

# **КЛАСИЧНИЙ ПРИВАТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

(повне найменування вищого навчального закладу)

Філія Класичного приватного університету у місті Кременчук

Кафедра автомобільного транспорту та транспортних технологій

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ О.В. Головіна

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 р.

Методичні вказівки до виконання курсової роботи

## **ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

для студентів напряму підготовки

274 “АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ”

Кременчук 2025

Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів галузі знань 27 – «Транспорт» спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт».

Розробник: Холодний Ю.Ф. доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій, к.т.н., Алтухов П.М. викладач кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій.

Методичні вказівки схвалено на засіданні кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій протокол № 6 від «5» лютого 2025 року.

## ВСТУП

Самостійна робота студентів за курсом «Теорія механізмів і машин» (ТММ) полягає у вивченні, аналізі, придбання навичок графоаналитических методів за такими розділами:

- 1) структурний аналіз шарнірно-важільних механізмів;
- 2) кінематичний аналіз плоских механізмів з нижчими парами;
- 3) силовий аналіз важільних механізмів.

Для освоєння цих розділів ТММ студенти виконують курсову роботу, метою якої є:

- ознайомити студентів з основними методами аналізу шарнірно-важільних механізмів;
- навчити студентів самостійній роботі при вирішенні інженерно практичних цілеспрямованих завдань шляхом системної, поглибленої опрацювання основних розділів теоретичного курсу ТММ;
- виробити у студентів необхідні розрахункові та графічні навички проектування механізмів і машин.

При вирішенні завдань, передбачених завданням, рекомендується використовувати графічні методи на базі розрахункових кінематичних і силових параметрів. Цей метод дозволяє наочно продемонструвати закономірності і взаємозв'язок реально діючих сил в ланках і шарнірах механізм в залежності від заданого закону руху і сил опору.

Дана робота важлива з точки зору розуміння і відповіді на питання: звідки виникають сили, куди спрямовані і чому дорівнюють за величиною. Це є ключовим моментом при вивченні курсів «Опір матеріалів» і «Деталей машин », де студентами розглядаються питання деформації від діючих сил в ланках і з'єднаннях і виробляються розрахунки на міцність і жорсткість деталей.

## 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ І ВИЗНАЧЕННЯ

Перш ніж перейти до виконання курсової роботи, наведемо деякі поняття і визначення, що зустрічаються в курсі теорії механізмів і машин.

Механізм - механічна система, призначена для перетворення руху одного або декількох тіл в необхідні рухи інших тіл.

Рухоме ланка механізму - тверде тіло, що входить до складу механізму.

Стійка - ланка, що приймається за нерухоме ланка.

Провідне (вхідний) ланка - ланка, поєднане з джерелом енергії, якому повідомляється рух, що перетворюється механізмом в необхідні рухи інших ланок.

Ведене (вихідний) ланка - ланка, яка вчиняє рух, для виконання якого призначений механізм.

Початкова ланка - ланка, якому приписується одна або кілька узагальнених координат механізму.

Узагальнена координата механізму - кожна з незалежних між собою координат, що визначають положення всіх ланок механізму щодо стійки.

Кінематична пара - з'єднання двох дотичних ланок, допускають їх відносний рух.

Елемент кінематичної пари - сукупність поверхонь, ліній і окремих точок ланки, за якими воно може стикатися з іншою ланкою, образячи кінематичну пару.

Кінематична ланцюг - система ланок, пов'язаних між собою кінематичними парами.

Замкнута кінематична ланцюг - кінематична ланцюг, ланки якої утворюють один або кілька замкнутих контурів.

Незамкнута кінематична ланцюг - кінематична ланцюг, ланки якої не образяють замкнутих контурів.

Структурна схема механізму - схема механізму, яка вказує стійку, подвижні ланки, види кінематичних пар і їх взаємне розташування.

Клас кінематичної пари - число зв'язків, накладених на відносно двигуються ланок.

Поступальна пара - одноподвіжна пара, яка припускає прямолінійно-поступальний рух однієї ланки щодо іншого.

Обертальна пара - одноподвіжна пара, яка припускає обертальний рух однієї ланки щодо іншого.

