

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**по проведенню практичних занять
для студентів спеціальностей**

14.1 "Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка"

13.6 "Металургія"

Затверджено
на засіданні
методичної ради
Протокол № від .

Краматорськ
ДДМА
2019

УДК 620.10

Прикладна механіка: методичні вказівки по проведенню практичних занять для студентів спеціальностей 14.1 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», 13.6 "Металургія" / уклад. М. І. Кінденко. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 32 с.

Розглянуті структурний і кінематичний аналіз важільного і просторового механізмів, кінематичний розрахунок зубчастого механізму, визначення коефіцієнта корисної дії для машинного агрегату, а також основні види простих навантажень елементів конструкцій : розтягання-стискання, поперечний згин і кручення. Для кожного з перерахованих розділів наведені в доступній формі приклади розрахунку.

Методичні вказівки є посібником для викладачів при проведенні практичного заняття студентам спеціальностей 14.1 "Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка", 13.6 "Металургія" очної і заочної форм навчання, що вивчають прикладну механіку, для складання іспиту та заліку.

Укладач

М. І. Кінденко, доц.

Від. за випуск

С. Г. Карнаух, доц.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Практичне заняття №1. КІНЕМАТИЧНІ ПАРИ. ЗНАЙОМСТВО 3 РІЗНИМИ ТИПАМИ МЕХАНІЗМІВ. ВИЗНАЧЕННЯ ЧИСЛА СТУПЕНІВ ВІЛЬНОСТІ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ	5
2 Практичне заняття №2. ВИЗНАЧЕННЯ РУХОМОСТІ І МАНЕВРЕ- НОСТІ ПРОСТОРОВИХ МЕХАНІЗМІВ	8
3 Практичне заняття №3. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ПОБУДОВИ ПЛАНУ ШВИДКОСТЕЙ	11
4 Практичне заняття №4. КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ МАШИНИХ АГРЕГАТІВ	16
5 Практичне заняття №5. РОЗРАХУНОК РЯДОВИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ	18
6 Практичне заняття №6. РОЗТЯГУВАННЯ-СТИСКАННЯ СТРИЖНІВ.....	21
7 Практичне заняття №7. ПРЯМИЙ ПОПЕРЕЧНИЙ ЗГИН БАЛКИ	24
8 Практичне заняття №8. КРУЧЕННЯ ВАЛА.....	28
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	31

ВСТУП

Знання загальних закономірностей абсолютно необхідно кожному сучасному інженеру, який повинен володіти основами машинознавства, а також уявляти собі не тільки загальні принципи пристрою механізмів, а й принципи їх проектування. Знати деталі, з яких складаються ці механізми, і умови, при яких ці деталі досить міцні і надійні, так як міцність і надійність деталей визначають міцність і надійність механізму в цілому.

Весь конспект зазначених питань в тій мірі, в якій вони необхідні інженеру електромеханіку та металургу, розглянуто в даному курсі прикладної механіки.

Курс складається з двох розділів. У першому з них порушені загальні питання теорії механізмів. Другий розділ присвячений основам опору матеріалів, науці про міцність і жорсткість інженерних конструкцій, і викладено в обсязі, необхідному для вивчення третього розділу, в якому розглянуті питання проектування найбільш поширених механізмів. Всі розділи тісно пов'язані між собою і з курсом теоретичної механіки, а також відіграють велику роль у формуванні особистості сучасного інженера.

Практичне заняття №1

КІНЕМАТИЧНІ ПАРИ. ЗНАЙОМСТВО З РІЗНИМИ ТИПАМИ МЕХАНІЗМІВ. ВИЗНАЧЕННЯ ЧИСЛА СТУПЕНІВ ВІЛЬНОСТІ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ.

Присвятити 5 хвилин для ознайомлення студентів з вимогами і рекомендаціями при підготовці до занять і проведенні занять;

Провести 10-хвилинне усне опитування студентів.

Що таке:

- машина?
- механізм ?
- ланка?
- деталь?
- кінематична пара?
- вхідна ланка механізму?
- вихідна ланка механізму?
- стійка механізму?

Чим відрізняються вищі кінетичні пари від нижчих, а так само плоскі кінетичні пари від просторових?

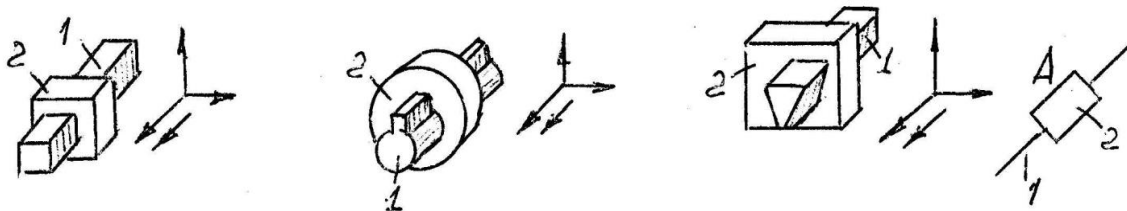


Рисунок 1.1 — Приклад поступальної кінематичної пари

Задати питання: - скільки рухомостей має кінетична пара (рис. 1.1)?

- вища або нижча?
- плоска або просторова?

- Пояснити, що це одна і та ж поступальна кінематична пара, тільки в різному конструктивному оформленні. Справа показано стандартне умовне зображення цієї пари, що застосовується в схемах.
- Задати питання: якої кінематичної пари зображення (рис. 1.2) показано?



Рисунок 1.2 — Приклад обертальної кінематичної пари

Для самостійного рішення замалювати такі приклади (рис 1.3):

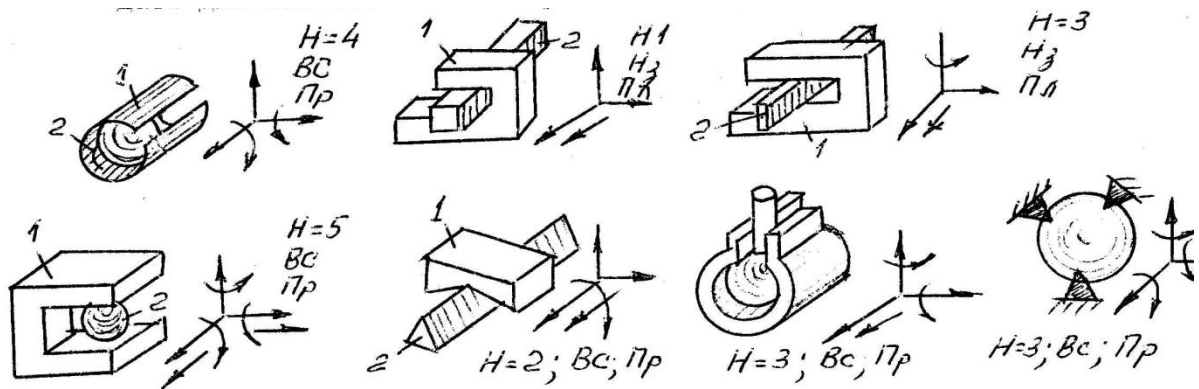


Рисунок 1.3 — Приклади кінематичних пар

Під час вирішення викладач ходить по рядах і допомагає студентам розібратися в кожній задачі. Після вирішення кожного завдання з першої групи давати пояснення до відповідей на питання. Після вирішення всіх прикладів другої групи викликати до дошки студента, щоб він дав пояснення до відповідей на ті ж питання.

Показати моделі: - важільного механізму;

- кулачкового механізму;

- зубчастого механізму;

- фрикційного механізму.

Під час демонстрації кожної моделі задавати питання:

- Яка ланка є входом?

- Який рух вона здійснює?

- Яка ланка є виходом?

- Який рух вона здійснює?

- Перетворення яких рухів здійснює механізм?

Одночасно з демонстрацією моделі механізму викладач на дошці викреслює структурну схему цього механізму, на якій позначає кінематичні пари і нумерує ланки. Студенти, відповідаючи на запитання, звертаються і до моделі, і до схеми.

- Який рух здійснює кожна з проміжних ланок механізму?

Необхідно дати назву кожній ланці (кривошип, повзун, шатун, коромисло, кулачок, зубчасте колесо, камінь, куліса).

Видати моделі механізмів (одну модель на 1-2 людини) і попросити студентів викреслити структурні схеми механізмів, пронумерувати ланки, позначити буквами кінематичні пари.

У проміжках задати питання:

Скільки на рис. 1.4 ланок?

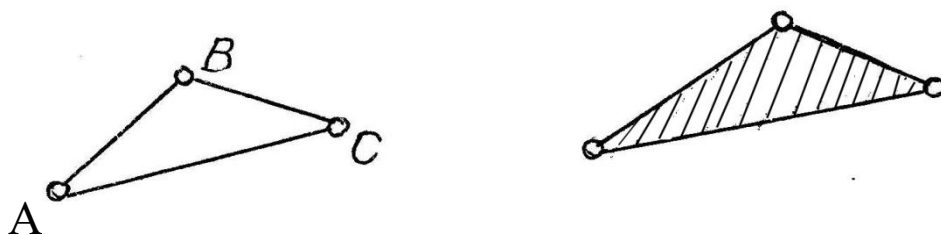


Рисунок 1.4 — Елементи структурної схеми механізму

Скільки на рис. 1.5 кінематичних пар?

