

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до самостійної роботи студентів і практичних**  
**занять з дисципліни «Деталі машин»**  
**для студентів напрямів підготовки**  
**6.050502 – «Інженерна механіка» та**  
**6.050503 – «Машинобудування» всіх форм**  
**навчання**

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до самостійної роботи студентів і практичних**  
**занять з дисципліни «Деталі машин»**  
**для студентів напрямів підготовки**  
**6.050502 – «Інженерна механіка» та**  
**6.050503 – «Машинобудування» всіх форм**  
**навчання**

Вінниця  
ВНТУ  
2015

Рекомендовано до видання Методичною радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 4 від 21. 11. 2013 р.)

Рецензенти:

**І. О. Сивак**, доктор технічних наук, професор

**А. О. Малярчук**, кандидат технічних наук, доцент

Методичні вказівки до самостійної роботи студентів і практичних занять з дисципліни «Деталі машин» для студентів напрямів підготовки 6.050502 – «Інженерна механіка» та 6.050503 – «Машинобудування» всіх форм навчання / Уклад. Р. Р. Обертюх, Л. К. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2015 – 31 с.

У методичних вказівках викладено основні методичні рекомендації для планування і організації самостійної (СРС) та індивідуальної роботи (ІРС) студентів із дисципліни «Деталі машин», а також наведена інформація про форми та контроль СРС, зміст ІРС (курсowego проекту) для денної та заочної форм навчання. В розділі методичних вказівок до практичних занять наведено мету цих занять, інформацію про форми їх організації та тематику, а також приклади розв'язування та оформлення задач за змістом дисципліни і умови задач з відповідями для самостійної роботи.

Зміст методичних вказівок відповідає програмі дисципліни «Деталі машин» освітньо-професійної програми (ОПП) для студентів напрямів підготовки «Інженерна механіка» та «Машинобудування», які є базовими для продовження навчання за спеціальностями «Технології машинобудування» і «Металорізальні верстати та системи».

## **ВСТУП**

Методичні вказівки до самостійної роботи студентів і практичних занять з дисципліни «Деталі машин» для студентів напрямів підготовки 6.050502 – «Інженерна механіка» та 6.050503 – «Машинобудування» призначені для допомоги студентам під час вивчення теоретичної частини дисципліни, підготовки до практичних і лабораторних занять, поточних і модульних (лекторських) контрольних робіт, виконання курсового проекту та іспиту.

Методичні вказівки складаються з двох розділів: методичні вказівки до самостійної (СРС ) та індивідуальної (ІРС) роботи студентів і методичні вказівки до практичних занять.

### **1 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО САМОСТІЙНОЇ ТА ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ**

#### **1.1 Планування СРС**

На кафедрі металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва (МРВОАВ) Факультету машинобудування та транспорту (ФМТ) ВНТУ планування СРС з дисципліни «Деталі машин» здійснюється на основі навчальної (НП) та робочої навчальної програм (РНП) і робочих навчальних планів дисципліни (РНПД). В РНПД наводиться перелік тем за змістом дисципліни, що виносяться на СРС. Теми СРС розділені згідно з поділом дисципліни на модулі. В кожній темі СРС є посилання на навчально-методичну (НМ) та інструктивно-методичну (ІМ) літературу.

#### **1.2 Організація СРС**

Кожного триместру згідно із розкладом занять, доведеним деканатом ФМТ, на кафедрі МРВОАВ в установлені терміни складають графіки консультацій з дисципліни для студентів денної форми навчання (ДФН), графіки приїзду студентів заочної форми навчання (ЗФН) на установчу сесію (згідно з розкладом занять, розробленим деканатом) та захист лабораторних робіт і курсового проекту. Під час консультацій викладачі, що викладають дисципліну, надають студентам необхідну інформаційну допомогу, перевіряють правильність виконання індивідуальних завдань і проводять захист лабораторних робіт.

Лектори на першій лекції знайомлять студентів з організацією вивчення дисципліни «Деталі машин» за кредитно-модульною системою навчання (КМСН), де обов'язково наводиться інформація про максимальну трудомісткість дисципліни в балах (100 балів), кількість модулів, терміни проведення та максимальну трудомісткість в балах модульних лекторських

контрольних робіт. Дисципліна «Деталі машин» в ФМТ вивчається на третьому курсі ДФН (7-й триместр) і ЗФН (5-й триместр). Підсумковий контроль на ДФН і ЗФН – іспит. Курсовий проект на ДФН виконується в 7-мому триместрі, а на ЗФН – 6-му.

### **1.3 Форми СРС**

Під час вивчення дисципліни «Деталі машин» використовуються такі форми СРС:

- вивчення теоретичного матеріалу дисципліни за конспектом лекцій, підручниками, навчальними посібниками, довідково-нормативною літературою, науково-технічними журналами тощо;
- підготовка теоретичної частини звітів до лабораторних робіт, виконання лабораторних робіт, оформлення звітів з лабораторних робіт і підготовка до їх захисту;
- підготовка до практичних занять за тематикою, наведеною в РНПД;
- підготовка до самостійних практичних занять (СПЗ) з розрахунку пасових і ланцюгових передач за індивідуальним завданням для кожного студента, виконання та захист СПЗ в аудиторії під керівництвом викладача;
- підготовка до поточних і модульних лекторських контрольних робіт та іспиту;
- виконання та підготовка до захисту курсового проекту з дисципліни «Деталі машин».

### **1.4 Контроль СРС**

Контроль за СРС з дисципліни «Деталі машин» проводиться в таких формах:

- перевірка наявності в конспектах студентів інформації з тем дисципліни, винесених на самостійне опрацювання;
- введення питань з тематики матеріалу дисципліни, винесеного на самостійне опрацювання, в завдання поточних і модульних лекторських контрольних робіт та іспиту;
- індивідуальна перевірка знань і навичок студентів, набутих під час вивчення матеріалу дисципліни, винесеного на самостійне опрацювання, під час проведення практичних занять і захисту лабораторних робіт;
- вибірковий контроль знань і навичок студентів з питань тематики матеріалу дисципліни, винесеного на самостійне опрацювання, під час планових консультацій з теоретичного матеріалу дисципліни та курсового проекту.

## 1.5 Індивідуальні завдання

Основним індивідуальним завданням з дисципліни «Деталі машин» є курсовий проект.

Мета курсового проекту, який є першим конструкторським проектом майбутніх фахівців – механіків – це формування у студентів навиків розв'язування конкретної конструкторської задачі.

Тематика курсових проектів з дисципліни «Деталі машин» – розробка за заданою кінематичною схемою і вхідними даними механічних приводів машин неперервного транспорту (різних типів конвеєрів), піднімальних механізмів (вертикальних і горизонтальних лебідок), простих коробок передач, комбінованих та вбудованих редукторних передач тощо. Кращим студентам, які активно працюють в студентських наукових гуртках, за ухвалою кафедри можуть видаватись індивідуальні завдання на реальні курсові проекти, пов'язані з науково-дослідною роботою кафедри або із замовленнями машинобудівних підприємств. Теми курсових проектів видаються за варіантами, наведеними в джерелі «Методичні вказівки та завдання до курсового проекту з дисципліни «Основи конструювання машин» для студентів спеціальностей 7.090202 – «Технологія машинобудування», 7.090203 – «Металорізальні верстати та системи» та 7.090258 – «Автомобілі та автомобільне господарство».

Робочим навчальним планом дисципліни на курсовий проект виділяється 36 годин СРС.

Обсяг і зміст текстової та графічної частин проекту:

1) текстова частина, обсягом 30...50 с., виконується на аркушах ф. А4 за формами 2 та 2а, містить постановку задачі проектування, кінематичний розрахунок привода, в якому вибирається оптимальний варіант приводного електродвигуна і найбільш складної передачі (редуктора), проектні та перевірені розрахунки всіх передач привода, розробку конструкцій і перевірені розрахунки на статичну міцність всіх валів привода та перевірені розрахунок одного із валів (за вибором) на втомну міцність, вибір за динамічною вантажопідіймальністю підшипникових опор всіх валів привода, вибір стандартних і розрахунок (проектний) нестандартних муфт, наприклад, комбінованих, перевірені розрахунки з'єднань різних видів (нарізних, шпонок, шліцьових тощо), визначення за рекомендаціями елементів корпусних деталей, розробка системи мащення вузлів тертя привода з обґрунтованим вибором типу мастильних матеріалів і розрахунком їх потрібної кількості, специфічні розрахунки, наприклад, тепловий розрахунок черв'ячних передач і висновки, де підведені підсумки з приводу прийнятих конструкторських розв'язків і запропоновані шляхи їх удосконалення;

2) графічна частина, як правило, складається зі складального креслення привода (1 аркуш ф. А1), складального креслення редуктора, виконаного як окремий вузол або вбудованого (наприклад, мотор-барабан) (1 аркуш ф. А1), складального креслення простого вузла (1 аркуш ф. А2), який може

входити як в складальне креслення привода, так і в редуктор (коробку передач) та робочих креслень двох спряжених деталей, наприклад, зубчастого колеса (1 аркуш ф. А3) і спряженого з ним вала (1 аркуш ф. А3).

Курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» в системі кредитно-модульного навчання є окремим модулем.

## **2 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ**

**Мета практичних занять** – закріплення основних теоретичних положень дисципліни «Деталі машин» та набуття практичних навиків розрахунку деталей і вузлів машин як перевірного, так і проектного.

В результаті проведення практичних занять студенти **повинні**:

1) **знати методики**: виконання кінематичних розрахунків механічних приводів машин за заданими кінематичними схемами; проектного та перевірного розрахунку різних видів передач; з'єднань і пружних елементів; а також основні принципи проектування передач, з'єднань і зварних конструкцій та їх деталей;

2) **вміти**: застосовувати отримані теоретичні знання для розв'язання конструкторських задач; складати кінематичні схеми простих приводів за заданими вхідними даними та визначати напрямки розрахунків і конструювання як привода в цілому, так і його складових ланок та їх деталей; користуватись під час розв'язання конструкторських задач довідковою літературою і стандартами.

### **2.1 Форми практичних занять**

Проведення практичних занять під час викладання дисципліни «Деталі машин» здійснюється за такими формами:

– розв'язування в аудиторії під керівництвом викладача задач згідно із переліком тем практичних занять;

– самостійний проектний та перевірний розрахунки за індивідуальним завданням для кожного студента простого вузла механічного привода (пасової або ланцюгової передачі тощо), для цього студентам надається необхідна методична та довідкова література, а викладач працює в режимі консультацій.

Розв'язування в аудиторії під керівництвом викладача задач з курсу «Деталі машин» може проводитись за двома способами: один студент розв'язує задачу біля класної дошки, а інші учасники практичних занять слідкують за розв'язуванням задачі і конспектують його; кожен студент отримує умову індивідуальної задачі за конкретною тематикою практичного заняття і розв'язує її під контролем викладача.

## 2.2 Тематика практичних занять

Тема 1. Розрахунок за заданими кінематичними схемами та вхідними даними кінематичних параметрів механічних приводів машин.

Тема 2. Розв'язування задач з проектного та перевірного розрахунку фрикційних передач.

Тема 3. Розрахунок за заданими вхідними даними кінематичних, геометричних, силових та енергетичних параметрів пасових передач.

Тема 4. Проектний і перевірний розрахунки за індивідуальним завданням для кожного студента плоско- або клинопасової передачі.

Тема 5. Розрахунок за заданими вхідними даними кінематичних, геометричних, силових та енергетичних параметрів зубчастих передач: циліндричних і конічних прямозубих, косозубих і кривоозубих.

Тема 6. Розрахунок за заданими вхідними даними кінематичних, геометричних, силових та енергетичних параметрів черв'ячних передач.

Тема 7. Проектний і перевірний розрахунки за індивідуальним завданням для кожного студента ланцюгової передачі.

Тема 8. Проектний і перевірний розрахунки за заданими вхідними даними і схемами навантаження валів на статичну і втомну міцності та жорсткість.

Тема 9. Розрахунок за заданими вхідними даними та схемами установки динамічної вантажопідймальності підшипників кочення та вибір за цим параметром і діаметром шийки вала стандартних підшипників.

Тема 10. Розрахунок за заданими умовами і схемами навантаження з'єднань деталей машин різних видів: зварних, нарізних, шпонкових, шліцьових, штифтових, клинових і профільних.

В кожній темі з наведеного переліку тем практичних занять повинні бути розкриті такі основні питання:

тема 1 – визначення за кінематичною схемою і початковими даними потужностей, частот обертання, обертальних моментів, передаточних відношень та к. к. д. на всіх валах привода (індивідуальні задачі на кінематичний розрахунок приводів – кафедральна розробка);

тема 2 – розрахунок за даними умов задач геометричних, кінематичних, силових та енергетичних параметрів фрикційних передач, а також перевірний розрахунок передач на міцність і зносостійкість (задачі – кафедральна розробка);

тема 3 – визначення за даними умов задач передаточних відношень, діаметрів шківів, міжосьових відстаней, сил натягу гілок передачі і тиску на вали, обертальних моментів та потужностей на валах пасової передачі тощо (задачі – кафедральна розробка).