Нижча пара - кінематична пара, в якій необхідний відносний рух ланок може бути отримано постійним стикання її елементів по поверхності.

Вища пара - кінематична пара, в якій необхідний відносний рух ланок може бути отримано тільки стикання її елементів по лініях і в точках.

Плоский механізм - механізм, рухливі ланки якого здійснюють плоский рух, паралельне одній і тій же нерухомою площині.

Важільний механізм - механізм, ланки якого утворюють тільки обертальні, поступальні, циліндричні і сферичні пари.

Шарнірний механізм - механізм, ланки якого утворюють тільки врацательні пари.

Кривошип - обертається ланка важільного механізму, яке може здійснювати повний оборот навколо нерухомої осі.

Коромисло - обертається ланка важільного механізму, яке може здійснювати тільки неповний оборот навколо нерухомої осі.

Шатун - ланка важільного механізму, який утворює кінематичні пари тільки з рухомими ланками.

Повзун - ланка важільного механізму, який утворює поступальну пару зі стійкою.

Куліса - ланка важільного механізму, що обертається навколо нерухомої осі і про-разующе з іншим рухомим ланкою поступальну пару.

Кінематичний аналіз механізму - визначення руху ланок механізму за заданим руху початкових ланок.

Кінематична схема механізму - структурна схема механізму із зазначенням розмірів ланок, необхідних для кінематичного аналізу механізму.

Крайнє положення ланки - положення ланки, з якого воно може рухатися тільки в одному напрямку.

Крайнє положення механізму - положення механізму, при якому хоча б одна ланка займає крайнє положення.

Масштабний коефіцієнт - відношення чисельного значення фізичної величини в властивих їй одиницях до довжини відрізка в міліметрах, який зображує цю величину (на схемі, графіку і т.д.).

## 2. ЗАВДАННЯ ДЛЯ ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Студенти обирають варіанти до курсової роботи згідно номеру залікової книжки. Тема курсової роботи відповідає передостанньої цифрі залікової книжки:

Таблиця 1

| № | Передостання цифра залікової книжки | Номер теми |
|---|-------------------------------------|------------|
| 1 | 1, 3, 5, 7                          | 1          |
| 2 | 2, 4, 6                             | 2          |
| 3 | 0, 8, 9                             | 3          |

Номер варіанту відповідає останній цифрі залікової книжки.

### Теми курсової роботи з вихідними даними

**Тема 1.** Механізм поперечно-стругального верстата (рис. 1, табл. 2).

Стругальні верстати застосовують для обробки плоских і фасонних поверхонь деталей машин. Для перетворення обертального руху кривошипа 1 в зворотно-оступальний рух різцевій призми 5 в подібних верстатах встановлено кривошипно-кулісні механізм (рис. 1, а).

Головний рух в поперечно-стругальних верстатах (шепінгах) здійснює різець разом з повзуном, а в поздовжньо-стругальних - виріб. При русі півзуна 5 вправо різець знімає стружку, при русі вліво відбувається холостий хід.

Застосування кулісного механізму дозволяє досягти більшої середньої швидкості холостого ходу повзуна 5 в порівнянні з середньою швидкістю робочого ходу.

Залежно від довжини оброблюваної поверхні можна змінювати хід різця за рахунок коригування довжини кривошипа.

У к а з а н і я. Кінематичні діаграми побудувати для повзуна 5 (точки D). У силовому розрахунку визначити додатково реакції опор повзуна 5.