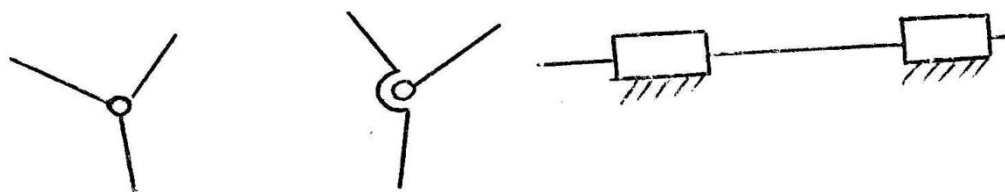


Рисунок 1.5 — Приклади кінематичних пар

Вихідні ланки механізмів відомі заздалегідь: це ланки, до яких кріпляться робочі органи (інструмент тощо).

А якому числу ланок потрібно задати рух?

У переважній більшості випадків необхідне і достатнє число вхідних ланок механізму дорівнює числу узагальнених координат механізму або числу ступенів вільності механізму щодо стояка.

Для визначення рухомості плоских механізмів використовується формула Чебишева П.Л.

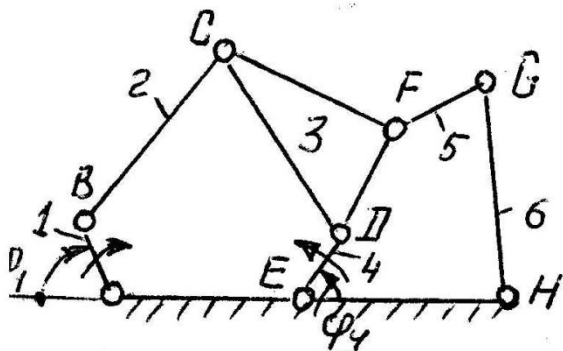
$$W=3n-2p_5-p_4$$

Тут: n — число рухомих ланок механізму;

p_5 — число кінематичних пар 5 класу;

p_4 — число кінематичних пар 4 класу.

Приклад 1. Назвіть ланки. Які рухи вони скоюють? Назвіть кінематичні пари (рис 1.6).



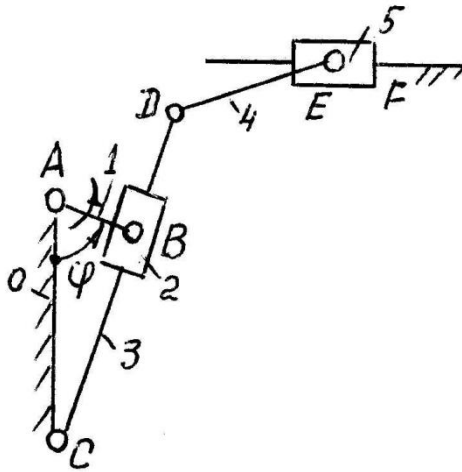
$$n=6; p_5=8; p_4=0$$

$$W=3n-2p_5-p_4=3 \cdot 6-2 \cdot 8-0=2$$

Два входу: ланки 1 і 4. Вихід: ланка 6

Рисунок 1.6 — Структурна схема важільного механізму

Приклад №2 (рис 1.7).



Назвіть кінематичні пари.

A(0,1)-в-V Д(3,4)-в-V

B(1,2)-в-V E(4,5)-в-V

B(2,3)-п-V F(5,0)-п-V

C(0,3)-в-V

Який рух здійснює кожна ланка?

Як воно називається?

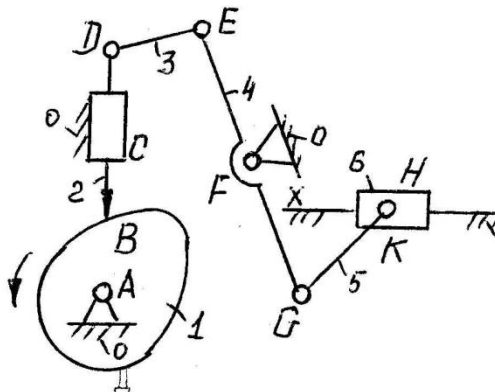
$$n=5; p_5=7; p_4=0; W=3n-2p_5-p_4=$$

$$=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Один вхід: звено 1. Вихід: звено 5.

Рисунок 1.7 — Структурна схема стругального верстата

Приклад 3 (рис 1.8). Для самостійного рішення. Вирішувати за підказками студентів



A(0,1)-в-V

F(0,4)-в-V

B(1,2)-вс-IV

G(4,5)-в-V

C(0,2)-п-V

H(5,6)-в-V

Д(2,3)-в-V

K(6,0)-п-V

E(3,4)-в-V

1-кулачок; 2- штовхач (повзун).

$$n=6; p_5=8; p_4=1; W=3n-2p_5-p_4=$$

$$=3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 - 1 = 1$$

Один вхід: кулачок 1.

Рисунок 1.8 — Структурна схема механізму

В кінці заняття 15-хвилинний вхідний контроль (з теоретичної механіки і вищої математики).

Додому: 1) Підготуватися до наступного заняття: «Рухомість і маневреність маніпулятора».

2) Підготуватися до контрольної роботи з сьогоднішньої теми.

Практичне заняття №2

ВИЗНАЧЕННЯ РУХОМОСТІ І МАНЕВРЕНОСТІ ПРОСТОРОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Маніпулятор - просторовий механізм, отриманий з незамкненого кінематичного ланцюга для виконання виробничих функцій руки людини.

Рухомість W маніпулятора – це число ступенів вільності всіх його ланок щодо стояка. У маніпулятора всі ланки вхідні.

Рухомість W вказує необхідну і достатню кількість незалежних приводів маніпулятора.

Пояснити висновок формули Сомова-Малишева

$$W=6n-(5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1)$$

Нехай студенти спробують самостійно вирішити приклади.

Пример 1. Позначте ланки і кінематичні пари маніпулятора (рис. 2.1), назвіть всі кінематичні пари і вкажіть їх клас. Визначте рухомість і маневреність маніпулятора, зробіть висновок про необхідне число входів (привід).

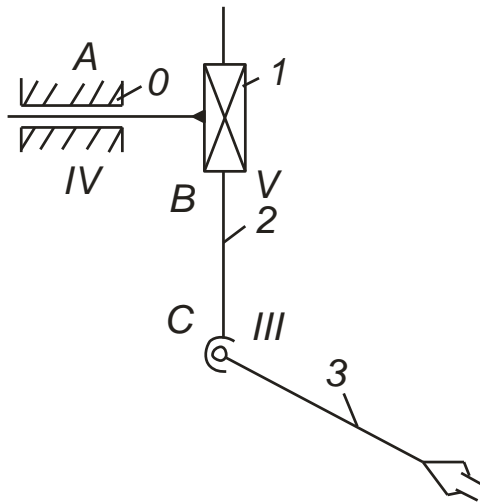


Рисунок 2.1— Структурна схема механізму

Число ступенів рухомості робота визначимо по формулі Сомова-Малишева:

$$W=6n-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1,$$

де n – число рухомих ланок кінематичного ланцюга;

p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 - число кінематичних пар відповідно I, II, III, IV, V класу.

Маємо такі кінематичні пари:

A(0, 1) – циліндрична кінематична пара IV класу;

B(1, 2) – поступальна кінематична пара V класу;

C(2, 3) – сферична кінематична пара III класу.

$n=3$ - число рухомих ланок;

$p_5=1$ - число кінематичних пар V-го класу;

$p_4=1$ - число кінематичних пар IV-го класу;

$p_3=1$ - число кінематичних пар III-го класу.

Підставляючи в формулу Сомова-Малишева, отримуємо:

$$W=6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 0=6.$$

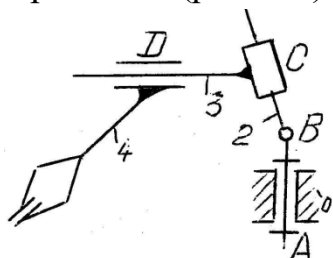
Маневреність маніпулятора - це його рухомість при закріпленому (тобто нерухомому) схваті.

Маневреність маніпулятора визначається по формулі:

$$M=6(n-1)-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1=6 \cdot (3-1) - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 0 = 0.$$

Для роботи механізму необхідно 6 джерел руху, якщо закріпити схват, можливості руху у механізмі немає.

Приклад 2 (рис. 2.2).



$p_5=3$	A(0,1)-В-V
$p_4=1$	B(1,2)-В-V
$p_3=0$	C(2,3)-П-V
$n=4$	Д(3,4)-Ц-IV
$W=6 \cdot 4 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 0 - 0 - 0=5$	
$M=6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 0 - 0 - 0=-1$	

Рисунок 2.2— Структурна схема маніпулятора

У реального маніпулятора кінетичні пари III и IV класів замінюють кінетичними сполуками (рис. 2,3), тобто кінетичними ланцюгами, що містять тільки кінетичні пари V класу.

