач полягає в виконанні аналізу та синтезу машини, що проектується, в розробці її кінематичної схеми, яка б забезпечила відтворення необхідного закону руху.

Для виконання цих задач студент має вивчити основні положення теорії механізмів і машин, загальні методи кінематичного та динамічного аналізу, набути навички використання цих методів для проектування механізмів і машин різних типів. Курсове проектування, що пропонується студентам, сприяє закріпленню, поглибленню, збагаченню теоретичних знань, а також застосуванню цих знань до комплексного рішення конкретних інженерних задач по дослідженню та розрахунку механізмів і машин. Курсове проектування розвиває у студентів творчу ініціативу та навички науково-дослідницької роботи.

Проект із прикладної механіки (ПМ) виконується на трьох аркушах відповідно до окремих етапів у строк, встановлений кафедрою. Він комплектується пояснювальною запискою (ПЗ) і представляється до захисту не пізніше, ніж за 15 днів до початку іспитів. ПЗ та креслення до курсового проекту (КП) мають бути оформлені відповідно до вимог ЄСКД.

Зміст графічної частини.

Лист 1. Кінематична схема приводу та вихідні дані.

Аркуш 2. Складальний креслення приводу.

Аркуш 3. Робоче креслення елемента приводу.

Усі листи КП виконуються на креслярському папері формату А1 (584 x 841) відповідно до ГОСТу 2.301-6.3.

Зміст та оформлення ПЗ пишеться коротко (20-25 с.) чорнилом на одному боці паперу формату А4 (210x297) згідно з СТП 3-83, без формулювань теорем та визначень.

Відстань між рядками має бути 8-12 мм. Сторінки пояснювальної записки повинні мати поля зліва – не менше 30 мм, праворуч – не менше 10 мм, зверху – 20 мм, знизу – 20 мм.

Усі сторінки пронумеровані арабськими цифрами. Нумерація від

початку і до кінця, перша сторінка – титульна (не нумерується), друга – завдання до КП, третя – реферат, тощо. Номер сторінки зазначається у правому верхньому кутку.

Рівняння і формули записуються в загальному вигляді, потім підставляються числові значення формули, і після цього записуються остаточні результати з одиницями вимірювань.

Зміст ПЗ рекомендується розділити на частини, підрозділи та розділи, що позначаються арабськими цифрами, та розташувати у послідовності:

- | | |
|-------------------|---------------------------------------|
| 1) титульний лист | 5) основна частина; |
| 2) завдання до КП | 6) додатки; |
| 3) реферат; | 7) список використовуваної літератури |
| 4) зміст; | |

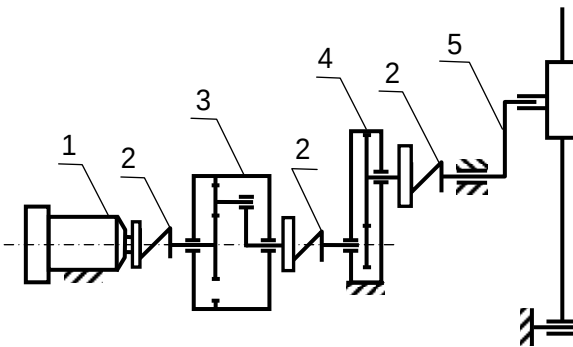
Допускається виконання КП на комп'ютері за допомогою графічного пакету програм AutoCAD та текстового редактора Word, шрифт – Times New Roman, 12.

1 ВИБІР СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ПРИВОДУ

Привод – це механізм із двигуном для приведення в дію різних машин. Енергія, необхідна для роботи машини, передається від валу двигуна додатковими пристроями – механічними приводами (зубчастими, пасовим тощо). Проектування приводу починається із складання кінематичної схеми. Схема розробляється з урахуванням конструктивної доцільності, досконалості кінематичних та силових параметрів, розмірів тощо.

Особливостями машин, що розглядаються у проєкті, є зміна сил опору та моменту інерції. Тому у привод повинна бути включена додаткова маса (маховик), що зменшує нерівномірність руху вхідної ланки робочого механізму машини. Зміна параметрів сил і мас робочого механізму машини призводить до великих динамічних навантажень у приводі, для зменшення яких включені еластичні елементи (еластичні муфти).