тема 4 – самостійний розрахунок кожним студентом за індивідуальним завданням всіх параметрів пасової передачі (див. тему 3.).

тема 5 – визначення за даними умов задач передаточних відношень, характерних діаметрів (початкових, виступів і западин) зубчастих коліс,



частот обертання, сил в зачепленні, потужностей та моментів на валах, модулів, числа зубців тощо зубчастих передач різних типів, а також перевірки розрахунки на контактну і згинальну витривалість (задачі – кафедральна розробка).

тема 6 – розрахунок за даними умов задач передаточних чисел, діаметрів (початкових, виступів і западин) черв'яка і черв'ячного колеса, міжосьової відстані, модуля, кутових і лінійних швидкостей, сил в зачепленні, к. к. д., потужностей та моментів на валах черв'ячної передачі, а також перевірка передачі на контактну і згинальну витривалість, жорсткість черв'яка та теплостійкість (задачі – кафедральна розробка).

тема 7 – самостійний розрахунок кожним студентом за індивідуальним завданням кінематичних, геометричних, силових та енергетичних параметрів ланцюгової передачі і перевірка передачі на допустиму колову силу або довговічність.

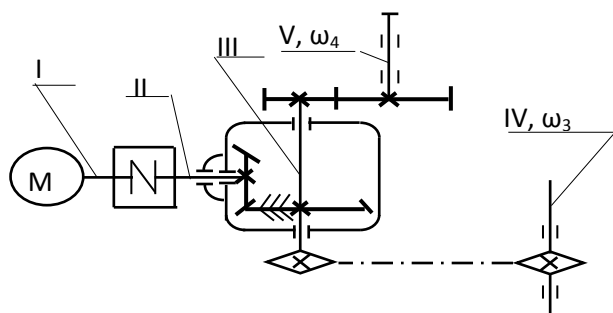
тема 8 – визначення за умовами задач реакцій в опорах валів, побудова епюр згинальних та крутних моментів, визначення небезпечних перерізів вала та виконання перевірних розрахунків валів в цих перерізах на статичну і втомну міцності, а також розрахунок прогинів валів і поворотів перерізів в характерних точках і порівняння їх з допустимими (задачі – кафедральна розробка).

тема 9 – розрахунок за умовами задач еквівалентного динамічного навантаження опор вала і визначення для більш навантаженої опори динамічної вантажопідіймальності із врахуванням схеми навантаження та умов роботи опори. Вибір із довідника за розрахованою динамічною вантажопідіймальністю та діаметром вала стандартних підшипників (задачі – кафедральна розробка).

тема 10 – виконання відповідно до виду з'єднання, схеми його навантаження і умови задачі проектного або перевірнього розрахунку з'єднання. В залежності від виду розрахунку: для перевірнього – визначення напружень в з'єднанні та порівняння їх з допустимими; для проектного – розрахунок характерних розмірів з'єднання (діаметра, довжини тощо) (задачі – кафедральна розробка).

## 2.3 Приклади оформлення розв'язування задач

### Задача № 1 (тема 1)



Визначити в двопотоковому приводі (рис. 2.1) передаточні відношення всього привода і кожної передачі, а також розрахувати частоти обертання та потужності на всіх валах за таких да-

Рисунок 2.1 – Кінематична схема привода

них:  $n_1 = 2860 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертання вала I;  $\omega_4 = 0,7 \cdot \omega_3$  – співвідношення між кутовими швидкостями валів IV та V;  $T_1 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $T_2 = 18 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $T_3 = 68 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $T_4 = 89 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $T_5 = 148 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – обертальні моменти на всіх валах; к. к. д., відповідно,  $\eta_m = 0,99$ ,  $\eta_{кз} = 0,97$ ,  $\eta_{лп} = 0,93$ ,  $\eta_{зв} = 0,94$  і  $\eta_{п} = 0,99$  – муфти, конічної прямозубої, ланцюгової та відкритої циліндричної зубчасті передачі і пари підшипників.

### Розв'язування

1. Складаємо для вала III, з якого енергетичний потік в приводі ділиться на два потоки, рівняння енергобалансу, рухаючись по кінематичному ланцюгу в двох напрямках – від вала I до вала III та від валів IV і V до вала III:

$$\begin{cases} P_3 = P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{кз} \cdot \eta_{п}^2 = T_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{кз} \cdot \eta_{п}^2; \\ P_3 = P_4 / (\eta_{зв} \cdot \eta_{п}) + P_5 / (\eta_{лп} \cdot \eta_{п}) = T_4 \cdot \omega_3 / (\eta_{зв} \cdot \eta_{п}) + T_5 \cdot \omega_4 / (\eta_{лп} \cdot \eta_{п}), \end{cases}$$

звідки з врахуванням, що  $\omega_4 = 0,7 \cdot \omega_3$ , знаходимо

$$\omega_3 = (T_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{кз} \cdot \eta_{п}^2 \cdot \eta_{зв} \cdot \eta_{лп}) / (T_4 \cdot \eta_{лп} + 0,7 \cdot T_5 \cdot \eta_{зв}) = (20 \cdot 299,35 \cdot 0,97 \times 0,99^3 \times 0,94 \cdot 0,93) / (89 \cdot 0,93 + 0,7 \cdot 148 \cdot 0,94) = 27,34 \text{ с}^{-1},$$

$$\text{де } \omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30 = 3,14 \cdot 2860 / 30 = 299,35 \text{ с}^{-1}.$$

2. Визначаємо кутову швидкість вала V

$$\omega_4 = 0,7 \cdot \omega_3 = 0,7 \cdot 27,34 = 19,14 \text{ с}^{-1}.$$

3. Розраховуємо потужності на всіх валах привода:

$$\begin{aligned} P_1 &= T_1 \cdot \omega_1 = 20 \cdot 299,35 = 5987 \text{ Вт} = 5,99 \text{ кВт}; \\ P_2 &= P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{п} = 5,99 \cdot 0,99^2 = 5,87 \text{ кВт}; \\ P_3 &= P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{кз} \cdot \eta_{п}^2 = P_2 \cdot \eta_{кз} \cdot \eta_{п} = 5,87 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,64 \text{ кВт}; \\ P_4 &= T_4 \cdot \omega_3 = 89 \cdot 27,34 = 2433,26 \text{ Вт} = 2,43 \text{ кВт}; \\ P_5 &= T_5 \cdot \omega_4 = 148 \cdot 19,14 = 2832,72 \text{ Вт} = 2,83 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

4. Знаходимо кутову швидкість вала II та передаточні відношення всіх передач:

$$\begin{aligned} \omega_2 &= P_3 / T_3 = 5870 / 68 = 86,32 \text{ с}^{-1}; \\ u_{кз} &= \omega_1 / \omega_2 = 299,35 / 86,32 = 3,47; \\ u_{лп} &= \omega_2 / \omega_3 = 86,32 / 27,34 = 3,16; \\ u_{зв} &= \omega_2 / \omega_4 = 86,32 / 19,14 = 4,51; \\ u_{31} &= \omega_1 / \omega_3 = u_{кз} \cdot u_{лп} = 299,35 / 27,34 = 10,95; \\ u_{32} &= \omega_1 / \omega_4 = u_{кз} \cdot u_{зв} = 299,35 / 19,14 = 15,64. \end{aligned}$$

Відповіді:  $P_1 = 5,99 \text{ кВт}$ ;  $P_2 = 5,87 \text{ кВт}$ ;  $P_3 = 5,64 \text{ кВт}$ ;  $P_4 = 2,43 \text{ кВт}$ ;  $P_5 = 2,83 \text{ кВт}$ ;  $\omega_2 = 86,32 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_3 = 27,34 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_4 = 19,14 \text{ с}^{-1}$ ;  $u_{кз} = 3,47$ ;  $u_{лп} =$

$$= 3,16; u_{зв} = 4,51; u_{з1} = 10,95; u_{з2} = 15,64.$$

## Задача № 2 (тема 2)

Визначити у фрикційній циліндричній передачі діаметри ведучого  $d_1$  та веденого  $d_2$  котків, міжосьову відстань  $a$ , колову силу  $F_t$  і силу притискання котків  $F_r$  за таких даних:  $P_1 = 2$  кВт – потужність на валу ведучого котка;  $u = 2,5$  – передаточне відношення;  $f = 0,04$  – коефіцієнт тертя між котками;  $[\sigma_H] = 1500$  МПа – допустиме контактне напруження (котки зі сталі ШХ15, передача працює в мастилі);  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup> – кутова швидкість ведучого котка;  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,3$  – коефіцієнт ширини котка (тут  $b$  – ширина котка);  $\xi = 0,95$  – коефіцієнт проковзування;  $k_{зз} = 1,25$  – коефіцієнт запасу зчеплення;  $K_H = 1,1$  – коефіцієнт навантаження.

### Розв'язування

1. За відомою залежністю для фрикційних циліндричних передач розраховуємо орієнтовний діаметр ведучого котка:

$$d_1 = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot k_{зз} \cdot (\xi \cdot u + 1)}{\psi_{bd} \cdot f \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \xi \cdot u}} = 654 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot 13,33 \cdot 1,25 \cdot (0,95 \cdot 2,5 + 1)}{0,3 \cdot 0,04 \cdot [1500]^2 \cdot 0,95 \cdot 2,5}} = 64,62 \text{ мм},$$

де  $K_d = 654$  – для сталевих котків;  $T_1 = P_1 / \omega_1 = 2000 / 150 = 13,33$  Нм – обертальний момент на валу ведучого котка. Беремо  $d_1 = 65$  мм.

2. Визначаємо діаметр веденого котка  $d_2$  та міжосьову відстань  $a$  передачі за відомими формулами для цього типу передач:

$$d_2 = d_1 \cdot \xi \cdot u = 65 \cdot 0,95 \cdot 2,5 = 154,38 \text{ мм, беремо } d_2 = 155 \text{ мм;} \\ a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (65 + 155) = 220 \text{ мм.}$$

2. Уточняємо передаточне відношення передачі

$$u_y = d_2 / (d_1 \cdot \xi) = 155 / (65 \cdot 0,95) = 2,51.$$

4. Знаходимо колову силу  $F_t$  та силу притискання котків  $F_r$  за залежностями:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 13,33 / 65 = 410,15 \text{ Н;} \\ F_r = F_t \cdot k_{зз} / f = 410,15 \cdot 1,25 / 0,04 = 12817,19 \text{ Н.}$$

**Відповіді:  $d_1 = 65$  мм;  $d_2 = 155$  мм;  $a = 220$  мм;  $F_t = 410,15$  Н;  $F_r = 12817,19$  Н;  $u_y = 2,51$ .**

### Задача № 3 (тема 3)

Визначити в клинопасовій передачі міжосьову відстань  $a$ , діаметр веденого шківів  $d_2$ , сили натягу гілок передачі  $F_1$  і  $F_2$  та колову силу  $F_t$ , а також коефіцієнт тяги  $\psi$  за таких даних:  $F_0 = 300$  Н – сила попереднього натягу паса;  $f = 0,3$  – коефіцієнт тертя між пасом і шківом;  $\alpha_{1к} = 130^\circ$  – кут ковзання на ведучому шківі;  $d_1 = 120$  мм – діаметр ведучого шківів;  $u = 3$  – передаточне відношення;  $\varphi = 40^\circ$  – кут клина паса. Проковзуванням паса знехтувати.

#### Розв'язування

1. З відомих залежностей для пасових передач

$F_t = F_1 - F_2$ ,  $2 F_0 = F_1 + F_2$  та  $F_1 / F_2 = e^{f' \alpha_{1к}}$  (формула Ейлера), знаходимо:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f' \alpha_{1к}}; F_2 = 2 F_0 / (e^{f' \alpha_{1к}} + 1) = 2 \cdot 300 / (7,71 + 1) = 68,89 \text{ Н};$$
$$F_1 = 2 F_0 - F_2 = 2 \cdot 300 - 68,89 = 531,11 \text{ Н}; F_t = F_1 - F_2 = 531,11 - 68,89 = 462,22 \text{ Н},$$

де  $\alpha_{1к} = 3,14 \cdot 130^\circ / 180^\circ = 2,27$  рад.;  $f' = f / \sin(0,5\varphi) \approx 3 \cdot f = 3 \cdot 0,3 = 0,9$  (для  $\varphi = 40^\circ$ );  $e^{f' \alpha_{1к}} = 7,71$ .