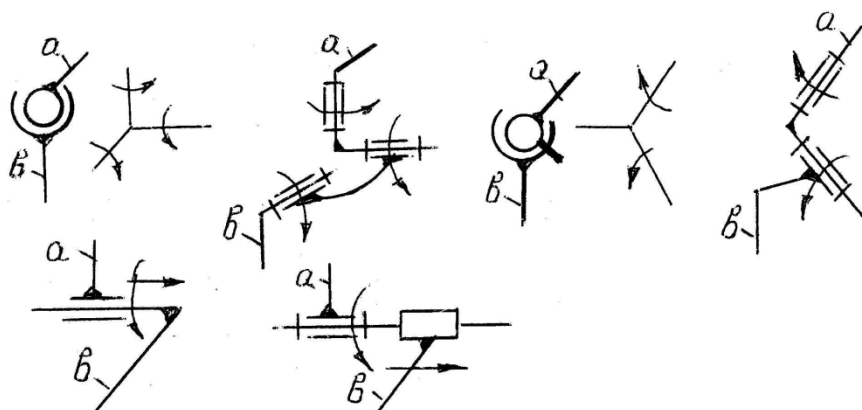


Рисунок 2.3 — Кінематичні з'єднання

В кінці заняття на 15 - 20 хвилин контрольна робота на визначення рухомості плоского механізму.

Додому: 1) Вирішити ті з прикладів, які не встигли вирішити на занятті.

2) Підготуватися до контрольної роботи за темою сьогоднішнього заняття

3) Підготуватися до наступного заняття: «Спосіб планів швидкостей».

Практичне заняття №3

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ПОБУДОВИ ПЛАНУ ШВИДКОСТЕЙ

Відзначити, що це графочисельний метод кінематичного дослідження плоских механізмів

План швидкостей механізму - графічне побудова, що являє собою плоский пучок, промені якого зображують в обраному масштабі абсолютні швидкості точок ланок, а відрізки з'єднують кінці променів - відносні швидкості відповідних точок для даного положення механізму. Складання векторних рівнянь для побудови планів швидкостей засноване на теоремі про швидкості точок плоскої фігури.

П'ятихвилинне опитування студентів (рис. 3.1):

- Як направлена швидкість точки В плоскої фігури, що обертається навколо точки А?
- Чому дорівнює швидкість точки В, якщо відома кутова швидкість фігури ω ?
- Чому дорівнює і в який бік спрямована кутова швидкість фігури, що обертається навколо точки О, якщо відома \vec{V}_C ?
- Стрижень АС обертається навколо А з кутовою швидкістю ω ; уздовж стрижня переміщується точка В зі швидкістю $\vec{V}_B^{\text{від}}$. Знайдіть абсолютну швидкість В.

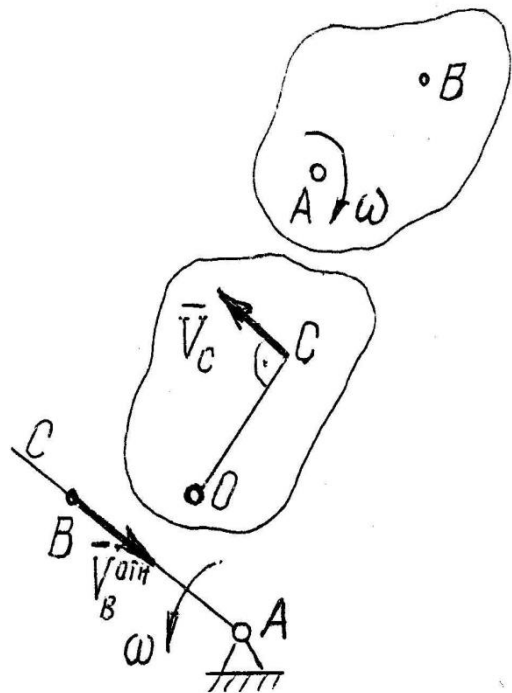
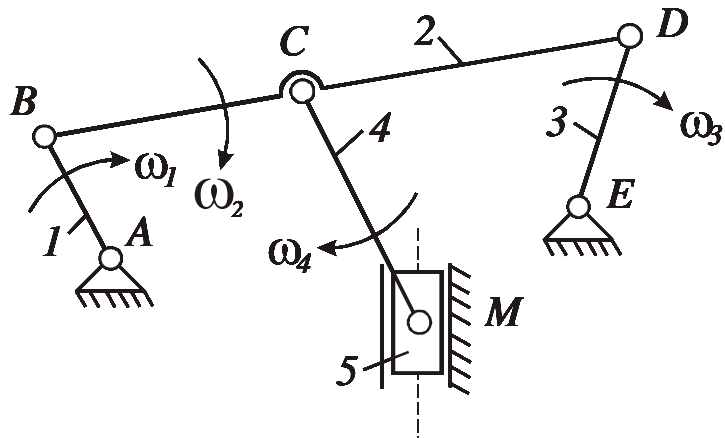


Рисунок 3.1 – Плоскі фігури

Щоб витратити на це опитування не більше п'яти хвилин, викликати до дошки одразу трьох студентів і задати їм питання.

Потім протягом академічної години показати на дошці рішення (із залученням до цього студентів) наступного завдання (рис. 3.2).



План швидкостей

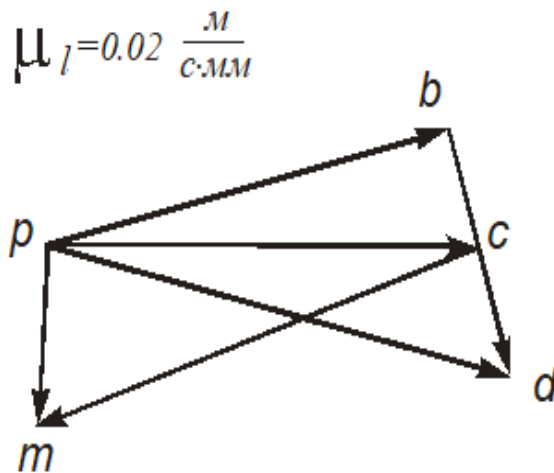


Рисунок 3.2 – План швидкостей важільного механізму

Виходячи з того, що схема в завданні зображена в масштабі $M 1:10$ ($\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$), визначимо розміри ланок:

$l_{AB} = (AB) \cdot \mu_l = \text{Ошибка! Источник ссылки не найден. } 0,01 = \text{Ошибка! Источник ссылки не найден. м;}$

$l_{BC} = (BC) \cdot \mu_l = \text{Ошибка! Источник ссылки не найден. } (0,01) = \text{Ошибка! Источник ссылки не найден. м;}$

$l_{CD} = (CD) \cdot \mu_l = \text{Ошибка! Источник ссылки не найден. } (0,01) = \text{Ошибка! Источник ссылки не найден. м;}$

Источник ссылки не найден. м;

!Ошибка! Источник ссылки не найден.=(Ошибка! Источник ссылки не найден.) μ_l =Ошибка! Источник ссылки не найден. $\cdot 0,01$ = Ошибка!
Источник ссылки не найден. м;

Побудова плану швидкостей

Визначимо швидкість кінця кривошипа: $V_B = \omega_l \cdot l_{AB}$ =Ошибка! Источник ссылки не найден. Ошибка! Источник ссылки не найден.=Ошибка!
Источник ссылки не найден. м/с,

де ω_l =Ошибка! Источник ссылки не найден. c^{-1} – кутова швидкість кривошипа l .

Вектор швидкості точки В направлений перпендикулярно осі кривошипа в сторону його обертання. При виборі величини масштабу μ_v керуються зручністю обчислень і побудов векторів швидкості.

Масштабний коефіцієнт плану швидкостей:

$\mu_v = V_B / (pb)$ =Ошибка! Источник ссылки не найден./Ошибка!
Источник ссылки не найден.=Ошибка! Источник ссылки не найден.
м/(с·мм).

Швидкість точки D визначимо вирішивши графічно векторне рівняння:
$$\vec{V}_D \perp DE = \vec{V}_B \perp AB + \vec{V}_{DB} \perp DB$$

Швидкість точки C визначимо, користуючись теоремою подібності:
$$\frac{l_{BD}}{l_{BC}} = \frac{(bd)}{(bc)}, \text{ звідси } (bc) = \frac{l_{BC} \cdot (bd)}{l_{BD}} = \frac{0,2}{0,42} \cdot 31 = 15 \text{ мм.}$$

Швидкість т. Ошибка! Источник ссылки не найден. визначимо вирішивши графічно наступне векторне рівняння:
$$\vec{V}_M \parallel x-x = \vec{V}_C \perp MC + \vec{V}_{MC} \perp MC$$

Приймаємо, що центр тяжіння ланки розташовується посередині довжини відповідної ланки.