Відповідно до завдання структурна схема механічного агрегату включає (рис. 3.1, рекомендований варіант):



1 – двигун; 2 – муфти; 3 – планетарний редуктор;
4 – циліндричний редуктор; 5 – робочий механізм

Рисунок 1.1 – Структурна схема приводу

– двигун (швидкість обертання двигуна n_1 дана у завданні до курсового проєкту), а момент інерції ротора $J_{\text{дв}}$ та момент рушійних сил визначаються при виборі двигуна;

– планетарний редуктор (передаточне число, розміри редуктора, допустимий крутний, момент на вихідному валу визначаються при ви-

борі конкретного редуктора, що випускається виробництвом);

– циліндрична зубчаста передача (передаточне число, розміри,

допустимий крутний момент, на вихідному валу визначаються при виборі редуктора).

Примітка. Структурна схема приводу може бути змінена за дозволом керівника курсового проекту. Перевагу слід надавати планетарним циліндричним багатоступінчастим зубчастим передачам. У цьому випадку схема повинна забезпечити отримання конструктивного рішення, що дозволяє знизити динамічні навантаження приводу.

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА

Режими навантажень двигуна визначаються роботою машини. З умови рівності рушійних сил і сил опору при русі, що встановився, можна знайти момент рушійних сил на валу кривошипу

$$M_{в.кр} = A_{\partial в} / (2\pi) = A_{ко} / (2\pi \cdot \eta_{мех}), \quad (2.1)$$

де $A_{\partial в}$ – робота рушійних сил, Дж.;

$A_{ко}$ – робота сил корисного опору (береться із завдання), при куті обертання кривошипа, що дорівнює 2π , Дж.;

$\eta_{мех}$ – к.к.д. виконавчого механізму ($\eta_{мех} = 0,8 \dots 0,9$).

Тоді потужність двигуна дорівнює

$$P = M_{в.кр} \cdot \omega_{кр} / \eta_{пр}, \quad (2.2)$$

де $\omega_{кр}$ – кутова швидкість кривошипу;

$\eta_{пр}$ – к.к.д. приводу.

З кінематичної діаграми приводу його к.к.д. може бути визначений за формулою

$$\eta_{пр} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (2.3)$$

де $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ – к.к.д. окремих частин приводу, значення яких вибираються із додатку.

За отриманими значеннями потужності та кількістю обертів двигуна вибирається тип двигуна і визначається момент інерції ротора.

Технічні характеристики асинхронних двигунів серії А4, які використовуються в промисловості (загальні розміри, розміри вихідних валів, розміри місць з'єднання та ін.) наведені в довідниках.

3 ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ВІДНОШЕННЯ ПРИВОДУ

Загальне передатне відношення приводу від двигуна до кривошипу робочого механізму без урахування знака

$$|U_{14}| = n_1 / n_{кр}, \quad (3.1)$$

де n_1 і $n_{кр}$ - частоти обертання ротора двигуна та кривошипу відповідно.

Значення n_1 і $n_{кр}$ беруться із завдання до курсового проєкту.

У схему приводу включені двигун, одноступінчастий планетарний редуктор і одноступінчастий циліндричний редуктор. Тому передаточне відношення приводу визначається так:

$$U_{14} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34}, \quad (3.2)$$

де U_{12} – передаточне відношення планетарного редуктора;

U_{23} – передаточне відношення циліндричного редуктора;

U_{34} – передаточне відношення від валу циліндричного редуктора до валу кривошипу, $U_{14} = 1$.

Передаточні відношення редукторів вибираються із серії стандартних редукторів, що виготовляються промисловістю (ГОСТ 25301-95).

4 ВИБІР ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

Під час проєктування вибираються елементи приводу – двигун, редуктори, муфти. Тип двигуна вибирається з довідника за потрібними технічними характеристиками.

Параметри редукторів вибираються по передаточному відношенню, максимальному моменту на вихідному валу та числу обертів вхідного валу. Кутіві швидкості, число обертів двигуна (ω_1 ,

n_1), валу кривошипа ($\omega_{кр}$, $n_{кр}$), вихідних валів редукторів ($\omega_{ц1}$, $n_{ц1}$ – для циліндричного, $\omega_{пл1}$, $n_{пл1}$ – для планетарного) знаходяться за формулами

$$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30; \quad \omega_{кр} = n_{кр} / 30; \\ n_{цy} = n_{кр} \cdot U_{34}; \quad \omega_{цy} = \pi \cdot n_{цy} / 30; \quad n_{пл} = n_{цy} \cdot U_{23}; \quad \omega_{пл} = \pi \cdot n_{пл} / 30; \quad (4.1)$$

Крутні моменти на валу двигуна, вихідних валах планетарного та циліндричного редукторів та на валу кривошипу знаходяться за формулами

$$M_{цy} = M_{кр} / U_{34}; \quad M_{кр} = M_{к.о.(max)} / \eta_{мех}; \quad (4.2) \\ M_{пл} = M_{цy} / (U_{23} \cdot \eta_{цy}); \quad M_{дв} = M_{пл} / (U_{12} \cdot \eta_{пл}),$$