2. Розраховуємо діаметр веденого шківів  $d_2$  та міжосьову відстань  $a$  за відомими формулами для пасових передач:

$$d_2 \approx d_1 \cdot u = 120 \cdot 3 = 360 \text{ мм}; a = 0,5 \cdot (d_2 - d_1) / \sin(0,5\gamma) \approx$$
$$\approx (d_2 - d_1) / \gamma = (360 - 120) / 0,87 = 275,86 \text{ мм},$$

де  $\gamma = 180^\circ - \alpha_{1к} = 180^\circ - 130^\circ = 50^\circ = 0,87$  рад.

3. Визначаємо коефіцієнт тяги передачі за формулою

$$\psi = F_t / (2 \cdot F_0) = 462,22 / (2 \cdot 300) = 0,77.$$

Відповіді:  $a = 275,86$  мм;  $d_2 = 360$  мм;  $F_1 = 531,11$  Н;  $F_2 = 68,89$  Н;  $F_t = 462,22$  Н;  $\psi = 0,77$ .

### Задача № 4 (тема 5)

Визначити модуль  $m$ , геометричні параметри ( $d_1$ ;  $d_2$ ;  $a_w$ ), моменти на валах  $T_1$  і  $T_2$ , колову  $F_t$ , радіальну  $F_r$  та нормальну  $F_n$  сили в прямозубій циліндричній передачі за таких даних:  $P_2 = 4$  кВт – потужність на валу колеса;  $\omega_2 = 28 \text{ с}^{-1}$  – кутова швидкість колеса;  $u = 3$  – передаточне число;  $z_1 = 20$  – число зубців шестерні;  $K_{F\beta} = 1$  – коефіцієнт навантаження;  $Y_{FS1} = 4,13$  – коефіцієнт форми зуба;  $\sigma_{FP1} = 100$  МПа – допустиме напруження згину зуба шестерні;  $\psi_{bd} = 0,3$  – коефіцієнт ширини колеса;  $\alpha = 20^\circ$  – кут профілю зуба. Колеса сталеві.

### Розв'язування

1. Розраховуємо моменти на валах  $T_1$  і  $T_2$  для особливої точки передачі – полюса, де к. к. д. евольвентної передачі  $\eta = 1$ :

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 4000/28 = 142,86 \text{ Нм}; T_1 = T_2 / u = 142,86/3 = 47,62 \text{ Нм}.$$

2. За формулою для проектного розрахунку прямозубих циліндричних передач визначаємо орієнтовний модуль  $m$  передачі:

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{F\beta} \cdot T_1 \cdot Y_{FS1}}{\Psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{FP1}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 47,62 \cdot 4,13}{0,3 \cdot 20^2 \cdot 100}} = 3,56 \text{ мм},$$

де для сталевих коліс  $K_m = 14$  – коефіцієнт модуля. Беремо для наступних розрахунків стандартний модуль  $m = 4$  мм.

3. Визначаємо ділильні діаметри коліс  $d_1$  і  $d_2$  та міжосьову відстань  $a_w$  за відомими формулами для прямозубих циліндричних передач:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}; d_2 = d_1 \cdot u = 80 \cdot 3 = 240 \text{ мм}; a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (80 + 240) = 160 \text{ мм}.$$

4. За відомими залежностями для прямозубих циліндричних передач знаходимо сили:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 47,62 / 80 = 1190,5 \text{ Н}; F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 1190,5 \cdot \tan 20^\circ = 433,31 \text{ Н}; F_n = F_t / \cos \alpha = 1190,5 / \cos 20^\circ = 1266,90 \text{ Н}.$$

$$\text{Перевірка. } F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{1190,5^2 + 433,31^2} = 1266,90 \text{ Н}.$$

Відповіді:  **$m = 4$  мм;  $d_1 = 80$  мм;  $d_2 = 240$  мм;  $a_w = 160$  мм;  $F_t = 1190,5$  Н;  $F_r = 433,31$  Н;  $F_n = 1266,90$  Н.**

### Задача № 5 (тема 6)

Визначити в черв'ячній передачі міжосьову відстань  $a_w$ , ділильні діаметри черв'яка  $d_1$  та черв'ячного колеса  $d_2$ , колову  $F_{t1}$ , радіальну  $F_{r1}$ , осьову  $F_{a1}$  та нормальну  $F_n$  сили в зачепленні за таких даних:  $P_2 = 2$  кВт – потужність на валу колеса;  $\omega_2 = 7 \text{ с}^{-1}$  – кутова швидкість черв'ячного колеса;  $q = 0,25 \cdot z_2$  – коефіцієнт діаметра черв'яка;  $z_2 = 50$  – число зубців колеса;  $x = 0$  – коефіцієнт зміщення;  $\gamma_w = 10^\circ$  – кут підйому гвинтової лінії черв'яка;  $\sigma_{HP2} = 190$  МПа – допустиме контактне напруження для матеріалу колеса;  $K_H = 1,0$  – коефіцієнт навантаження;  $\alpha = 20^\circ$  – кут профілю;  $f = 0,08$  – коефіцієнт тертя в зачепленні;  $\eta_{зп} = 0,98$  – к. к. д. зубчастої пари.

## Розв'язування

1. Розраховуємо момент  $T_2$  на валу черв'ячного колеса для особливої точки передачі – полюса:

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 2000/7 = 285,71 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. За формулою для проектного розрахунку черв'ячних передач визначаємо орієнтовну міжосьову відстань  $a_w$ :

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{(T_2 \cdot K_H) / \sigma_{HP_2}^2} = 610 \cdot \sqrt[3]{(285,71 \cdot 1,0) / 190^2} = 121,56 \text{ мм}.$$

2. З формули  $a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2)$  для черв'ячних передач, із врахуванням, що  $q = 0,25 \cdot z_2$ , знаходимо орієнтовний модуль передачі

$$m = 1,6 \cdot a_w / z_2 = 1,6 \cdot 121,56 / 50 = 3,89 \text{ мм, беремо стандартний модуль } m = 4 \text{ мм}.$$

3. Визначаємо коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q = 0,25 \cdot z_2 = q = 0,25 \cdot 50 = 12,5 \text{ – це стандартне значення}.$$

4. За відомими залежностями для черв'ячних передач знаходимо дільні діаметри черв'яка  $d_1$  та черв'ячного колеса  $d_2$ , уточнюємо міжосьову відстань  $a_w$  і перевіряємо коефіцієнт зміщення  $x$ :

$$d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 12,5 = 50 \text{ мм}; d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм}; a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2) = 0,5 \cdot 4 \cdot (12,5 + 50) = 125 \text{ мм}; x = a_w / m + 0,5 \cdot (q + z_2) = 125 / 4 + 0,5 \cdot (12,5 + 50) = 0.$$

5. За відомими залежностями для черв'ячних передач знаходимо сили, попередньо визначивши к. к. д. передачі за формулою  $\eta = \eta_{зп} \cdot \eta_{гв.п} = 0,98 \times \tan \gamma_w / \tan (\gamma_w + \rho') = 0,98 \tan 10^\circ / \tan (10^\circ + 4,87^\circ) = 0,65$  (тут  $\rho' = \tan^{-1} \cdot (f / \cos \alpha) = \tan^{-1} \cdot (0,08 / \cos 20^\circ) = 4,87^\circ$  – зведений коефіцієнт тертя):

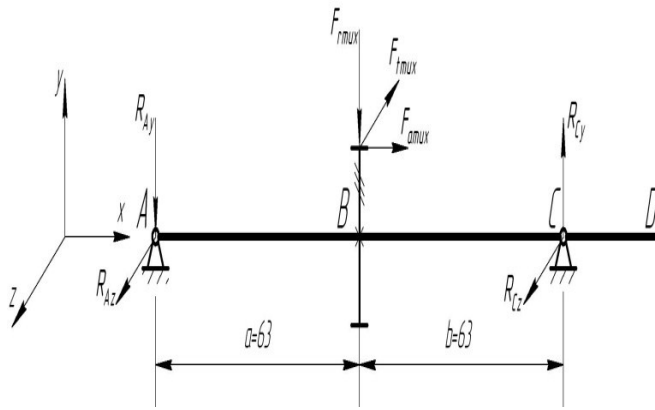
$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_2 / d_2 = 2 \cdot 10^3 \cdot 285,71 / 200 = 2857,1 \text{ Н}; F_{a1} = F_{t2} / \eta = 2857,1 / 0,65 = 4395,54 \text{ Н}; F_{t1} = F_{a1} \cdot \tan (\gamma_w + \rho') = 4395,54 \times \tan (10^\circ + 4,87^\circ) = 1167,10 \text{ Н};$$

$$F_n = F_{t1} / (\cos \alpha \cdot \sin (\gamma_w + \rho')) = 1167,10 / (\cos \alpha \cdot \sin (10^\circ + 4,87^\circ)) = 4839,72 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_n \cdot \sin \alpha = 4839,72 \cdot \sin 20^\circ = 1655,28 \text{ Н}.$$

$$\text{Перевірка. } F_n = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 + F_{a1}^2} = \sqrt{1167,10^2 + 1655,28^2 + 4395,54^2} = 4839,72 \text{ Н}.$$

Відповіді:  $d_1 = 50 \text{ мм}; d_2 = 200 \text{ мм}; a_w = 125 \text{ мм}; F_{t1} = 1167,10 \text{ Н};$



$$F_{r1} = 1655,28 \text{ Н}; F_{a1} = 4395,54 \text{ Н}; F_n = 4839,72 \text{ Н}.$$

### Задача № 6 (тема 8)

За схемою навантаження вала (рис. 2.2 ) розрахувати опорні реакції, побудувати епюри згинальних і крутних моментів,

Рисунок 2.2 – Схема навантаження вала

а також визначити небезпечний переріз вала та зробити перевірний розрахунок вала на статичну міцність за такими даними: матеріал вала сталь 40ХН, термообробка – нормалізація  $[\sigma_{зг}] = 195 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину;  $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$  – тимчасовий опір матеріалу;  $\sigma_T = 460 \text{ МПа}$  – межа текучості матеріалу); відстані між опорами вала а та b вказані на рисунку в мм; дільний діаметр циліндричного косозубого колеса, наприклад, тиххідного ступеня двоступінчастого редуктора  $d_{2\text{тих}} = 308,72 \text{ мм}$ ; діаметр вала під колесом  $d = 90 \text{ мм}$ ; силові параметри навантаження вала:  $F_{тр} = 17,73 \cdot 10^3 \text{ Н}$  – колова сила;  $F_{рт} = 6,73 \cdot 10^3 \text{ Н}$  – радіальна сила;  $F_{ат} = 5,25 \cdot 10^3 \text{ Н}$  – осьова сила;  $T_{2т} = 2671,78 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – обертальний момент, що діє на валу.

### Розв'язування

1 Визначення горизонтальних складових реакцій в опорах вала за умовами рівноваги (умовно вважаємо, що в горизонтальній площині  $Oxz$  діє тільки сила  $F_{тр}$ ):

а) записуємо рівняння рівноваги згинальних моментів, що діють на вал, відносно опори А:

$$\Sigma M_A = -R_{cz} \cdot (a + b) + F_{тр} \cdot a = 0,$$

звідки знаходимо реакцію в опорі С:

$$R_{cz} = \frac{F_{тр} \cdot a}{(a + b)} = \frac{17,73 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{(63 + 63) \cdot 10^{-3}} = 8,865 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

б) складаємо рівняння рівноваги згинальних моментів відносно опори С:

$$\Sigma M_C = R_{Az} \cdot (a + b) - F_{тр} \cdot b = 0,$$

звідки розраховуємо реакцію в опорі А:

$$R_{Az} = \frac{F_{tr} \cdot b}{(a+b)} = \frac{17,73 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{(63+63) \cdot 10^{-3}} = 8,865 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

*Перевірка.* Проектуємо всі сили, що діють в горизонтальній площині  $Oxz$ , на вісь  $z$ :

$$R_{Az} - F_{tr} + R_{Cz} = 8,865 \cdot 10^3 - 17,73 \cdot 10^3 + 8,865 \cdot 10^3 = 0.$$

2. Визначення вертикальних складових реакцій в опорах вала за умовами рівноваги (умовно вважаємо, що у вертикальній площині  $Oxy$  діють сили  $F_{gr}$  та  $F_{ат}$ ):

а) записуємо рівняння рівноваги згинальних моментів відносно опори А:

$$\Sigma M_A = -R_{Cy} \cdot (a+b) + F_{gr} \cdot a + M_a = 0,$$

звідки знаходимо реакцію в опорі С:

$$R_{Cy} = \frac{F_{gr} \cdot a + M_a}{(a+b)} = \frac{6,73 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3} + 810,4}{(63+63) \cdot 10^{-3}} = 9,800 \cdot 10^3 \text{ Н,}$$

де  $M_a = \frac{F_{ат} \cdot d_{2гги}}{2} = \frac{5,25 \cdot 10^3 \cdot 308,72 \cdot 10^{-3}}{2} = 810,400 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – зосереджений згинальний момент від осьової сили  $F_{ат}$ ;

б) складаємо рівняння рівноваги згинальних моментів відносно опори С:

$$\Sigma M_C = -R_{Ay} \cdot (a+b) - F_{gr} \cdot b + M_a = 0,$$

звідки розраховуємо реакцію в опорі А:

$$R_{Ay} = \frac{M_a - F_{gr} \cdot b}{(a+b)} = \frac{810,4 - 6,73 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{(63+63) \cdot 10^{-3}} = 3,070 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

*Перевірка.* Проектуємо всі сили, що діють у вертикальній площині  $Oxy$ , на вісь  $y$ :

$$-R_{Ay} - F_{gr} + R_{Cy} = -3,07 \cdot 10^3 - 6,73 \cdot 10^3 + 9,8 \cdot 10^3 = 0.$$

3. Знаходимо сумарні реакції в опорах А і С за формулами:

$$R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(8,865 \cdot 10^3)^2 + (3,070 \cdot 10^3)^2} = 9,382 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$



$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(8,865 \cdot 10^3)^2 + (9,800 \cdot 10^3)^2} = 13,215 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

4. Будуємо епюри згинальних моментів (рис. 2.3) за такими розрахунками для площин дії силових факторів.