По побудованому плану швидкостей визначимо лінійні швидкості точок:

$V_B = (pb) \cdot \mu_v$ =Ошибка! Источник ссылки не найден. Ошибка! Источник ссылки не найден.=Ошибка! Источник ссылки не найден. м/с;

*V*Ошибка! Источник ссылки не найден.=(*p*Ошибка! Источник ссылки не найден.)· $\mu_V=64$ ·Ошибка! Источник ссылки не найден.=1,28 м/с;

*V*Ошибка! Источник ссылки не найден.=(*О*шибка! Источник ссылки не найден.)· $\mu_V=$ Ошибка! Источник ссылки не найден.·Ошибка! Источник ссылки не найден.=*О*шибка! Источник ссылки не найден. м/с;

*V*Ошибка! Источник ссылки не найден.=(*p*Ошибка! Источник ссылки не найден.)· $\mu_V=$ Ошибка! Источник ссылки не найден.·Ошибка! Источник ссылки не найден.=*О*шибка! Источник ссылки не найден. м/с;

*V*Ошибка! Источник ссылки не найден.=(*О*шибка! Источник ссылки не найден.)· $\mu_V=$ Ошибка! Источник ссылки не найден.·Ошибка! Источник ссылки не найден.=*О*шибка! Источник ссылки не найден. м/с;

Визначимо кутові швидкості ланок:

$\omega_1 =$ Ошибка! Источник ссылки не найден. c^{-1} ;

$\omega_2 =$ *V*Ошибка! Источник ссылки не найден./*О*шибка! Источник ссылки не найден.=*О*шибка! Источник ссылки не найден./*О*шибка! Источник ссылки не найден.= *О*шибка! Источник ссылки не найден. c^{-1} ;

$\omega_3 =$ *V*Ошибка! Источник ссылки не найден./*О*шибка! Источник ссылки не найден.=1,28/*О*шибка! Источник ссылки не найден.=*О*шибка! Источник ссылки не найден. c^{-1} ;

$\omega_4 =$ *V*Ошибка! Источник ссылки не найден./*О*шибка! Источник ссылки не найден.= *О*шибка! Источник ссылки не найден./*О*шибка! Источник ссылки не найден.= *О*шибка! Источник ссылки не найден. c^{-1} ;

$\omega_5=$ Ошибка! Источник ссылки не найден., так як ланка 5 робить поступальний рух.

Напрямок кутових швидкостей ланок визначається мисленим перенесенням векторів відносних швидкостей з плану швидкостей у відповідні точки плану механізму і спробою повернути ланку навколо обраного полюса в сторону дії цього вектора

Напрямки кутових швидкостей ланок показані на схемі механізму

Приклад (рис. 3.3).

Визначити в заданому положенні механізму \overline{Vd} , \overline{VM} , ω_2 , ω_3 .
 Задані кінематичні розміри механізму, φ_1 , ω_1 .

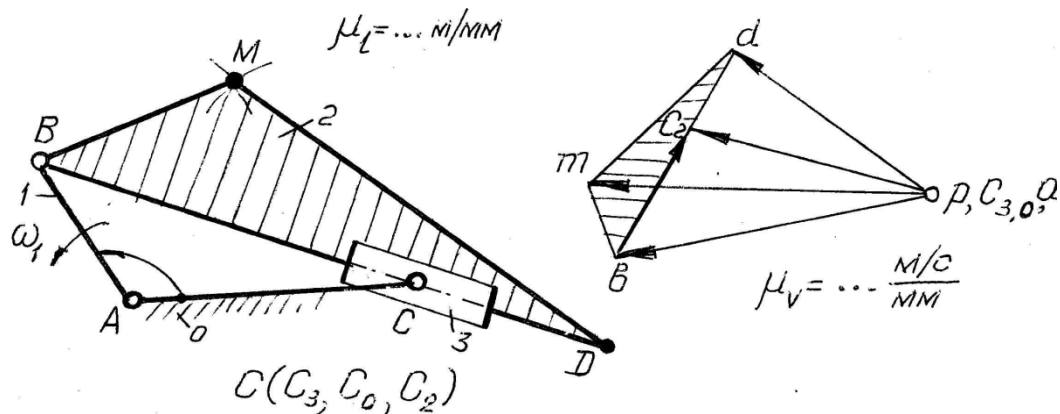


Рисунок 3.3 — План швидкостей кулісного механізму

Будуємо в обраному масштабі план механізму - схему механізму для заданого положення φ_1 .

$$AC = l_{AC} / \mu_v = \dots \text{ мм};$$

$$BD = l_{BD} / \mu_v = \dots \text{ мм};$$

$$AB = l_{AB} / \mu_v = \dots \text{ мм};$$

$$BM = l_{BM} / \mu_v = \dots \text{ мм};$$

$$DM = l_{DM} / \mu_v = \dots \text{ мм};$$

Точку М будуємо зарубками з точок В и D.

Визначаємо швидкість точки В входу; точки, загальній для ланок 1 і 2.

$$\overline{V_B} = \frac{\overline{V_{BA}}}{\perp BA}; \quad V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \dots \text{ м/с}.$$

Ланка 2 здійснює плоский рух, тому

$$\overline{V_{C_2}} = \frac{\overline{V_B}}{\perp AB} + \frac{\overline{V_{C_2B}}}{\perp CB};$$

Рівняння поки вирішити не можна, так як в ньому три невідомих.

Видно, що рух ланки 2 можна представляти як складний, що складається з переносного обертального навколо точки C_3 разом з ланкою 3 і відносно поступального уздовж напрямляючої BD ; тоді

$$\overline{V_{C_2}} = \frac{\overline{V_{C_3}}}{=0} + \frac{\overline{V_{C_2C_3}}}{\parallel BD};$$

де $\overline{V_{C_2}} = \overline{V_{C_0}} = 0$, так як ланки 3 і 0 пов'язані обертальною парою С.

Тепер систему рівнянь можна вирішити. Таким чином, скористалися теоремами додавання швидкостей при плоскому і складному русі фігури.

Графічне рішення векторних рівнянь швидкостей називається планом швидкостей механізму. Кожен вектор плану швидкостей зображує в обраному масштабі швидкість певної точки механізму.

Властивості планів швидкостей:

1. Вектор абсолютних швидкостей точок з'єднує на плані швидкостей його плюс p з відповідними вершинами плану.
2. Відносні швидкості точок зображуються на плані відрізками, що з'єднують відповідні вершини плану одна з однією.
3. Будь-якої жорсткої фігури на схемі механізму відповідає подібна до неї і подібно з нею розташована фігура на плані швидкостей. Тоді векторним рівнянням швидкостей будуть відповідати векторні рівняння плану швидкостей:

$$\left. \begin{aligned} \overline{pC_2} &= \frac{\overline{PB}}{\perp AB} + \frac{\overline{BC_2}}{\perp BC} \\ \overline{pC_2} &= \frac{\overline{PC_2}}{=0} + \frac{\overline{C_2C_2}}{\parallel BC} \end{aligned} \right\},$$

де: $pB = \frac{V_B}{\mu_V} = 50 \dots 100 \text{ мм}$

Тоді масштабний коефіцієнт плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_B}{pB} = \dots \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{мм}^{-1}$$

Виберемо полюс p плану швидкостей і побудуємо вектор \overline{pB} , до нього «прибудуємо вектор» $\overline{BC_2}$ і з вершини В проведемо пряму $\perp BC$. Відповідно до другого рівняння, вершина B_3 збігається з полюсом p , проводимо з неї пряму $\parallel BC$. На перетині проведених прямих відзначаємо вершину C_2 плану. Направляємо вектори відповідно до рівнянь.

$$V_{C_2} = \mu_V(pC_2) = \dots \text{ м} \cdot \text{с}; \quad V_{C_2B} = \mu_V(BC_2) = \dots \text{ м} \cdot \text{с}; \quad \omega_2 = \frac{V_{C_2B}}{l_{CB}} = (+) \dots \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

де $l_{CB} = \mu_l(BC) = \dots \text{м}$; $\omega_3 = \omega_2$, так як ланки 2 і 3 будучи з'єднаними між собою поступальною парою не обертаються відносно одна одної.

З третьої властивості плану швидкостей: $\frac{bd}{bC_2} = \frac{BD}{BC_2}$ знаходимо довжину

$bd = bC_2(BD/BC_2) = \dots \text{мм}$ і відкладаємо на плані швидкостей.

З третього властивості плану швидкостей: $\Delta bdm \sim \Delta BDM$.

Будуємо на плані швидкостей Δbdm і відзначаємо вершину m .

$$V_D = \mu_v(pd) = \dots \text{м\c}; \quad V_M = \mu_v(pm) = \dots \text{м\c}.$$

В останні 15-20 хв. провести контрольну роботу за індивідуальними білетами на тему минулого заняття: "Визначити рухомість і маневреність маніпулятора".

Завдання додому.

На наступному занятті буде самостійна робота з побудови планів швидкостей, тому:

- кожному принести на заняття олівець, лінійку, циркуль;
- підготуватися до вирішення способом планів швидкостей завдання кінематичного аналізу механізмів.

Практичне заняття №4

КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ МАШИНИХ АГРЕГАТІВ

П'ятихвилинне опитування студентів.

Які види з'єднання механізмів Ви знаєте?

Як визначається ККД при послідовному і паралельному з'єднанні?

Що таке коефіцієнт втрат?

Досконалість механізму або машини, з точки зору споживаної енергії, характеризується механічним коефіцієнтом корисної дії η .

ККД дорівнює відношенню абсолютної величини роботи (або середньої потужності) сил корисного опору до роботи (або середньої потужності) всіх рушійних сил за час одного циклу усталеного руху механізму.