де $M_{цy}$ – максимальне значення крутного моменту, на вихідному валу циліндричного редуктора, Нм;

$M_{кр}$ – максимальне значення наведених сил корисного опору на валу кривошипу, Нм;

$M_{пл}$ – максимальне значення крутного моменту на вихідному валу планетарного редуктора, Нм;

$\eta_{цy}$ – к.к.д. циліндричного редуктора;

$M_{дв}$ – максимальне значення крутного моменту, на валу двигуна, Нм;

$\eta_{пл}$ – к.к.д. планетарного редуктора.

Механічні к.к.д. редукторів наведено у довідниках.

Параметри муфт вибираються за максимальними статичними крутними моментами. Тип муфти вибирається за її твердістю. Геометричні розміри та силові характеристики муфт представлені в ГОСТ 4006-55 (зубчасті муфти), ГОСТ 20742-81 (ланцюгові муфти), ГОСТ 20720-81 (кулачкові муфти), ГОСТ 21424-75 (втулочно-пальцеві муфти), ГОСТ 14084-76 (муфти з гумовими зірочками), ГОСТ 20434-82 (тороїдальні пружні муфти), ГОСТ 15620-77 (кулачкові муфти), ГОСТ 15621-77 (кулькові муфти).

Жорсткість валів із муфтами, зубчастими зачепленнями, шпонками тощо. визначається формулою

$$c_i = \frac{1}{1/c_{i1} + 1/c_{i2} \cdot n_2 + 1/c_{i3} + 1/c_{i4} \cdot n_4}, \quad (4.3)$$

де c_i – жорсткість валів із розташованими на них елементами, Нм/рад;

c_{i1} , c_{i2} , c_{i3} , c_{i4} – жорсткість валу, шпонкових з'єднань, муфти, зубчастих з'єднань i -ої частини, Нм/рад;

n_2 , n_4 – число шпонкових та зубчастих з'єднань.

Жорсткість пружних елементів приводу визначається за формулами:

- *циліндрична частина валу (кручення)*

$$c_{i1} = (G \cdot I) / l, \quad (4.4)$$

де G – модуль зсуву, Па;

$I = \pi \cdot d^4 / 32$ – полярний момент інерції перерізу;

d – діаметр, м;

l – довжина валу, м;

- *шпонкові з'єднання*

$$c_{i1} = k_d \cdot d^2 \cdot l \cdot h \cdot z, \quad (4.5)$$

де $k_d = 0,15 \cdot 10^{12}$;

d – діаметр валу, м;

l , h – довжина та висота шпонки, м;

z – кількість шпонок у перерізі;

- *зубчасте з'єднання*

$$c_{i4} = (k_t \cdot r^2 \cdot b) / U^2, \quad (4.6)$$

де $k_t = 1,5 \cdot 10^{10}$ Па;

r – радіус початкового кола, м;

b – ширина малого зубчастого колеса, $b = 2r$, м.

За цими формулами може бути визначена жорсткість частини валу без муфти. Вибрана жорсткість муфти має перевищувати жорсткості частин валу. Відповідно до вибраної жорсткості муфти, можна вибрати тип муфти. Жорсткості валів із встановленими на них елементами розраховуються за формулами (4.3 ... 4.6).

5 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ТА РОЗМІРІВ МАХОВИКА

Значення моменту інерції маховика, вказані у завданні, справедливі для маховика, розташованого на валу кривошипу ($J_{кр}$). Розташування маховика може бути різним – на валу двигуна, одному з валів редуктора, на валу кривошипа. При визначенні моменту інерції маховика в приводі слід враховувати момент інерції ротора двигуна і частин приводу, що обертаються, за рівнянням

$$J_{кр} \cdot \omega_{кр}^2 = J_{\partial в} \cdot \omega_1^2 + J_{пл} \cdot \omega_{пл}^2 + J_{цу} \cdot \omega_{цу}^2 + J_{м1} \cdot \omega_1^2 + J_{м2} \cdot \omega_{пл}^2 + J_{м3} \cdot \omega_{цу}^2, \quad (5.1)$$

де $J_{кр}$ – момент інерції маховика, встановленого на валу кривошипу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\omega_{кр}$ – кутова швидкість валу кривошипу, с^{-1} ;

$J_{\partial в}$ – момент інерції ротора двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\omega_{\partial в}$ – кутова швидкість ротора двигуна, с^{-1} ;

$J_{пл}$ – момент інерції рухомих частин планетарного редуктора, приведенного до валу з кутовою швидкістю $\omega_{пл}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\omega_{пл}$ – кутова швидкість вихідного валу планетарного редуктора, с^{-1} ;

$J_{цу}$ – момент інерції рухомих частин циліндричного редуктора, наведений до валу з кутовою швидкістю $\omega_{цу}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{м1}, J_{м2}, J_{м3}$ – моменти інерції маховиків, встановлених на вал двигуна, на вали редукторів з кутовими швидкостями $\omega_{н1}$ і $\omega_{цу}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Моменти інерції рухомих частин редукторів наведено у додатках.