Горизонтальна площина:

– ділянка АВ, де для  $0 \leq x_1 \leq a$  згинальний момент розраховується за формулою

$$M_{z1} = R_{Az} \cdot x_1,$$

звідки для  $x_1 = 0$ ,  $M_{z1} = 0$ , а для  $x_1 = a = 63 \cdot 10^{-3}$  м,

$$M_{z1} = R_{Ay} \cdot a = 8,865 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3} = 558,500 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

– ділянка СВ, де для  $b \leq x_2 \leq 0$  згинальний момент знаходиться за залежністю

$$M_{z2} = R_{Cz} \cdot x_2,$$

звідки для  $x_2 = 0$ ,  $M_{z2} = 0$ , а для  $x_2 = b = 63 \cdot 10^{-3}$  м,

$$M_{z2} = R_{Cz} \cdot x_2 = 8,865 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3} = 558,500 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

На ділянці DC згинальні моменти не діють.

Вертикальна площина:

– ділянка АВ, де для  $0 \leq x_1 \leq a$  згинальний момент розраховується за формулою

$$M_{y1} = -R_{Ay} \cdot x_1,$$

звідки для  $x_1 = 0$ ,  $M_{y1} = 0$ , а для  $x_1 = a = 63 \cdot 10^{-3}$  м,

$$M_{y1} = -R_{Ay} \cdot a = -3,07 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3} = -193,200 \cdot \text{Н} \cdot \text{м.}$$

– ділянка СВ, де для  $b \leq x_2 \leq 0$  згинальний момент знаходиться за залежністю

$$M_{y2} = R_{Cy} \cdot x_2,$$

звідки для  $x_2 = 0$ ,  $M_{y2} = 0$ , а для  $x_2 = b = 63 \cdot 10^{-3}$  м,

$$M_{y2} = R_{Cy} \cdot b = 9,8 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3} = 617,200 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

На ділянці DC згинальні моменти не діють.

Перевірка.  $M_a = M_{y_2} + M_{y_1} = 617,200 + 193,200 = 810,400 \text{ Нм}$ .

5. Розраховуємо в небезпечному перерізі вала (т. В) зведений момент і еквівалентне напруження за відомими формулами опору матеріалів:

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma 3T}^2 + (0,75 \dots 1,0)T_{2T}^2} = \sqrt{832,40^2 + (0,75 \dots 1,0)2671,78^2} = \\ = (2459,05 \dots 2798,48 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\sigma_{\text{екв}} = M_{3B}/W = (2459,05 \dots 2798,48)/7,15 \cdot 10^{-5} = (3,44 \dots 3,91) \cdot 10^7 \text{ Па} = \\ = 34,40 \dots 39,10 \text{ МПа, що менше } [\sigma_{3T}] = 195 \text{ МПа.}$$

$$6. \text{ Запас статичної міцності вала на згин } n = [\sigma_{3T}]/\sigma_{\text{екв}} = \\ = 195/(34,4 \dots 39,1) = 5,67 \dots 4,99 \text{ (тут } W = \pi d^3/32 = 3,14 \cdot (9 \cdot 10^{-2})^3/32 = \\ = 7,15 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 \text{ – осьовий момент опору перерізу вала в т. В).}$$

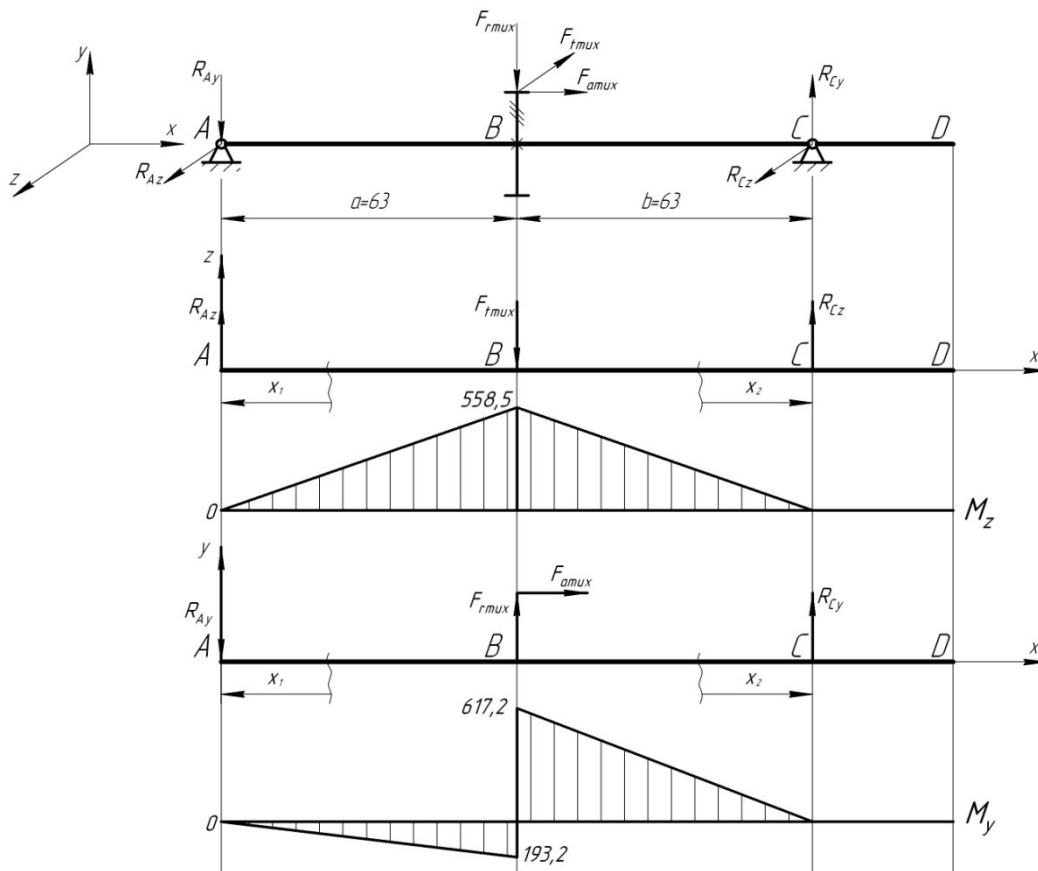
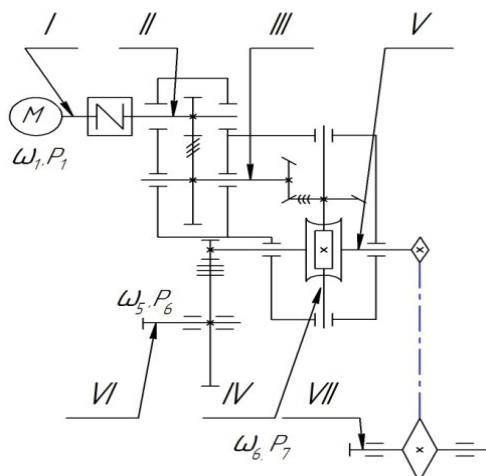


Рисунок 2.3 – Епюри згинальних моментів, що діють на вал

**Примітка.** Оскільки обертальний момент, що діє на валу,  $T_{2m} = const$ , то сенсу будувати епюру крутних моментів немає. За умовою задачі, вал, що розраховується, тихохідний (вихідний) вал двоступінчастого циліндричного косозубого редуктора, обертальний момент на якому діє на ділянках BC і CD.

## 2.4 Типові умови задач для практичних занять і СРС

Задачі в цьому підрозділі наведені за темами 1...8 підрозділу 2.2 методичних вказівок. Умови задач із кінематичного розрахунку приводів, розрахунку передач і їх валів подано в скороченому вигляді і без нумерації рисунків. В умовах цих задач кінематичні, геометричні, енергетичні та силові параметри приводів, передач і деталей машин позначені загальноприйнятими в курсі «Деталі машин» символами:  $\omega_i$  – кутова швидкість;  $n_i$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $v_i$  – лінійна (колова) швидкість;  $U_i$  – передаточне відношення (число);  $D_i$  (або  $d_i$ ) – діаметр деталі (ланки) механізму, привода тощо;  $m$ ,  $m_n$ ,  $m_t$ ,  $m_m \equiv m$ ,  $m_e$ ,  $m_{nm}$ ,  $m_{te}$  – модулі передач нормальні (індекс «п») та торцеві (індекс «т»), відповідно, циліндричних прямозубої (і черв'ячної) та косозубої і конічної прямозубої та криво зубих (середніх, індекс «т»), і зовнішніх колових, індекс «е»);  $\alpha_1$ ,  $\alpha_{1к}$ ,  $\alpha_{1с}$ ,  $\varphi$ ,  $\alpha$ ,  $\alpha_w$ ,  $\beta$ ,  $\beta_m$ ,  $\gamma$ ,  $\gamma_w$ ,  $\delta$ ,  $\rho$ ,  $\rho'$  – кути, відповідно, обхвату, ковзання і спокою на меншому шківі пасової передачі та клина клинового паса, профілю зуба та зачеплення зубчастих передач, підйому гвинтової лінії черв'яка – ділильний і початковий, обхвату зубом черв'ячного колеса черв'яка та тертя – звичайний і зведений;  $\varepsilon_\alpha$ ,  $\varepsilon_\beta$  – коефіцієнти радіального та осьового перекриття в зубчастих передачах;  $U_j$  – передаточне відношення в передачах (тут  $j$  позначає вид передачі:  $j = \text{пл. п.}$  – плоскопасова;  $j = \text{кл. п.}$  – клинопасова;  $j = \text{в. з.}$  – відкрита прямозуба циліндрична;  $j = \text{ц. к.}$  – закрыта циліндрична косозуба;  $j = \text{ц. в.}$  – закрыта циліндрична із внутрішнім зачепленням;  $j = \text{к. п.}$  – закрыта прямозуба конічна;  $j = \text{к. к.}$  – закрыта криво зуба конічна;  $j = \text{ч. п.}$  – черв'ячна;  $j = \text{л. п.}$  – ланцюгова;  $j = \text{р.}$  – редуктор);  $P_i$  – потужність на валу передачі;  $\eta_j$  – ККД передачі (зміст індекса « $j$ » такий же, як і біля « $U_j$ »);  $T_i$  – обертальний момент на валу;  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ ,  $F_n$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  – сили, що діють в передачах і на вали тощо, відповідно, колова (тангенціальна), радіальна, осьова та нормальна в зубчастих передачах і сили натягу робочої та холостої гілок пасових і ланцюгових передач;  $K_i$  – різні коефіцієнти пропорційності, запасу тощо, зміст яких слід дивитись в поясненнях до розрахункових формул, наведених в літературних джерелах з дисципліни «Деталі машин»;  $S_{Hi}$ ,  $S_{Fi}$  – коефіцієнти безпеки в зубчастих передачах.