Загальний механічний коефіцієнт корисної дії послідовно з'єднаних механізмів дорівнює добутку механічних коефіцієнтів корисної дії окремих механізмів, що становлять одну загальну систему.

Загальний ККД всієї системи механізмів дорівнює:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{A_{nc}}{A_g} = \frac{A_g \sum \alpha_i \eta_i}{A_g};$$

$$\eta_{\Sigma} = \sum \alpha_i \eta_i$$

де α – коефіцієнт, що показує, яка частка всієї споживаної енергії витрачається на приведення в рух i -того механізму.

Приклад.

Визначте загальний ККД машинного агрегату (рис. 4.1) при комбінованому з'єднанні механізмів, а також потрібну потужність двигуна і потужність P_5

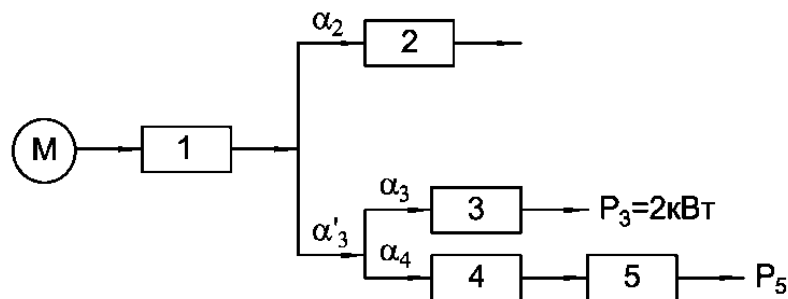


Рисунок 4.1 — Схема машинного агрегату

Дано: $\eta_1 = 0,75$; $\eta_2 = 0,7$; $\eta_3 = 0,8$; $\eta_4 = 0,9$; $\eta_5 = 0,8$; $\alpha_2 = 0,3$; $\alpha_3 = 0,4$.

Рішення:

$$\alpha'_3 = 1 - \alpha_2 = 1 - 0,3 = 0,7.$$

$$\alpha_4 = 1 - \alpha_3 = 1 - 0,4 = 0,6.$$

$$P_3 = P_M \cdot \eta_1 \cdot \alpha'_3 \cdot \alpha_3 \cdot \eta_3.$$

Визначимо потужність двигуна:

$$P_M = \frac{P_3}{\eta_1 \cdot \alpha'_3 \cdot \alpha_3 \cdot \eta_3} = \frac{2}{0.75 \cdot 0.7 \cdot 0.4 \cdot 0.8} = 11.9 \text{ кВт.}$$

$$P_5 = P_M \cdot \eta_1 \cdot \alpha'_3 \cdot \alpha_4 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 = 11.9 \cdot 0.75 \cdot 0.7 \cdot 0.6 \cdot 0.9 \cdot 0.8 = 2.7 \text{ кВт.}$$

Загальний ККД машинного агрегату:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot (\alpha_2 \cdot \eta_2 + \alpha'_3 \cdot (\alpha_3 \cdot \eta_3 + \alpha_4 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5)).$$

$$\eta_{\Sigma} = 0.75 \cdot (0.3 \cdot 0.7 + 0.7 \cdot (0.4 \cdot 0.8 + 0.6 \cdot 0.9 \cdot 0.8)) = 0.55.$$

В останні 25-30 хв. провести контрольну роботу за індивідуальними білетами на тему минулого заняття: "Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів методом побудови плану швидкостей".

Додому: 1) Вирішити ті з прикладів, які не встигли вирішити на занятті.

2) Підготуватися до контрольної роботи за темою сьогоднішнього заняття.

3) Підготуватися до наступного заняття: «Розрахунок рядових зубчастих механізмів».

Практичне заняття №5

РОЗРАХУНОК РЯДОВИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

Перед початком заняття викликати трьох студентів до дошки і попросити їх: намалювати схему циліндричної зубчастої передачі внутрішнього зачеплення, циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення, конічної зубчастої передачі і показати напрямок обертання коліс; написати передавальне число і висловити його через числа зубів коліс.

Спитати будь-кого з місця, як визначити передавальне число багатоступінчастого механізму.

Приклад 1. Скільки тут ступенів (рис. 5.1)? Назвіть їх.

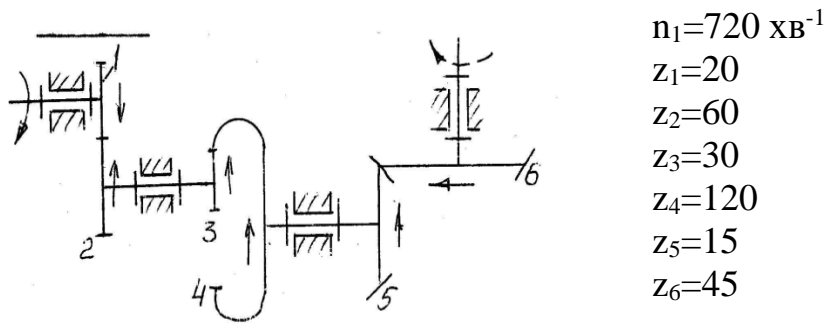


Рисунок 5.1 — Схема зубчастого механізму

$$u_{1-6} = \frac{n_1}{n_6} = u_{1-2} \cdot u_{3-4} \cdot u_{5-6} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} = \frac{60 \cdot 120 \cdot 45}{20 \cdot 30 \cdot 15} = 36$$

$$n_6 = \frac{n_1}{u_{1-6}} = \frac{720}{36} = 20 \text{ об/мин} \quad n_3 = ? \quad n_3 = n_2;$$

$$\frac{n_1}{n_2} = u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{20} = 3; \quad n_2 = \frac{n_1}{3} = \frac{720}{3} = 240 \text{ мин}^{-1}$$

Приклад 2 (рис. 5.2).

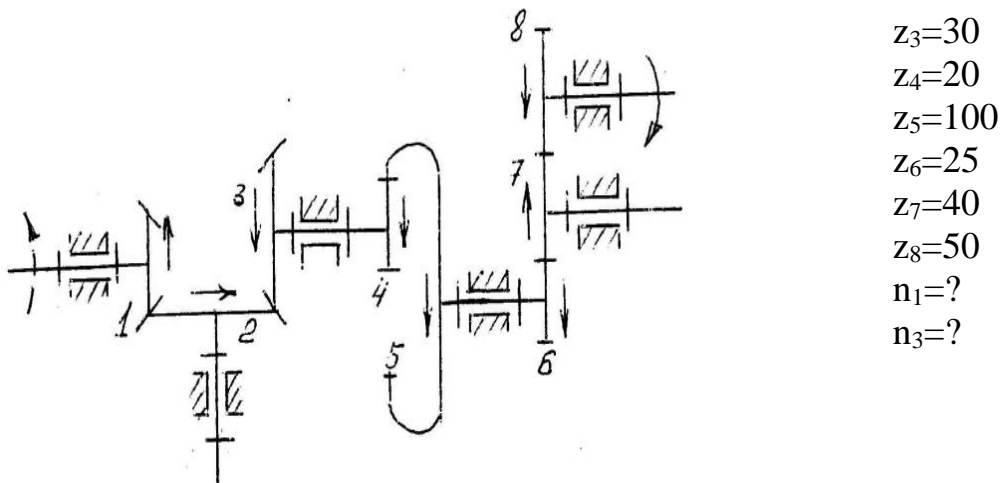


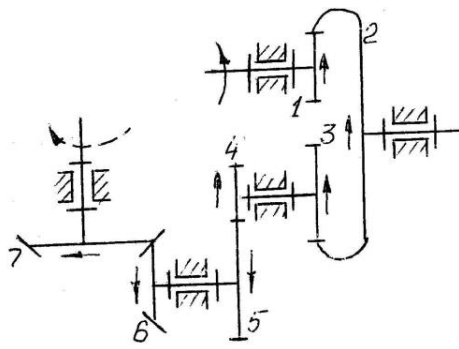
Рисунок 5.2 — Схема зубчастого механізму

$$n_8 = 100 \text{ об/мин}$$

$$z_1 = 15$$

$$z_2 = 60$$

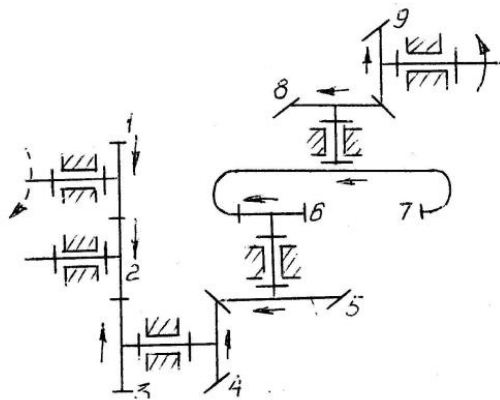
Приклад 3 (рис. 5.3).



$$\begin{aligned}
 n_1 &= 200 \text{ хВ}^{-1} \\
 z_1 &= 20 \\
 z_2 &= 120 \\
 z_3 &= 30 \\
 z_4 &= 20 \\
 z_5 &= 60 \\
 z_6 &= 15 \\
 z_7 &= 45 \\
 n_7 &=? \quad n_4 &=? \quad \omega_7 &=? \quad \omega_4 &=?
 \end{aligned}$$

Рисунок 5.3 — Схема зубчастого механізму

Приклад 4 (рис. 5.4).



$$\begin{aligned}
 \omega_9 &= 20 \text{ рад/с} \\
 z_1 &= 25 \\
 z_2 &= 30 \\
 z_3 &= 75 \\
 z_4 &= 15 \\
 z_5 &= 30 \\
 z_6 &= 30 \\
 z_7 &= 120 \\
 z_8 &= 20 \\
 z_9 &= 60 \\
 \omega_1 &=? \quad \omega_5 &=?
 \end{aligned}$$

Рисунок 5.4 — Схема зубчастого механізму

Ті завдання, які студенти не встигають вирішити задати додому.