Розміри маховика залежать від конструкції та матеріалів, з яких він виготовляється. При виборі матеріалів для маховика слід скористатись інструкціями: якщо колова швидкість менша, ніж 50 м/с, то маховик може бути виготовлений у вигляді литого чавунного колеса зі спицями, якщо колова швидкість близько 100 м/с – у вигляді сталевих литого колеса, якщо швидкість по колу менше 150 м/с – з хромо-нікелевої сталі.

Якщо діаметр маховика $D < 0.3$ м, рекомендується виготовляти маховик у формі диска (рис. 5.1). У цьому випадку діаметр та маса маховика визначаються за формулами

$$D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot J_m}{\pi \cdot c \cdot \rho}}; \quad m = 8J_m/D^2, \quad (5.2)$$

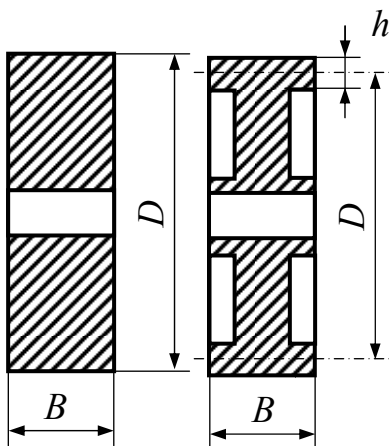


Рисунок 5.1

Рисунок 5.2

де $B/D = 0.2; \dots 0.4$;
 $\rho = 7300 \text{ кг/м}^3$.

В інших випадках ($D > 0.3 \text{ м}$) маховик виготовляється у вигляді колеса зі спицями та масивним ободом (рис. 5.2). Діаметр та маса такого маховика визначаються за формулами

$$D = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot I_m}{\pi \cdot k \cdot c \cdot \rho}}; \quad m = 4I_m/D^2, \quad (5.3)$$

де $k = h/D = 0.1; \dots 0.2$;
 $c = B/D = 0.1; \dots 0.2$;
 $\rho = 7300 \text{ кг/м}^3$.

6 РОЗРАХУНОК КОЛИВАНЬ У ПРИВОДІ

Насправді, ланки приводу мають пружність. Вали скручуються при навантаженні. Пружні муфти деформуються. Зубці в передачах також деформуються. Зазори в кінематичних парах утворюють зони нечутливості. Сили корисного опору, рушійні сили, приведені інерційні характеристики змінюються. Через ці зміни виникають збурювальні сили та коливання в приводі.

Тому обраний варіант характеристик елементів приводу (пружність муфт та ін), місць установки маховика може викликати збільшення або зменшення коливань, а отже, збільшення динамічних навантажень в приводі.

Схема приводу, яка необхідна для створення математичної моделі коливань, показана на рис. 1.1. Обертання з двигуна передається через вал і муфту з жорсткістю C_1 до планетарного редуктора з передаточним відношенням U_{12} і приведеним до

вихідного валу моментом інерції J_2 . Потім через вал 2 і муфту з жорсткістю c_2 обертання передається на циліндричний редуктор з передаточним відношенням U_{23} та приведеним до вихідного валу моментом інерції J_3 . З циліндричної зубчастої передачі обертання передається через вал 3 і муфту з жорсткістю c_3 на кривошип робочого механізму. Тут передатне відношення $U_{34}=1$. Момент інерції ротора двигуна – масою J_1 . Момент інерції робочого механізму, приведений до валу 3 – $J_{кр}(\varphi_{кр})$. Момент інерції маховика приводиться до валу, на якому він встановлений J_m . Можливі місця встановлення маховика показано на рис.1 штриховою лінією. Крутний момент на валу двигуна є постійним – $M_m=const$, приведений до валу момент корисних сил – $M_{kc}=M_{kc}(\varphi_{кр})$.