№ 1

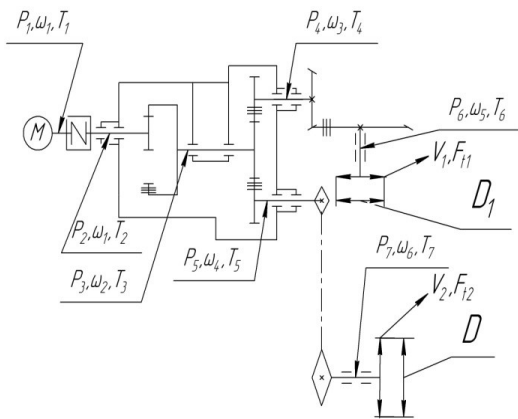
Дано:  $\omega_1 = 309.8 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_5 = 1 \text{ с}^{-1}$ ;  
 $\omega_6 = 2 \text{ с}^{-1}$ ;  $\eta_M = 0,99$ ;  $\eta_{\text{ц. к.}} =$   
 $= 0,98$ ;  $\eta_{\text{к. к.}} = 0,98$ ;  $\eta_{\text{ч. п.}} = 0,8$ ;  
 $\eta_{\text{в. з.}} = 0,94$ ;  $\eta_{\text{л. п.}} = 0,93$ ;  $\eta_{\text{п.}} = 0,99$ ;  
 $P_1 = 10 \text{ кВт}$ ;  $P_5 = 7,31 \text{ кВт}$   $P_6 = 1,2 P_7$ ;  
 $U_{\text{ц. к.}} = 2$ ;  $U_{\text{к. к.}} = 4$ ;  $U_{\text{в. з.}} = 8$ ;

Визначити:

$U_{\text{ч. п.}} - ?$ ;  $U_{\text{р.}} - ?$ ;  $U_{\text{л. п.}} - ?$ ;  $U_{31} - ?$ ;  $U_{32} - ?$ ;

$\omega_k$ -?;  $P_k$ -?;  $T_k$ -?, де  $k = 1 \dots 7$  – кількість валів.

### № 2



Дано:  $D_1 = 300 \text{ мм}$ ;  $V_1 = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;

$F_{t1} = 2 \text{ кН}$ ;  $F_{t2} = 1 \text{ кН}$ ;

$D_2 = 400 \text{ мм}$ ;  $V_2 = 0,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;  $U_{\text{ц. в.}} = 4$ ;

$U_{\text{ц. п. 1}} = U_{\text{ц. п. 2}} = 4$ ;  $\omega_3 = 4\omega_5$ ;  $\eta_M =$

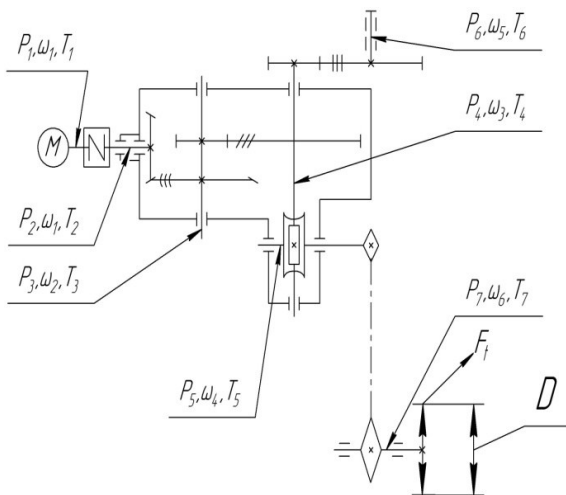
$= 0,99$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{ц. в.}} =$

$= 0,96$ ;  $\eta_{\text{ц. п.}} = 0,96$ ;  $\eta_{\text{к. п.}} = 0,95$ ;

Визначити:  $U_{\text{к. п.}}$ -?;  $U_{\text{л. п.}}$ -?;  $U_p$ -?;

$U_{z1}$ -?;  $U_{z2}$ -?;  $P_i$ -?;  $T_i$ -?, де  $i=1 \dots 7$  – кількість валів.

### № 3



Дано:  $P_6 = 4 \text{ кВт}$ ;  $P_7 = 7 \text{ кВт}$ ;

$D=400 \text{ мм}$ ;  $F_t = 1 \text{ кН}$ ;  $\omega_5 = 10 \text{ с}^{-1}$ ;

$\omega_6 = 1 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_3 = 45 \text{ с}^{-1}$ ;  $U_{\text{к. к.}} =$

$= 4$ ;  $U_{\text{ц. к.}} = 4$ ;  $U_{\text{ч.п}} = 20$ ;  $\eta_M =$

$= 0,99$ ;  $\eta_{\text{к. к.}} = 0,97$ ;  $\eta_{\text{ц. к.}} = 0,98$ ;

$\eta_{\text{ч. п.}} = 0,8$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{л. п.}} = 0,94$ ;

$\eta_{\text{в. з.}} = 0,95$ ;

Визначити:

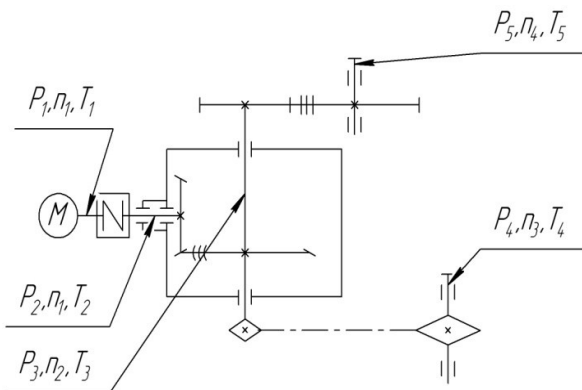
$P_1$ -?;  $P_2$ -?;  $P_3$ -?;  $P_4$ -?;  $P_5$ -?;

$T_i$ -?, де  $i=1 \dots 7$  – кількість валів;

$\omega_1$ -?;  $\omega_2$ -?;  $\omega_4$ -?;  $U_{\text{л. п.}}$ -?;

$U_{\text{в.з}}$ -?;  $U_{z1}$ -?;  $U_{z2}$ -?;  $U_p$ -?

### № 4



Дано:  $T_1 = 20 \text{ Нм}$ ;  $T_2 = 18 \text{ Нм}$ ;

$T_3 = 68 \text{ Нм}$ ;  $T_4 = 89 \text{ Нм}$ ;  $T_5 =$

$= 148 \text{ Нм}$ ;  $n_1 = 1460 \text{ хв}^{-1}$ ;

$n_3 = 1,5 n_4$ ;  $\eta_M = 0,99$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;

$\eta_{\text{к. к.}} = 0,97$ ;  $\eta_{\text{л. п.}} = 0,93$ ;  $\eta_{\text{з. в.}} =$

$= 0,94$ ;

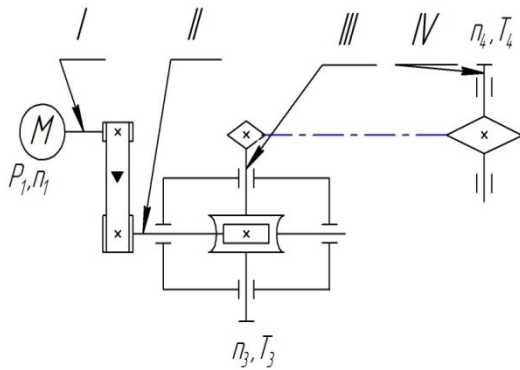
Визначити:

$U_{\text{в.з}}$ -?;  $U_{z1}$ -?;  $U_{z2}$ -?;  $n_2$ -?;  $n_3$ -?;

$n_4$ -?;  $P_k$ -?, де  $k = 1 \dots 4$  – кількість ва-

лів;

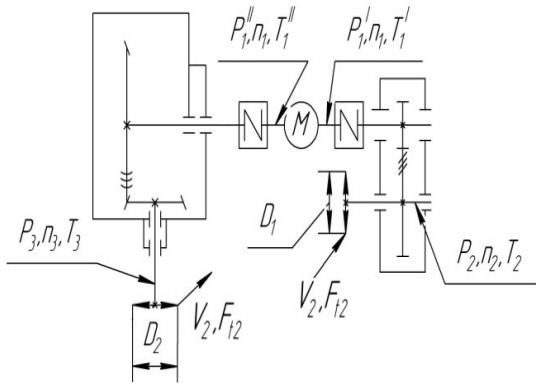
№ 5



Дано:  $n_3 = 20 \text{ хв}^{-1}$ ;  $n_4 = 10 \text{ хв}^{-1}$ ;  
 $n_1 = 1460 \text{ хв}^{-1}$ ;  $U_{\text{кл. п.}} = 2$ ;  $P_1 =$   
 $= 5,13 \text{ кВт}$ ;  $\eta_{\text{ч. п.}} = 0,8$ ;  $\eta_{\text{л. п.}} = 0,94$ ;  
 $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{кл. п.}} = 0,94$ ;  $T_3^I =$   
 $= 569 \text{ Нм}$  – частина обертового мо-  
 менту, що знімається з вала колеса реду-  
 ктора.  $T_3 = T_3^I + T_3^{II}$  повний момент на  
 валу колеса редуктора (вал III);  $T_3^{II}$  – ча-  
 стина моменту, що передається на ланцюгову передачу.

Визначити:  $U_p$ –?;  $T_2$ –?;  $n_2$ –?;  $T_3$ –?;  $T_4$ –?;  $T_3^{II}$ –?;  $P_k$ –?, де  $k = 1 \dots 4$  – кількість валів;

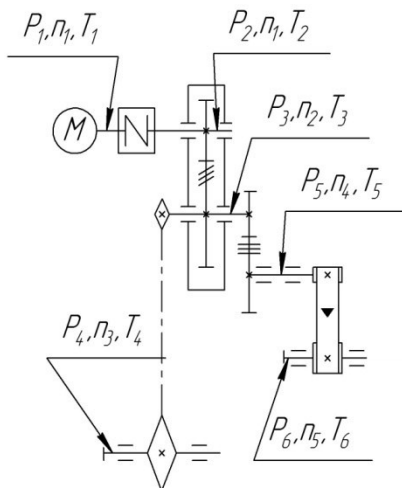
№ 6



Дано:  $D_1 = 300 \text{ мм}$ ;  $V_1 =$   
 $= 5 \text{ м/с}$ ;  $D_2 = 200 \text{ мм}$ ;  $V_2 =$   
 $= 4 \text{ м/с}$ ;  $U_{\text{к. п.}} = 3,5$ ;  $\eta_{M1} = \eta_{M2} = 0,99$ ;  
 $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{ц. к.}} = 0,98$ ;  $\eta_{\text{к. п.}} = 0,97$ ;  
 $F_{t1} = 0,2 \text{ кН}$ ;  $F_{t2} = 0,1 \text{ кН}$ ;

Визначити:  $P_1 = P_1^I + P_1^{II}$ –?;  $P_1^I$ –?;  
 $P_1^{II}$ –?;  $P_2$ –?;  $P_3$ –?;  $T_1$ –?;  $T_1^I$ –?;  $T_1^{II}$ –?;  
 $n_1$ –?;  $n_2$ –?;  $n_3$ –?;  $U_{\text{ц. к.}}$ –?;  $T_2$ –?;  $T_3$ –?

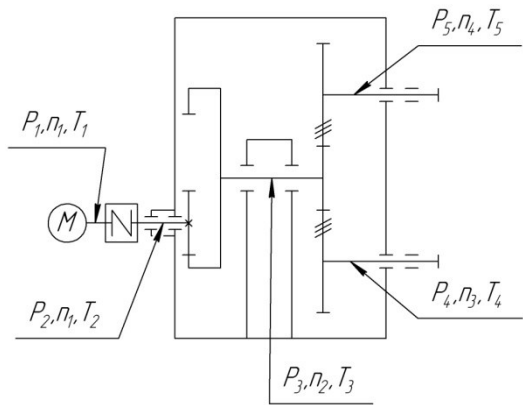
№ 7



Дано:  $P_1 = 4 \text{ кВт}$ ;  $P_4 = 1 \text{ кВт}$ ;  $P_6 = 2 \text{ кВт}$ ;  
 $n_1 = 1430 \text{ хв}^{-1}$ ;  $n_3 = 178 \text{ хв}^{-1}$ ;  $n_5 = 55 \text{ хв}^{-1}$ ;  
 $U_{\text{ц.к}} = 4$ ;  $U_{\text{л. п.}} = 2$ ;  $U_{\text{кл. п.}} = 2$ ;  $\eta_M =$   
 $= 0,99$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{ц. к.}} = 0,98$ ;  $\eta_{\text{в. з.}} =$   
 $= 0,94$ ;  $\eta_{\text{кл. п.}} = 0,94$ ;  $\eta_{\text{л. п.}} = 0,94$ ;

Визначити:  $n_2$ –?;  $n_4$ –?;  $U_{\text{в. з.}}$ –?;  
 $U_{z1}$ –?;  $U_{z2}$ –?;  $P_2$ –?;  $P_3$ –?;  $P_5$ –?;  
 $T_k$ –?, де  $k = 1 \dots 6$  – кількість валів.