В кінці заняття на 15 - 20 хвилин контрольна робота на визначення коефіцієнта корисної дії машинного агрегату.

Додому: 1) Вирішити ті з прикладів, які не встигли вирішити на занятті.

2) Підготуватися до контрольної роботи за темою сьогоднішнього заняття.

3) Підготуватися до наступного заняття: «Розтягання-стискання стрижнів».

Практичне заняття №6

РОЗТЯГАННЯ-СТИСКАННЯ СТРИЖНІВ

Протягом 5 хвилин провести усне опитування:

- Яке напруження в перерізі називається нормальним?
- Яке напруження в перерізі називається дотичним?
- Що називається відносною поздовжньою деформацією?
- Сформулюйте умову міцності при розтяганні (стисканні)?
- Яке напруження називається допустимим?
- У яких матеріалів допустиме напруження при розтяганні не дорівнює допустимому напруженню при стисканні?
- Сформулюйте закон Гука.

Для заданої схеми навантаження круглого стрижня постійного поперечного перерізу (рис. 6.1) визначити діаметр d , побудувати епюри внутрішніх нормальних сил N і нормальних напружень σ і знайти абсолютне подовження ΔL .

$$a=0,5 \text{ м}; \quad b=0,75 \text{ м}; \quad c=0,5 \text{ м}; \quad F_1=150 \text{ кН}; \quad F_2=450 \text{ кН}; \quad F_3=100 \text{ кН}.$$

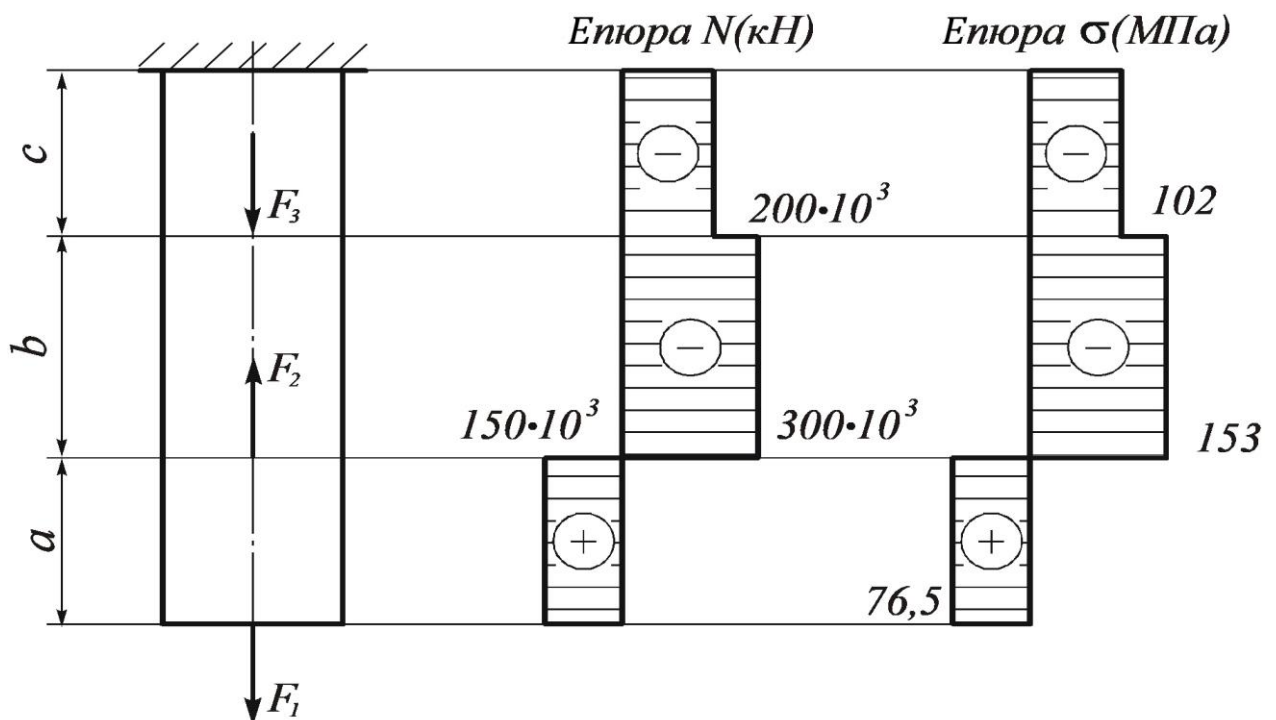


Рисунок 6.1— Розрахункова схема стрижня і епюри внутрішніх нормальних сил N і нормальних напружень в поперечних перерізах σ

Матеріал стрижня - Ст.3; $E=2 \cdot 10^5$ МПа; $\sigma_T = 240$ МПа; $n=1,5$

Визначаємо внутрішні нормальні сили N в поперечних перерізах стрижня:

При цьому будемо відкидати нижні частини стрижня, а розглядати верхні:

$$\text{при } 0 \leq Z \leq a: \quad N = F_1 = 150 \text{ кН};$$

$$\text{при } a \leq Z \leq a+v: \quad N = F_1 - F_2 = 150 - 450 = -300 \text{ кН};$$

$$\text{при } a+v \leq Z \leq a+v+c: \quad N = F_1 - F_2 + F_3 = 150 - 450 + 100 = -200 \text{ кН}.$$

Побудуємо епюру внутрішніх нормальних сил.

Визначаємо площі поперечного перерізу стрижня:

Необхідну площу поперечного перерізу стрижня A визначимо з умови міцності на розтягання-стискання:

$$\sigma_{max} = \frac{|N_{max}|}{A} \leq [\sigma],$$

$$\text{де } [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{240}{1,5} = 160 \text{ МПа}.$$

$$\text{Звідси } A \geq \frac{|N_{max}|}{[\sigma]} = \frac{300 \cdot 10^3}{160} = 1,87 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 \cdot d^2. \text{ При цьому } d \geq \sqrt{\frac{A}{0,785}} = \sqrt{\frac{1,87 \cdot 10^3}{0,785}} = 48,8 \text{ мм}.$$

$$\text{Приймаємо } d = 50 \text{ мм}. \quad A = 0,785 \cdot 50^2 = 1,96 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

Визначаємо нормальні напруження в поперечних перерізах стрижня:

$$\text{при } 0 \leq Z \leq a: \quad \sigma = \frac{N}{A} = \frac{150 \cdot 10^3}{1,96 \cdot 10^3} = 76,5 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\text{при } a \leq Z \leq a+v: \quad \sigma = \frac{N}{A} = \frac{-300 \cdot 10^3}{1,96 \cdot 10^3} = -153 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\text{при } a+v \leq Z \leq a+v+c: \quad \sigma = \frac{N}{A} = \frac{-200 \cdot 10^3}{1,96 \cdot 10^3} = -102 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Епюри N і σ для ділянок стрижня показані на рис. 6.1.

Визначаємо абсолютні подовження ділянок стрижня:

$$\Delta L_a = \frac{NL_a}{EA} = \frac{150 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 1,96 \cdot 10^3} = 0,15 \text{ мм};$$

$$\Delta L_b = \frac{NL_b}{EA} = \frac{-300 \cdot 10^3 \cdot 0,75 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 1,96 \cdot 10^3} = -0,57 \text{ мм};$$

$$\Delta L_c = \frac{NL_c}{EA} = \frac{-200 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 1,96 \cdot 10^3} = -0,25 \text{ мм}.$$

Повне абсолютне подовження стрижня

$$\Delta L = \Delta L_a + \Delta L_b + \Delta L_c = 0,19 - 0,57 - 0,25 = -0,63 \text{ мм}.$$

В останні 20-25 хв. провести контрольну роботу за індивідуальними білетами на тему минулого заняття: "Розрахунок рядового зубчастого механізму".

Додому: 1) Підготуватися до контрольної роботи за темою сьогоднішнього заняття.

2) Підготуватися до наступного заняття: «Побудова епюр перерізуючих сил і згинальних моментів».

Практичне заняття №7
ПРЯМИЙ ПОПЕРЕЧНИЙ ЗГИН БАЛКИ

Задача 1. Визначити допустиму величину сили F , згинального балку (рис. 7.1) довжиною $l=1\text{ м}$ з прямокутним поперечним перерізом (рис. 7.2) $b \cdot h=40 \cdot 60 \text{ мм}^2$. Запас міцності $S_\sigma=1,5$, $\sigma_T=300 \text{ МПа}$.