Особливістю пружного приводу є можливість виникнення резонансу. При збіганні частот збурень із частотами власних коливань амплітуда коливань збільшується. Існує декілька можливостей резонансу, що відповідають гармонікам збурювальних сил (1, 2, 3). Основний резонанс найбільш небезпечний. Для його уникнення слід реалізувати як дорезонансний режим $\omega < (0.5; \dots 0.7)k_0$, так і зарезонансний режим $\omega > (1.5; \dots 2.0)k_0$, де k_0 – власна частота коливань; ω – частота збурень, c^{-1} .

При дорезонансному режимі існує можливість виникнення резонансу від вищих гармонік збурювальних сил.

При зарезонансному режимі виникає проблема проходу системи через резонанс. Для приводу, що розглядається, можна припустити існування таких форм і частот власних коливань (рис. 6.1)

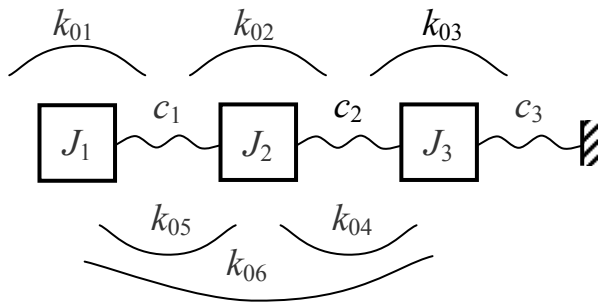


Рисунок 6.1

$$\begin{aligned}
k_{01} &= \sqrt{\frac{c_1}{J_1}}; \quad k_{02} = \sqrt{\frac{c_1 U_{12}^2 + c_2}{J_2}}; \quad k_{03} = \sqrt{\frac{c_2 U_{23}^2 + c_3}{J_3}}; \\
k_{04} &= \sqrt{\frac{c_1 U_{12}^2 U_{23}^2 + c_3}{J_2 U_{23}^2 + J_3}}; \quad k_{05} = \sqrt{\frac{c_2}{J_1 U_{12}^2 + J_2}}; \\
k_{06} &= \sqrt{\frac{c_3}{J_1 U_{12}^2 U_{23}^2 + J_2 U_{23}^2 + J_3}},
\end{aligned} \tag{6.1}$$

де c_1 – жорсткість валу 1 з деталями, Нм/рад;

c_2 – жорсткість валу 2 з деталями, Нм/рад;

c_3 – жорсткість валу 3 з деталями, Нм/рад;

k_{0i} – власні частоти коливань приводу, ($i = 1, \dots, 6$).

Частота збурень визначається частотою зміни сил корисного опору та приведенного моменту інерції. Значення $M_{kc}(\varphi_{kp})$ і $J_{kp}(\varphi_{kp})$ в діапазоні $0, \dots, 2\pi$ можуть бути представлені ступінчастими функціями, записаними у вигляді рядів Фур'є

$$M_{kc}(\varphi_{kp}); \quad J_{kp}(\varphi_{kp}) = 2 \sum_{n=1}^{n=\infty} (-1)^{n-1} \frac{\sin \varphi_{kp}}{n},$$

де φ_{kp} – кут повороту кривошипу.

Виходячи із практичного значення к.к.д. всього механізму (0.7 ... 0.8), при розгляді дорезонансних режимів слід брати до уваги коливання з частотами ω_{kp} та $3\omega_{kp}$.

Тоді при роботі в дорезонансному режимі нижні межі значень жорсткостей визначаються співвідношенням

$$3\omega_{kp} < (0,5-0,7)k_{0i}; \quad i=1, 2, \dots, 6. \tag{6.2}$$

За наявними даними інерційних та жорсткісних характеристик елементів приводу та передачних відношень визначають частоти власних коливань (3.15). Потім перевіряють виконання умови дорезонансного режиму роботи (6.2).

Якщо умови не виконуються, то змінюють жорсткісні характеристики муфт.

ЛІТЕРАТУРА

Булгаков В.М. та ін. Теорія механізмів і машин. Підручник для студентів закладів вищої освіти. К.: ЦУЛ, 2020,- 587с.

Теорія механізмів та машин під ред. Фролова К.: Наукова думка, 1982,-378с.

Гузенков П. Деталі машин. – М.: Вища школа, 1986, – 360 с.

Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Підручник.К.: Наукова думка, 2002,- 660с.

Курсове проектування деталей машин. / Кузьмін А. та ін. Частина 1, 2 – Мінськ, 1982,-383с.

Проектування механічних передач/ Чернявський С. та ін. – М.: Вища школа, 1984.-408с.

Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. Теорія механізмів і машин. Навчальний посібник. К.: Центр навчальної літератури, 2018,- 464с.

Динаміка машин та управління. Довідник/за ред. Креніна Г. – М.: Вища школа, 1988, – 240 с.