№ 8



Дано:  $T_5 = T_4 = 650 \text{ Нм}$ ;  $T_1 = 1/32 T_4$ ;  $T_3 = 1/5 T_4$ ;  $P_1 = 3,5 \text{ кВт}$ ;

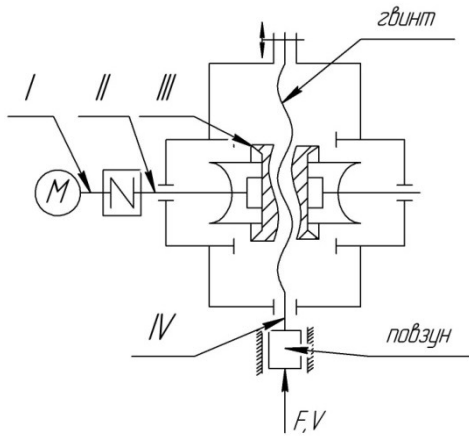
$\eta_{\text{ц. в.}} = 0,96$ ;  $\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{м}} = 0,99$ ;

$\eta_{\text{ц. к.}} = 0,98$ ;

Визначити:  $P_{\text{к}} - ?$ ;  $i_{\text{р}} - ?$ ;  $U_{\text{шв}} - ?$ ;

$U_{\text{max}} - ?$ ;  $U_{\text{р}} = U_{\text{шв}} \cdot U_{\text{тих}}$ ;  $\omega_{\text{к}} - ?$ , де  $k = 1 \dots 5$  – кількість валів.

№ 9



Дано:  $F = 1 \text{ кН}$ ;  $v = 0,006 \text{ м/с}$  – лінійна швидкість повзуна ;

$\eta_{\text{гв. п.}} = 0,4$  – ККД гвинтової передачі;

$\eta_{\text{н. гв.}} = 0,8$  – ККД напрямних гвинта;

$\eta_{\text{м}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{ч.п}} = 0,72$ ;

$\eta_{\text{н. п.}} = 0,83$ ; – ККД напрямних повзуна;

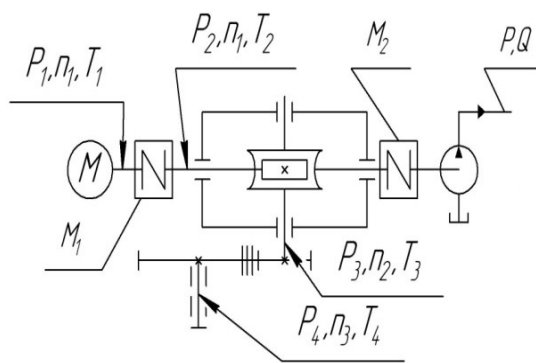
$\omega_1 = 309,8 \text{ с}^{-1}$ ;  $h = 25 \text{ мм}$  – хід гвинта;

$\omega_2 = 2\pi v/h$  – зв'язок між лінійною швидкістю повзуна та кутовою швидкістю черв'ячного колеса.

Визначити:  $P_{\text{к}} - ?$ ,  $T_{\text{к}} - ?$ , де  $k = 1 \dots 4$  –

кількість ланок привода;  $\omega_2 - ?$ ;  $U_{\text{ч. р.}} - ?$ ;

№ 10



Дано:  $P = 10 \text{ МПа}$  – тиск в напірній порожнині гідронасоса;

$Q = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$  подача гідронасоса;

$n_1 = 1460 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\eta_{\text{н}} = 0,72$  – загальний ККД гідронасоса;

$\eta_{\text{м1}} = 0,99$  – ККД муфти M1;

$\eta_{\text{м2}} = 0,99$  – ККД муфти M2;

$\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;  $\eta_{\text{ч. р.}} = 0,8$ ;

$\eta_{\text{в. з.}} = 0,94$ ; Потужність, що її споживає гідронасос, знайти за формулою

$P_{\text{н}} = p \cdot Q / \eta_{\text{н}}$ .

$P_{\text{н}} = p \cdot Q / \eta_{\text{н}}$ .

Визначити:  $P_1 - ?$ ;  $P_2 - ?$ ;  $P_3 - ?$ ;  $T_1 - ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $T_3 - ?$ ;  $T_4 - ?$ ;

частоту  $n_2 - ?$ ;  $U_{\text{ч. р.}} - ?$ ;  $U_3 - ?$ , якщо  $U_{\text{в. з.}} = 6$ .

### № 11

Дано: плоскопасова передача;  $P_1 = 10$  кВт;  $\omega_2 = 50$  с<sup>-1</sup>;  $f = 0,5$  – коефіцієнт тертя між пасом і шківом;  $\alpha_1 = 170^\circ$ ;  $d_1 = 120$  мм;  $U = 2$ ;  $\eta_{пл. п.} = 0,95$ ;  $\eta_{п.} = 0,99$ . Проковзуванням паса знехтувати.

Визначити:  $F_t$  – ?;  $F_1$  – ?;  $F_2$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_0$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $P_2$  – ?;  $\psi$  – ?;  $a$  – ?;  $\omega_1$  – ?.

### №12

Дано: плоскопасова передача;  $f = 0,6$  – коефіцієнт тертя між пасом і шківом;  $\alpha_1 = 150^\circ$ ;  $P_1 = 4$  кВт;  $\omega_1 = 100$  с<sup>-1</sup>,  $\omega_2 = 40$  с<sup>-1</sup>;  $\eta_{пл. п.} = 0,96$ ;  $\eta_{п.} = 0,99$ ;  $d_2 = 400$  мм. Впливом ковзання в передачі знехтувати.

Визначити:  $F_t$  – ?;  $F_1$  – ?;  $F_2$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_0$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $P_2$  – ?;  $\psi$  – ?;  $a$  – ?.

### № 13

Дано: клинопасова передача;  $f = 0,3$  – коефіцієнт тертя між пасом і шківом;  $\omega_1 = 60$  с<sup>-1</sup>;  $\eta_{пл. п.} = 0,94$ ;  $\eta_{п.} = 0,99$ ;  $F_0 = 300$  Н — сила попереднього натягу паса;  $\alpha_{1к} = 130^\circ$  – кут ковзання на ведучому шківі;  $d_1 = 120$  мм;  $U = 3$ ;  $\varphi = 40^\circ$  – кут клина паса. Проковзуванням паса знехтувати.

Визначити:  $F_t$  – ?;  $F_1$  – ?;  $F_2$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_0$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $P_1$  – ?;  $P_2$  – ?;  $\psi$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a$  – ?.

### № 14

Дано: закрыта фрикційна циліндрична передача;  $P_1 = 2$  кВт;  $U = 2,5$ ;  $f = 0,04$  – коефіцієнт тертя між катками;  $[\sigma_H] = 1000$  МПа – допустиме контактне напруження (катки зі сталі ШХ15, передача працює в мастилі);  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup>;  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,3$  – коефіцієнт ширини катка;  $\xi = 0,95$  – коефіцієнт проковзування;  $k_{зз} = 1,25$  – коефіцієнт запасу зчеплення;  $K_H = 1,1$  – коефіцієнт навантаження;  $\eta_{ф.ц} = 0,95$ ;  $\eta_{п.} = 0,99$ .

Визначити:  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $b$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $P_2$  – ?.

### № 15

Дано: закрыта конічна фрикційна передача;  $P_1 = 2$  кВт;  $U = 2$ ;  $f = 0,04$  – коефіцієнт тертя ковзання в передачі;  $\zeta = 0,95$  – коефіцієнт, що враховує пружне ковзання катків;  $k_{зз} = 1,3$  – коефіцієнт запасу зчеплення;  $\eta_{ф.к} = 0,94$ ;  $\eta_{п.} = 0,99$ ;  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup>;  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,2$  – коефіцієнт ширини катка;  $K_H = 1,1$  –

коефіцієнт навантаження. Передача працює в мастилі. Катки виготовлені із сталі ШХ15 з допустимим контактним напруженням  $[\sigma_H] = 1000$  МПа.

Визначити:  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $d_{e1}$  – ?;  $d_{e2}$  – ?;  $R_m$  – ?;  $R_e$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_a$  – ?;  $b$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $P_2$  – ?.

#### № 16

Дано: еквівалентна косозубій за міцністю прямозуба циліндрична передача;  $P_1 = 12$  кВт;  $\omega_2 = 50$  с<sup>-1</sup>;  $U_v = 5$ ;  $z_v = 29$ ;  $m_v = m_n = 4$  мм;  $\beta = 18^\circ$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ .

Визначити: параметри косозубої передачі:  $z_1$  – ?;  $z_2$  – ?;  $U$  – ?;  $a_w$  – ?;  $m_t$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_a$  – ?;  $F_n$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?.

#### № 17

Дано: прямозуба конічна передача;  $P_1 = 4$  кВт;  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup>;  $n_1 = 573,25$  хв<sup>-1</sup>;  $m_e = 3$  мм;  $z_1 = 20$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $b = 40$  мм. Передача ортогональна.

Визначити:  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $d_{e1}$  – ?;  $d_{e2}$  – ?;  $R_m$  – ?;  $R_e$  – ?;  $U$  – ?;  $z_2$  – ?;  $F_{t1}$  – ?;  $F_{a1}$  – ?;  $F_{r1}$  – ?;  $F_n$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $\delta_1$  – ?;  $\delta_2$  – ?;  $\{d_{v1}; d_{v2}; a_v; z_{v1}; z_{v2}; U_v\}$  параметри еквівалентних прямозубих циліндричних зубчастих коліс – ?.

#### № 18

Дано: відкрита прямозуба циліндрична передача з колесами зі сталі 45;  $P_1 = 4$  кВт;  $\omega_2 = 28$  с<sup>-1</sup>;  $U = 3$ ;  $z_1 = 20$ ;  $K_{F\beta} = 1,2$ ;  $Y_{FS1} = 3,43 + (13,2/z_1)$ ;  $\sigma_{FP1} = 100$  МПа;  $\psi_{bd} = 0,3$ ;  $\alpha = \alpha_w = 0^\circ$ .

Визначити:  $m$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_n$  – ?;  $z_2$  – ?;  $\omega_1$  – ?.

#### № 19

Дано: косозуба відкрита циліндрична передача зі сталевими колесами;  $T_2 = 320$  Н·м;  $U = 6$ ;  $z_2 = 132$ ;  $Y_{FS1} = 4,07$ ;  $K_{F\beta} = 1,6$ ;  $\sigma_{FP1} = 100$  МПа;  $\varepsilon_\beta = 1,3$ ;  $\beta = 12^\circ$ ;  $\psi_{bd} = 0,6$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $\omega_1 = 157$  с<sup>-1</sup>.

Визначити:  $m_n$  – ?;  $m_t$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $T_1$  – ?;  $P_1$  – ?;  $z_1$  – ?; параметри прямозубої передачі, еквівалентної за міцністю заданій косозубій:  $d_{v1}$  – ?;  $d_{v2}$  – ?;  $a_v$  – ?;  $z_{v1}$  – ?;  $z_{v2}$  – ?.

#### № 20

Дано: черв'ячна передача:  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup>;  $\gamma_w = 10,1^\circ$ ;  $m = 5$  мм;  $q = 0,25 \cdot z_2 = 12,5$ ;  $x = 0$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\eta_{з.п} = 0,95$  – к.к.д. зубчастої пари;  $f' = 0,04$  – зведений коефіцієнт тертя в зачепленні;  $K_H = 1$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ;  $\delta = 50^\circ$ ;  $\sigma_{HP2} = 210$  МПа.



Визначити:  $d_1 - ?$ ;  $d_2 - ?$ ;  $a_w - ?$ ;  $v_1 - ?$ ;  $\omega_2 - ?$ ;  $v_2 - ?$ ;  $v_s - ?$ ;  $z_1 - ?$ ;  $\eta_{г.п} -$  к.к.д. гвинтової пари  $- ?$ ;  $\eta_{ч.п} - ?$ ;  $P_1 - ?$ ;  $P_2 - ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $F_{t1} - ?$ ;  $F_{r1} - ?$ ;  $F_n - ?$ ;  $F_{a1} - ?$ ;  $l_\Sigma - ?$ . Перевірити передачу на контактну витривалість:  $\sigma_{H2} \leq \sigma_{HP2}$ .

#### № 21

Дано: конічна закрыта передача з коловим зубом;  $P_1 = 12$  кВт;  $U = 4$ ;  $n_2 = 372,5$  хв<sup>-1</sup>; Матеріал коліс – сталь 18 ХГТ;  $\sigma_{HP1} = 1050$  МПа;  $\sigma_{HP2} = 950$  МПа;  $K_H = 1,1$ ;  $K_{be} = 0,285$ ;  $v_H = 0,91$ ;  $\beta_m = 35^\circ$ ;  $z_1 = 22$ . Передача ортогональна.

Визначити:  $d_{e1} - ?$ ;  $d_{e2} - ?$ ;  $U_m - ?$ ;  $R_m - ?$ ;  $R_e - ?$ ;  $d_1 - ?$ ;  $d_2 - ?$ ;  $m_{mn} - ?$ ;  $m_{te} - ?$ ;  $T_1 - ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $b - ?$ ;  $d_{v1} - ?$ ;  $d_{v2} - ?$ ;  $a_v - ?$ ;  $U_v - ?$ ;  $z_{v1} - ?$ ;  $z_{v2} - ?$ .