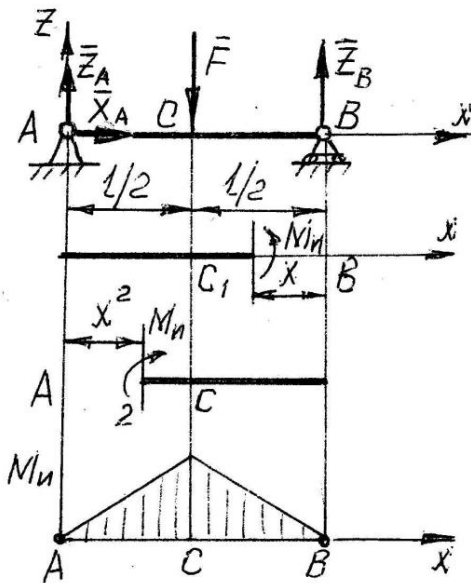


Рисунок 7.1 – Схема навантаження балки

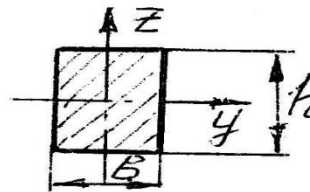


Рисунок 7.2 – Поперечний переріз балки

- 1) Визначимо опорні реакції:
- $$\Sigma X = X_A = 0;$$
- $$Z_B = 0,5 \cdot F \cdot 1 = 0,5 \cdot F \text{ Н};$$
- $$\Sigma M_A = Z_B \cdot 1 - F(1/2) = Z_B \cdot 1 - F \cdot 0,5 = 0;$$
- $$\Sigma M_B = -Z_A \cdot 1 - F(1/2) = -Z_A \cdot 1 - F \cdot 0,5 = 0; ; \quad Z_A = 0,5 \cdot F \text{ Н};$$
- Перевірка: $\Sigma F = Z_A + Z_B - F = 0,5 \cdot F + 0,5 \cdot F - F = 0;$

- 2) Визначимо згинальні моменти на двох ділянках: BC і AC балки,
3) Провівши поперечні перерізи 1-1 и 2-2.

а) ділянка BC: $0 \leq x \leq 0,5 \text{ м}$. Розглянемо ліву частину балки і її правий переріз на відстані X до точки B.

$$M_{н} = (\Sigma M)_{\text{справа}} = Z_B \cdot X = 0,5F \cdot X - \text{лінійна залежність від } X.$$

Тут $M_{н} > 0$, так як згинає балку опуклістю вниз.

Для побудови епюри $M_{н}$ на ділянці BC (графік тут - пряма лінія) досить визначити два значення $M_{н}$ (дві точки графіка $M_{н}$).

- в перерізі «B»: $X=0; M_{н}=0,5F \cdot 0=0$

- в перерізі «C»: $X=0,5\text{ м}; M_{н}=0,5F \cdot 0,5=0,25F \text{ Нм}$

б) ділянка AC: $0 \leq x \leq 0,5 \text{ м}$. Розглянемо праву частину балки і її лівий переріз на відстані X від точки A.

$$M_{н} = (\Sigma M)_{\text{слева}} = Z_A \cdot x = 0,5F \cdot x - \text{лінійна залежність від } M_{н}$$

Тут $M_{н} > 0$, так як згинає балку опуклістю вниз

Знайдемо два значення $M_{н}$ на ділянці AC:

- В перерізі «A»: $X=0; M_{н}=0,5 \cdot F \cdot 0=0$

- В перерізі «B»: $X=0; M_{н}=0,5 \cdot F \cdot 0,5=0,25 \cdot F \text{ Н} \cdot \text{м}$

Обидва значення $M_{н}$ в перерізі «C» вийшли однаковими.

Побудуємо епюру $M_{н}$ з якої видно, що небезпечний переріз балки знаходиться в точці C: тут $M_{н} = (M_{н})_{\text{max}} = 0,25 \cdot F$

4) Напруження в небезпечному перерізі «С»: $\sigma_{и} \leq [\sigma_{и}]$, (*), где $[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_{т}}{S_{\sigma}} = \frac{300}{1,5} = 200 \text{ МПа}$ допустиме напруження

$$\sigma_{и} = \frac{(M_{и})_{\max}}{W_y} = \frac{0,25F}{24000} \frac{H}{\text{мм}^3} - \text{розрахункове напруження}$$

З умови міцності слід:

$$1000 \cdot \left(\frac{0,25}{24000} \right) \leq 200 \text{ МПа} \quad \text{або} \quad F \leq \frac{24000 \cdot 200}{0,25 \cdot 1000} = 19200 \text{ Н}$$

Звернути увагу на те, щоб привести напруження до одних одиниць виміру – МПа.

Тут момент опору вигину навколо осі у прямокутного поперечного перерізу балки.

Задача 2. У попередній задачі визначити розміри квадратного і круглого поперечних перерізів балки та порівняти ці перерізи по економічності з прямокутним.

При $F = 19200 \text{ Н}$ будемо мати:

$$W = (W_y)_{\min} = \frac{(M_{и})_{\max}}{[\sigma_{и}]} = \frac{0,25 \cdot 19200 \cdot 1000}{200} = 24000 \text{ мм}^2$$

Вочевидь, найекономічнішим буде той поперечний переріз, площа якого найменша.

- Прямокутний переріз

$$(A_x)_{\text{пр}} = b \cdot h = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ мм}^2.$$

- Квадратний переріз зі стороною «а»

$$(W_y)_{\text{кв}} = \frac{a^3}{6} = 24000; \quad a = \sqrt[3]{6 \cdot 24000} \cong 52 \text{ мм}$$

$$(A_x)_{\text{кв}} = a^2 = 52^2 \cong 2700 \text{ мм}^2.$$

- Круглий переріз діаметром «d».

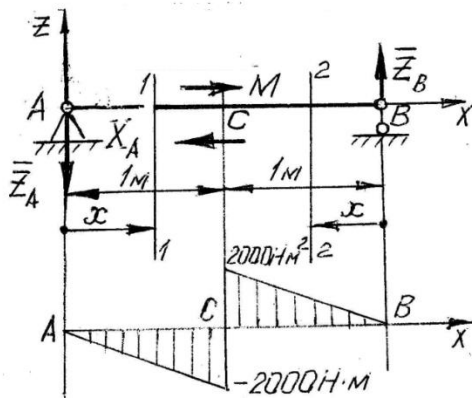
$$(W_y)_{\text{кр}} = \frac{\pi d^3}{32} = 24000; \quad \sqrt{\frac{32 \cdot 24000}{3,14}} \cong 62 \text{ мм}$$

$$(A_x)_{\text{кр}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 62^2}{4} \cong 3020 \text{ мм}^2.$$

$$(A_x)_{\text{кр}} : (A_x)_{\text{кв}} : (A_x)_{\text{пр}} = 1 : 0,89 : 0,79.$$

У таких завданнях треба тільки визначити опорні реакції і побудувати епюри згинальних моментів.

Задача 3. $M = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$



1) Опорні реакції

$$\Sigma X = X_A = 0.$$

$$\Sigma M_A = Z_B \cdot 2 - M = 0;$$

$$Z_B = M/2 = 4000/2 = 2000 \text{ Н} \uparrow$$

$$\Sigma M_B = -Z_A \uparrow \cdot 2 - M = 0;$$

$$Z_A = -M/2 = -4000/2 = -2000 \text{ Н} \downarrow$$

Внесемо виправлення: направимо \bar{Z}_A вниз

Рисунок 7.3 – Схема навантаження балки

Перевірка:

2) Визначимо $M_{и}$ на двох ділянках AC і BC балки.

а) Ділянка AC: $0 \leq x \leq 1,0$ м.; переріз 1-1.

$$M_{и} = (\Sigma M)_{\text{слева}} = -Z_A \cdot x = -2000x - \text{лінійна залежність від } x.$$

Тут $M_{и} < 0$, так як згинає балку опуклістю вгору.

- Переріз «А»: $x=0$; $M_{и} = -2000 \cdot 0 = 0$ Н·м

- Переріз «С»: $x=1$ м; $M_{и} = -2000 \cdot 1 = -2000$ Н·м

б) Ділянка BC : $0 \leq x \leq 1,0$ м.; переріз 2-2

$$M_{и} = (\Sigma M)_{\text{справа}} = Z_B \cdot x = 2000x - \text{лінійна залежність від } x.$$

Тут $M_{и} > 0$, так як згинає балку опуклістю вниз.

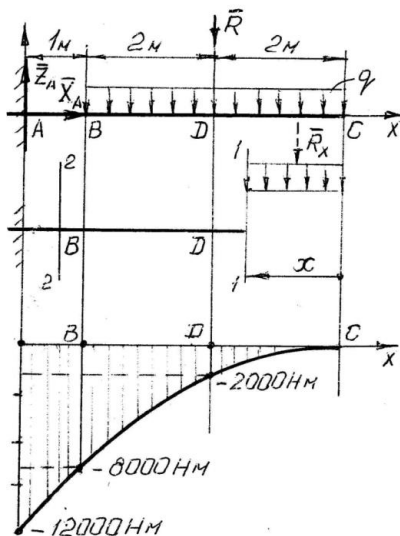
- Переріз «В»: $x=0$; $M_{и} = -2000 \cdot 0 = 0$

- Переріз «С»: $x=1$ м; $M_{и} = 2000 \cdot 1 = 2000$ Н·м

3) Побудуємо епюру $M_{и}$.