#### № 22

Дано: відкрита прямозуба циліндрична передача;  $P_1 = 5$  кВт;  $z_1 = 30$ ;  $U = 5$ ;  $\sigma_{HP1} = 400$  МПа;  $\psi_{bd} = 1,2$ ;  $Y_{FS1} = 3,47 + (13,2/z_i)$  (коефіцієнт форми зуба,  $i=1;2$ );  $\omega_1 = 43,96$  с<sup>-1</sup>;  $K_{F\beta} = 1,2$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ .

Визначити:  $m - ?$ ;  $d_1 - ?$ ;  $d_2 - ?$ ;  $T_1 - ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $a_w - ?$ ;  $F_t - ?$ ;  $F_r - ?$ ;  $F_n - ?$ .  
Перевірити передачу на контактну витривалість, прийнявши:  $Z_E = 190$ ;  $Z_H = (1/\cos\alpha) \cdot \sqrt{(2/\operatorname{tg}\alpha_w \alpha)}$ ;  $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$ ;  $\varepsilon_\alpha \approx 1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)$ ;  $\sigma_{HP} = 800$  МПа; колеса сталеві;  $K_H = 1,5$ .

#### № 23

Дано: прямозуба конічна відкрита передача;  $P_1 = 5$  кВт;  $\omega_1 = 157$  с<sup>-1</sup>;  $U = 4$ ;  $z_1 = 20$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\psi_m = 8$ ; матеріал коліс – сталь 40ХН; допустиме навантаження згину зуба  $\sigma_{FP1} = 560$  МПа; коефіцієнт форми зуба  $Y_{FS1} = 3,47 + (13,2/z_{v1})$ ;  $K_F = 1,25$ ;  $v_H = 0,85$ . Передача ортогональна.

Визначити:  $m - ?$ ;  $m_e - ?$ ;  $b - ?$ ;  $d_{e1} - ?$ ;  $d_{e2} - ?$ ;  $d_1 - ?$ ;  $d_2 - ?$ ;  $T_1 - ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $z_2 - ?$ ;  $z_{v1} - ?$ ;  $z_{v2} - ?$ ;  $d_{v1} - ?$ ;  $d_{v2} - ?$ ;  $a_v - ?$ ;  $U_v - ?$ .

#### № 24

Дано: закрыта косозуба циліндрична передача (колеса сталеві);  $T_1 = 50$  Н·м;  $\omega_2 = 36$  с<sup>-1</sup>;  $U = 5$ ;  $m_n = 4,5$  мм;  $\beta = 18^\circ$ ;  $b_w = 52$  мм;  $z_1 = 22$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ .

Визначити:  $d_1 - ?$ ;  $d_2 - ?$ ;  $a_w - ?$ ;  $\{d_{v1}; d_{v2}; a_v\}$  (еквівалентні параметри прямозубої передачі, рівномічної із заданою косозубою)  $- ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $P_1 - ?$ ;  $F_t - ?$ ;  $F_r - ?$ ;  $F_n - ?$ ;  $m_t - ?$ .

### № 25

Дано: прямозуба циліндрична передача з такими даними;  $P_1 = 10$  кВт;  $n_1 = 1460$  хв<sup>-1</sup>;  $m = 4$  мм;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 75$ ;  $b_2 = 45$  мм;  $H_1 = 45$  HRC<sub>e</sub>;  $H_2 = 40$  HRC<sub>e</sub>;  $K_H = 1,25$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ; передача закрита, колеса сталеві.

Перевірити передачу на контактну міцність, прийнявши:  $Z_N = 1,5$ ;  $S_H = 1,1$ ;  $Z_V = 0,925v^{0,05}$ ;  $Z_R = 0,95$ ;  $Z_X = 1$ ;  $Z_L = 1$ ;  $Z_E = 190$  – для  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа та  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ .

### № 26

Дано: черв'ячна передача;  $P_2 = 2$  кВт;  $\omega_2 = 7$  с<sup>-1</sup>;  $q = 0,25 \cdot z_2$ ;  $z_2 = 50$ ;  $x = 0$ ;  $f = 0,08$ ;  $\sigma_{HP2} = 190$  МПа;  $K_H = 1$ ;  $\gamma_w = 10^\circ$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ;  $\delta = 50^\circ$ ;  $\eta_{з.п.} = 0,98$  – к.к.д. зубчастої пари.

Визначити:  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $z_1$  – ?;  $P_1$  – ?;  $\eta_{ч.п.}$  – ?;  $F_{t1}$  – ?;  $F_{r1}$  – ?;  $F_n$  – ?;  $F_{a1}$  – ?;  $l_\Sigma$  (сумарна довжина контактних ліній) – ?;  $U_{ч.п.}$  – ?.

### № 27

Дано: закрита прямозуба циліндрична передача зі сталевими колесами;  $T_2 = 420$  Н·м;  $z_1 = 25$ ;  $\psi_{ba} = 0,412$ ;  $K_{H\beta} = 1,4$ ;  $\varepsilon_\beta = 0,8$ ;  $\sigma_{HP} = 800$  МПа;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $\omega_1 = 157$  с<sup>-1</sup>;  $U = 5$ .

Визначити:  $a_w$  – ?;  $m$  – ?;  $T_1$  – ?;  $\omega_2$  – ?;  $P_1$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $z_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_n$  – ?;  $b_w = b_2$  – ?;  $w_n$  – питоме нормальне навантаження, прийнявши  $K_H = 1,2 \cdot K_{H\beta}$  та  $\varepsilon_\alpha \approx 1,88 - 3,2 \cdot (z_1^{-1} + z_2^{-1})$ .

### № 28

Дано: ланцюгова передача (ланцюг типу ПР);  $T_1 = 42$  Н·м;  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup>;  $U = 3,5$ ;  $a_{\min} = 30 \cdot p_t$ ;  $\eta_{л.п.} = 0,93$ ;  $p_t = 25,4$  мм;  $k_e = 2,7$ ;  $k_d = 1,2$ ;  $k_m = 1$ ;  $[p_0] = 20$  МПа;  $\eta_{п.} = 0,99$ ;  $k_r = 1,05$ .

Визначити:  $z_1$  – ?;  $z_2$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $z_3$  – ?;  $a_y$  – ?;  $P_1$  – ?;  $P_2$  – ?;  $T_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $[F_t]$  – ?;  $F_r$  – ?.

### № 29

Дано: відкрита косозуба циліндрична передача зі сталевими колесами;  $T_2 = 530$  Н·м;  $z_1 = 45$ ;  $U = 5$ ;  $\psi_{bd} = 0,6$ ;  $K_{F\beta} = 1,7$ ;  $\varepsilon_\beta = 0,8$ ;  $\sigma_{FP1} = 120$  МПа;  $\beta = 10^\circ$ ;  $Y_{FS1} = 3,76$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $\omega_1 = 100$  с<sup>-1</sup>.

Визначити:  $m_n$  – ?;  $m_t$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $T_1$  – ?;  $P_1$  – ?;  $z_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_n$  – ?;  $F_a$  – ?.

№ 30

Дано: косозуба циліндрична закрыта передача;  $\omega_1 = 150 \text{ с}^{-1}$ ;  $n_2 = 478 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\beta = 14^\circ$ ;  $P_1 = 2 \text{ кВт}$ ;  $\sigma_{HP} = 500 \text{ МПа}$ ;  $K_{H\beta} = 1,3$ ;  $\psi_{ba} = 0,315$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $z_1 = 20$ ; колеса сталеві:

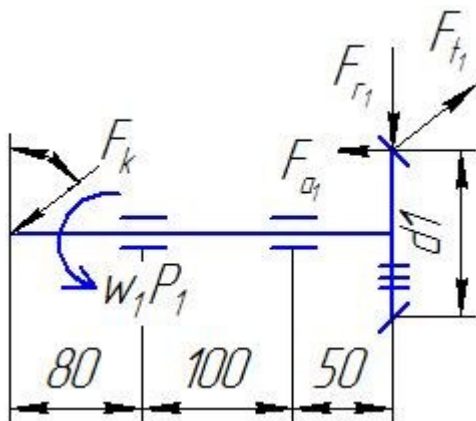
Визначити:  $a_w - ?$ ;  $d_1 - ?$ ;  $d_2 - ?$ ;  $m_n - ?$ ;  $m_t - ?$ ;  $b = b_w - ?$ ;  $F_{t1} - ?$ ;  $F_{r1} - ?$ ;  $F_n - ?$ ;  $F_{a1} - ?$ .

№ 31

Дано: косозуба циліндрична закрыта передача;  $T_1 = 530 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $U = 4$ ;  $n_1 = 1490 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\beta = 18^\circ$ ;  $H_2 = 37 \text{ HRC}_e$ ;  $Z_{N1} = 1,5$ ;  $Z_{N2} = 1,2$ ;  $Z_V \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_X = 0,9$ ;  $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$ ;  $K_{H\beta} = 1,25$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $\psi_{bd} = 0,9$ ;  $z_1 = 25$ ; передача закрыта, колеса сталеві.

Визначити:  $d_{w1} - ?$ ;  $d_{w2} - ?$ ;  $a_w - ?$ ;  $m_n - ?$ ;  $m_t - ?$ ;  $z_2 - ?$ ;  $\omega_2 - ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $P_1 - ?$ ;  $F_t - ?$ ;  $F_r - ?$ ;  $F_n - ?$ ;  $F_a - ?$ .

№ 32



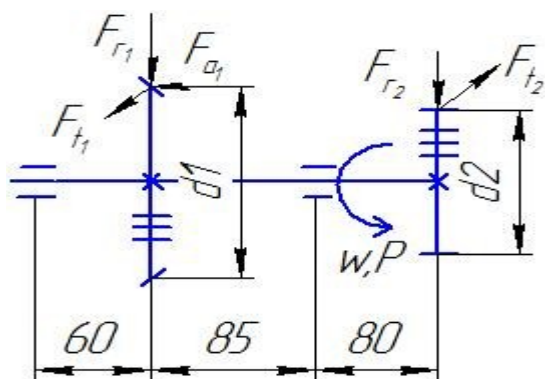
Дано: схема навантаження вала-шестерні конічної прямозубої передачі з  $U = 4$ ;  $P_1 = 4 \text{ кВт}$ ;  $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$ ;  $d_1 = 40 \text{ мм}$  – середній діаметр шестерні;  $[\sigma_{-1}]_{зг} = 65 \text{ МПа}$ ; – допустиме напруження на згин матеріалу вала для симетричного циклу;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 3$ ;  $F_k = 300 \text{ Н}$ ;  $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Визначити:  $F_{t1} - ?$ ;  $F_{a1} - ?$ ;  $F_{r1} - ?$ ;  $T_1 - ?$ ;  $M_{зг}$  та  $M_{зв}$  – в небезпечному перерізі;  $R_i$  – реакції в опорах вала;  $d$  – діаметр вала в небезпечному перерізі і під опорами.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

№ 33



Дано: схема навантаження вала;  $d_1 = 250 \text{ мм}$  – середній діаметр прямозубого колеса конічної передачі з  $U = 4$ ;  $d_2 = 68 \text{ мм}$  – шестерня відкритої прямозубої передачі;  $\omega = 50 \text{ с}^{-1}$ ;  $P = 12 \text{ кВт}$ ;  $\alpha = 20^\circ$  – кут профілю зуба на колесах;  $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ МПа}$ ;  $[\sigma_{-1}]_{зг} = 60 \text{ МПа}$ .

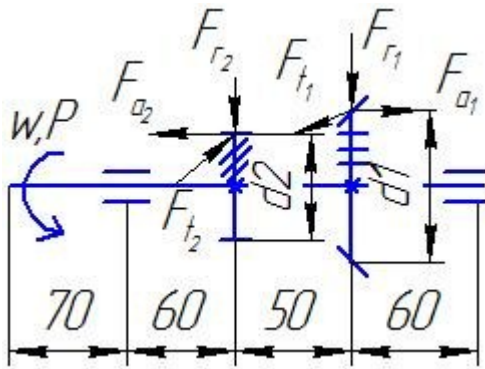
Визначити:  $F_{t1} - ?$ ;  $F_{r2} - ?$ ;  $F_{a1} - ?$ ;  $F_{r1} - ?$ ;  $F_{r2} - ?$ ;  $T - ?$ ;  $R_i$  – сумарні опорні

реакції; діаметр вала в небезпечному перерізі.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

### № 34

Дано: схема навантаження вала, де  $\omega = 50 \text{ c}^{-1}$ ;  $P_2 = 8 \text{ кВт}$ ;  $F_k = 400 \text{ Н}$ ;  $U_k = 4$  – передаточне число конічної передачі;  $d_1 = 280 \text{ мм}$  – середній діаметр конічного колеса;  $d_2 = 68 \text{ мм}$  – ділительний діаметр циліндричного косозубого колеса;  $\beta = 18^\circ$ ;  $[\sigma_{-1}]_{\text{зг}} = 65 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину матеріалу вала;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 4$ .