В точці «С» стрибок $M_{и}$ на $2000+2000=4000$ Н·м = M

Небезпечний переріз «С» ($M_{и}$)_{max} = 4000 Н·м



Задача 4. $Q=4000$ Н/м

$$\Sigma X = X_A = 0.$$

$$\Sigma M_A = M_A \cdot 3 - R = M_A - 3(4q) = 0$$

$$M_A = 3q \cdot 4 = 3 \cdot 1000 \cdot 4 = 12000 \text{ Нм} \uparrow$$

$$\Sigma Z = Z_A - R = Z_A - 4q = 0;$$

$$Z_A = 4q = 4 \cdot 1000 = 4000 \text{ Н} \downarrow$$

Перевірка:

$$\Sigma M_C = M_A - 5Z_A + R \cdot 2 = 12000 -$$

$$5 \cdot 4000 + 4 \cdot 1000 \cdot 2 = 0.$$

Рисунок 7.4 – Схема навантаження балки

2) Ділянка СВ: $0 \leq x \leq 1,0$ м.
переріз 1-1.

$$M_{\text{и}} = (\Sigma M)_{\text{зправа}}$$

1) Опорні реакції

$$M_{\text{и}} = -R_x \cdot \frac{x}{2} = - (qx) \frac{x}{2} = - \frac{qx^2}{2} = \frac{1000}{2} x^2 = -500x^2 \text{ – квадратна}$$

залежність від x (парабола) $M_{\text{и}} < 0$

- Переріз «С»: $x=0$; $M_{\text{и}} = -500 \cdot 0^2 = 0$

- Переріз «В»: $x=4$ м; $M_{\text{и}} = -500 \cdot 4^2 = -8000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

- Переріз «Д»: $x=2$ м; $M_{\text{и}} = -500 \cdot 2^2 = -2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

3) Ділянка ВА : $0 \leq x \leq 1,0$ м; переріз 2-2

$$M_{\text{и}} = (\Sigma M)_{\text{слева}} = Z_{\text{в}} \cdot x = 2000x \text{ – лінійна залежність від } x.$$

- переріз «А»: $x=0$; $M_{\text{и}} = 4000 \cdot 0 - 12000 = -12000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – небезпечний переріз

- переріз «В»: $x=1$ м; $M_{\text{и}} = 4000 \cdot 0 - 12000 = -8000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – небезпечний переріз

В перерізі «В» парабола плавно переходить в похилу пряму.

В останні 15-20 хв. провести контрольну роботу за індивідуальними білетами на тему минулого заняття: "Розтягання-стискання стрижнів".

Додому: 1) Підготуватися до наступного заняття: «Кручення валів»

2) Підготуватися до контрольної роботи: «Поперечний вигин балки».

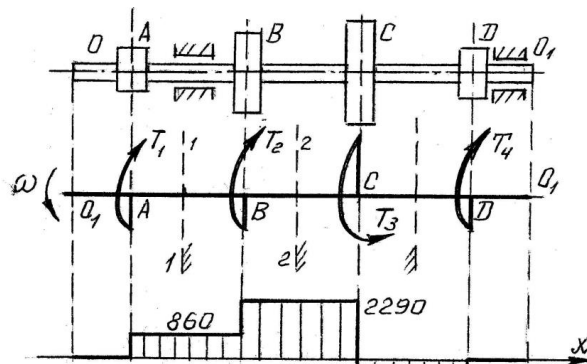
Практичне заняття № 8

КРУЧЕННЯ ВАЛА

Провести на початку заняття 5- хвилинне усне опитування:

- Який брус називається валом?
- Які напруження виникають в поперечному перерізі вала?
- У яких точках поперечного перерізу вала дотичні напруження найбільші?
- Який кут закручування вала називається відносним?
- Що називається жорсткістю поперечного перерізу вала при крученні?

Задача. На вал постійного круглого перерізу (рис 8.1) насаджені чотири шківів ремінних передач. Шків 3 передає від двигуна на вал потужність $P_3=22\text{кВт}$, а інші шківів знімають з вала і передають робочим машинам потужності відповідно: $P_1=45\text{кВт}$; $P_2=45\text{кВт}$; $P_4=45\text{кВт}$. Частота обертання вала $n=500\text{ хв}^{-1}$. Визначити діаметр вала з розрахунків на міцність і жорсткість.



$[\tau_k]=30\text{МПа}$
 $G=8\cdot 10^{10}\text{ Па}$
 $[\Theta]=7,5\cdot 10^{-3}\text{ рад/м}$
 Нехтуючи втратами
 потужності на тертя в підшипниках
 вала (3%) запишемо:
 $P_3=P_1+P_2+P_4$

Рисунок 8.1 – Схема навантаження вала

Тут $P_3>0$; $P_1<0$; $P_2<0$; $P_4<0$.

Розділимо праву і ліву частини останнього вираження на ω :

$$\frac{P_3}{\omega} = \frac{P_1}{\omega} + \frac{P_2}{\omega} + \frac{P_4}{\omega}.$$

Так як $P_j = \omega T_j$, то $T_3 = T_1 + T_2 + T_4$

Тут $T_3 > 0$ – співпадає за напрямком з ω - рушійний момент

$T_1 < 0$; $T_2 < 0$; $T_4 < 0$ – моменти опору, протилежні ω

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,3 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega} = \frac{45 \cdot 10^3}{52,3} \cong 860 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega} = \frac{75 \cdot 10^3}{52,3} \cong 1430 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega} = \frac{220 \cdot 10^3}{52,3} \cong 4200 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega} = \frac{100 \cdot 10^3}{52,3} \cong 1410 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначимо крутні моменти на ділянках вала:

Ділянка OA: $M_k=0$

Ділянка AB: $M_k=T=860 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Ділянка BC: $M_k=T_1+T_2=860+1430=2290 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Ділянка CD: $M_k=-T_4=-1410 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Можна і так: $M_k=T_1+T_2-T_3=860+1430-4200=-1410 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Побудуємо епюри крутних моментів.

Небезпечні перерізи знаходяться на ділянці BC; тут $M_k=(M_k)_{\max} \neq 2290 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – найбільший розрахунковий крутний момент.

1) З розрахунку на міцність $\tau = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k]$

отримаємо

$$W_p \geq \frac{M_k}{[\tau_k]} = \frac{2290 \cdot 10^3}{30} = 76,4 \cdot 10^3 \text{ мм}^3 = \frac{\pi d^3}{16};$$

тоді

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 76,4 \cdot 10^3}{3,14}} \cong 73 \text{ мм}$$

2) З розрахунку на жорсткість $\theta = \frac{M_k}{GJ_p} \leq [\theta]$

$$J_p \geq \frac{M_k}{G[\theta]} = \frac{2290 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^{10} \cdot 10^{-6} 7,5 \cdot 10^{-3}} = 382 \cdot 10^4 \text{ мм}^4$$

Так як $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$, то

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot J_p}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 382 \cdot 10^4}{3,14}} \cong 79 \text{ мм}$$

Вибираємо з нормального ряду діаметрів $d=80 \text{ мм}$, так як повинно бути $d \geq d_{\max}$.

При такому діаметрі

$$(\tau_k)_{\max} = \frac{(M_k)_{\max}}{W_p} = \frac{2290 \cdot 10^3 \cdot 16}{3,14 \cdot 80^3} = 22,7 \text{ МПа} < [\tau_k]$$

Провести 25-20 хвилинну письмову контрольну роботу за індивідуальними білетами на тему «Прямий поперечний згин балки»

Додому:

1) До валу прикладені три обертаючих моменти:

$T_1=+5 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $T_2=-3 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и T_3 .

Визначити діаметр вала (по найбільшому M_k) в небезпечному перерізі, якщо $[\tau_k]=50 \text{ МПа}$.

Визначити передавальну потужність валом P , якщо $n=1000 \text{ хв}^{-1}$.
 $G=8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Визначити кут закручування вала на довжині $l=1,5 \text{ м}$.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / А. А. Артоболевский – М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я. Т. Короткий курс теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький – Львів : Афіша, 2004. – 272 с.
3. Кіницький Я. Т. Практикум з теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький – Львів : Афіша, 2002. – 454 с.
4. Прикладна механіка. Под ред. К.И. Заблонского – Киев: Высш. Школа. 1984 – 280с.
5. Кинасошвили Р.С. Сопротивление материалов/ Р.С. Кинасошвили – М.: Наука, 1975. – 684 с.
6. Иванов М.Н Детали машин / М.Н. Иванов – М.: Высшая школа, 2002.

Навчальне видання

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**по проведенню практичних занять
для студентів спеціальностей**

14.1 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка »

13.6 "Металургія"

(Українською мовою)

Укладач **КІНДЕНКО Микола Іванович**

За авторським редагуванням

Комп'ютерне верстання

156/2012. Формат 60 × 84/19. Ум. друк. арк. 1,4.

Обл.-вид. арк. 1,16. Тираж пр. Зам. №

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003