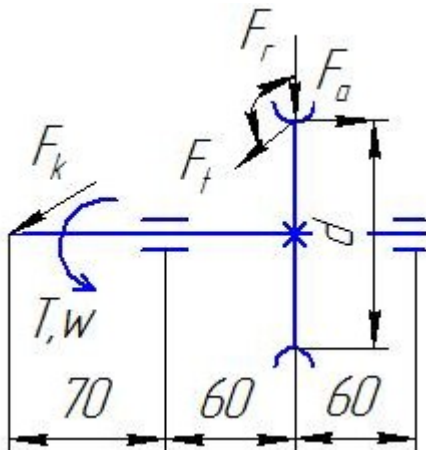


Визначити:  $F_{t1}$  – ?;  $F_{r2}$  – ?;  $F_{a1}$  – ?;  $F_{a2}$  – ?;  $F_{r1}$  – ?;  $F_{r2}$  – ?;  $T$  – ?;  $M_{\Sigma \text{зг}}$  – ?;  $M_{\text{зв}}$  – ?;  $R_i$  – реакції опор вала;  $d_b$  – діаметр вала в небезпечному перерізі.

Лінійні відстані між опорами та деталями,

установленими на валу, в мм.

### № 35

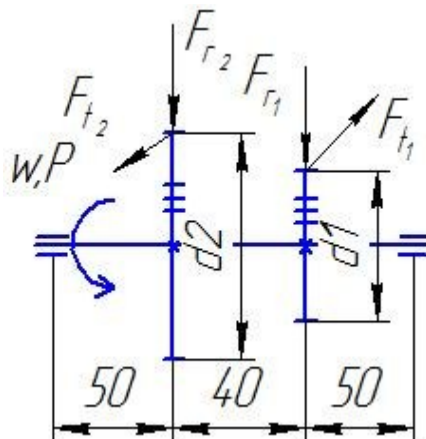


Дано: схема навантаження вала черв'ячного колеса;  $T_1 = 450 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$ ;  $\gamma_w = 15^\circ$ ;  $f' = 0,02$ ;  $d = 310 \text{ мм}$ ;  $F_k = 420 \text{ Н}$ ;  $[\sigma_{-1}] = 65 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину матеріалу вала;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 4$ .

Визначити:  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_a$  – ?;  $P$  – ?;  $M_{\Sigma \text{зг}}$  – ?;  $M_{\text{зв}}$  – ?;  $R_i$  – реакції опор вала;  $d_b$  – діаметр вала в небезпечному перерізі.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

### № 36



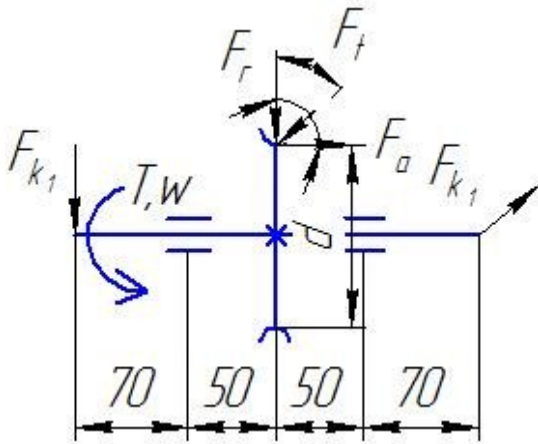
Дано: схема навантаження вала;  $P = 15 \text{ кВт}$ ;  $\omega = 100 \text{ c}^{-1}$ ;  $d_1 = 60 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $d_2 = 350 \text{ мм}$ ;  $[\sigma_{-1}] = 65 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину матеріалу вала;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 3$ .

Визначити:  $F_{t1}$  – ?;  $F_{t2}$  – ?;  $F_{r1}$  – ?;  $F_{r2}$  – ?;  $T$  – ?;  $M_{\Sigma \text{зг}}$  – ?;  $M_{\text{зв}}$  – ?;  $d_b$  – діаметр вала в небезпечному перерізі;  $R_i$  – реакції опор вала.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

№ 37

Дано: схема навантаження вала;  $T_1 = 420 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\omega = 8 \text{ с}^{-1}$ ;  $\gamma_w = 15^\circ$ ;  $\rho' = 6,5^\circ$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $F_{k1} = 400 \text{ Н}$ ;  $F_{k2} = 420 \text{ Н}$ ;  $(F_{k1} + F_{k2})$ ;  $d = 400 \text{ мм}$ ;  $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину матеріалу вала;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 3$ .

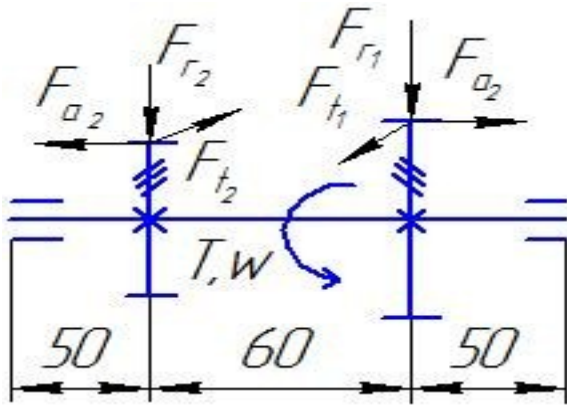


Визначити:  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_a$  – ?;  $M_{\Sigma\text{ЗГ}}$  – ?;  $R_i$  – реакції в опорах вала;  $M_{\Sigma\text{ЗГ}}$  – ?;  $M_{\text{ЗВ}}$  – ?;  $d_B$  – діаметр вала в небезпечному перерізі.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

№ 38

Дано: схема навантаження вала, де  $T_1 = 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\omega = 40 \text{ с}^{-1}$ ;  $\beta_1 = 16^\circ$ ;  $\beta_2 = 18^\circ$ ;  $\alpha_{tw} = \alpha = 20^\circ$ ;  $[\sigma_{-1}]_{\text{ЗГ}} = 65 \text{ МПа}$ ;  $m_{n1} = m_{n2} = 4 \text{ мм}$ ;  $z_{1(K1)} = 66$ ;  $z_{1(K2)} = 20$ .

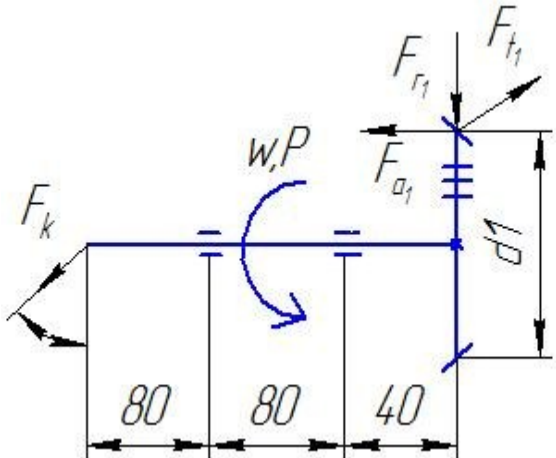


Визначити:  $F_{t1}$  – ?;  $F_{r2}$  – ?;  $F_{a1}$  – ?;  $F_{a2}$  – ?;  $F_{r1}$  – ?;  $F_{r2}$  – ?;  $P$  – потужність на валу;  $R_i$  – сумарні опорні реакції; побудувати епюри  $M_{\text{ЗВ}}$  та  $T$ ; визначити діаметр вала в небезпечному перерізі за  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 3$ .

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

№ 39

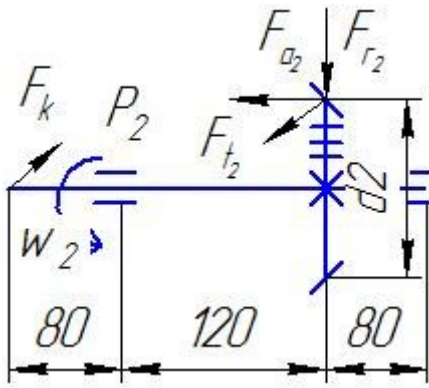
Дано: схема навантаження вала;  $P = 4 \text{ кВт}$ ;  $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$ ;  $d_1 = 60 \text{ мм}$ ;  $F_k = 400 \text{ Н}$ ;  $U = 4$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $[\sigma_{-1}] = 65 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину матеріалу вала;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 4$ .



Визначити:  $F_{t1}$  – ?;  $F_{r1}$  – ?;  $T$  – ?;  $F_a$  – ?;  $M_{\Sigma\text{ЗГ}}$  – ?;  $M_{\text{ЗВ}}$  – ?;  $R_i$  – ?;  $d_B$  – діаметр вала в небезпечному перерізі.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

№ 40

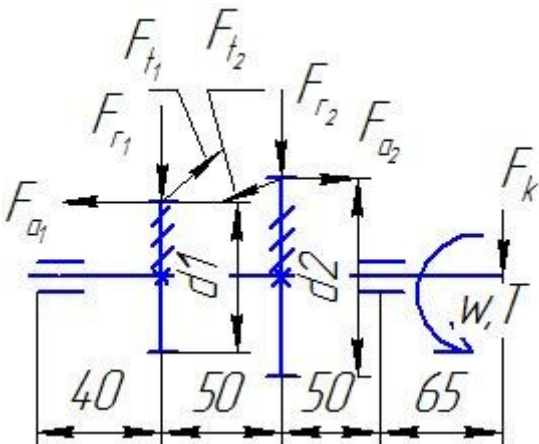


Дано: схема навантаження вала;  $P_2 = 3 \text{ кВт}$ ;  
 $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ;  $F_k = 250 \text{ Н}$ ;  $d_2 = 300 \text{ мм}$ ;  $U = 3$ ;  
 $\alpha = 20^\circ$ ;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 3$ ;  $[\sigma_{-1}]_{\text{зг}} = 60 \text{ МПа}$ .

Визначити:  $F_{t2} - ?$ ;  $F_{a2} - ?$ ;  $F_{r2} - ?$ ;  $R_i$  – реакції в опорах вала;  $M_{\Sigma \text{зг max}} - ?$ ;  $M_{\text{зв max}} - ?$ ; перевірити вал на статичну міцність:  $\sigma_{\text{екв}} < [\sigma_{-1}]_{\text{зг}}$ .

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

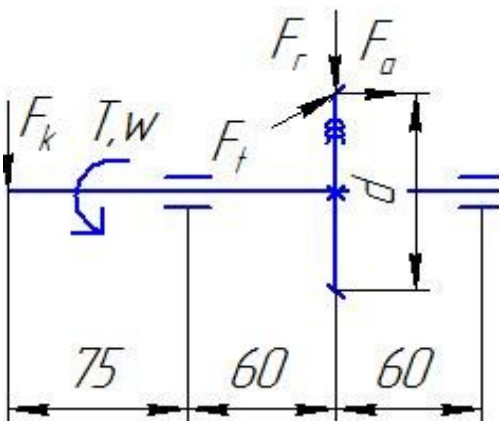
№ 41



Дано: схема навантаження вала;  
 $T_1 = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\omega = 70 \text{ с}^{-1}$ ;  $F_k = 450 \text{ Н}$ ;  
 $d_1 = 50 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 200 \text{ мм}$ ;  $\beta_1 = 16^\circ$ ;  $\alpha_{\text{tw}} = \alpha = 20^\circ$ ;  
 $\beta_2 = 14^\circ$ ;  $[\sigma_{-1}]_{\text{зг}} = 65 \text{ МПа}$ ;  
 $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 4$ .  
 Визначити:  $F_{t1} - ?$ ;  $F_{r2} - ?$ ;  
 $F_{a1} - ?$ ;  $F_{a2} - ?$ ;  $F_{r1} - ?$ ;  $F_{r2} - ?$ ;  $R_i$  – опорні (сумарні) реакції;  $P - ?$ ; діаметр вала в небезпечному перерізі.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.

№ 42



Дано: схема навантаження вала;  
 $T_1 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\omega = 50 \text{ с}^{-1}$ ;  $U_{\text{к.п}} = 4$ ;  $F_k = 350 \text{ Н}$ ;  
 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину матеріалу вала;  $\beta_m = 35^\circ$ ;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  
 $d = 80 \text{ мм}$ ; напрям лінії зуба збігається з напрямом обертання колеса;  $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 4$ .

Визначити:  $F_t - ?$ ;  $F_r - ?$ ;  $F_a - ?$ ;  $M_{\Sigma \text{зг}} - ?$ ;  
 $M_{\text{зв}} - ?$ ;  $d_{\text{в}}$  – діаметр вала в небезпечному перерізі;  $R_i$  – реакції опор вала.

Лінійні відстані між опорами та деталями, установленими на валу, в мм.