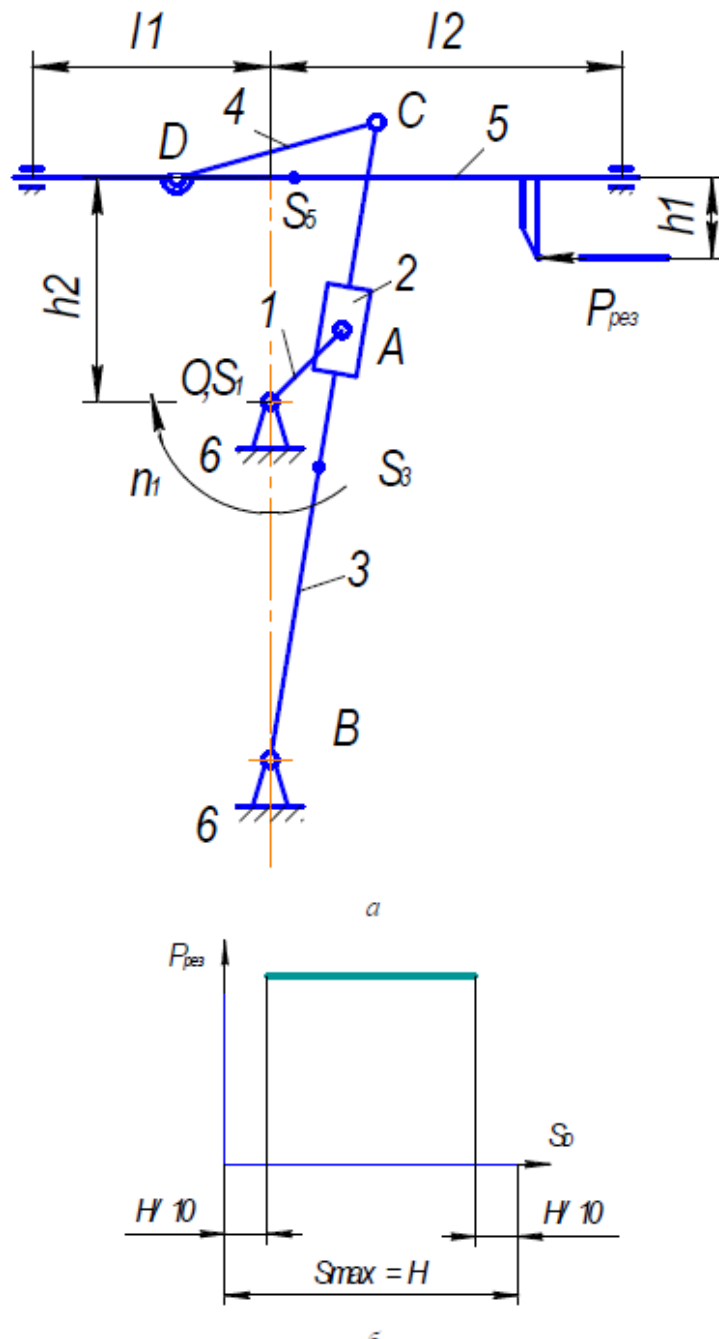


Рисунок 1 - Механізм поперечно-стругального верстата:  
а - схема кривошипно-куліснї механізму приводу повзуна 5 з  
різцевої головкою (1 ... 6 - ланки); б - діаграма сил різання

Таблиця 2

| Параметри                                           | Позначення | Варіанти (остання цифра залікової книжки) |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------------------------|------------|-------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                                     |            | 1                                         | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 0    |
| Розміри ланок важільного механізму, м               | $l_{OA}$   | 0,07                                      | 0,12 | 0,12 | 0,01 | 0,07 | 0,07 | 0,10 | 0,08 | 0,12 | 0,09 |
|                                                     | $l_{OB}$   | 0,27                                      | 0,35 | 0,3  | 0,27 | 0,3  | 0,27 | 0,35 | 0,27 | 0,35 | 0,3  |
|                                                     | $l_{BC}$   | 0,49                                      | 0,64 | 0,56 | 0,49 | 0,56 | 0,49 | 0,64 | 0,49 | 0,64 | 0,56 |
|                                                     | $l_{CD}$   | 0,2                                       | 0,21 | 0,20 | 0,20 | 0,21 | 0,20 | 0,21 | 0,20 | 0,21 | 0,20 |
|                                                     | $h_2$      | 0,19                                      | 0,29 | 0,25 | 0,21 | 0,25 | 0,20 | 0,28 | 0,20 | 0,28 | 0,24 |
|                                                     | $l_1$      | 0,47                                      | 0,39 | 0,39 | 0,39 | 0,41 | 0,41 | 0,41 | 0,43 | 0,43 | 0,43 |
|                                                     | $l_2$      | 0,35                                      | 0,29 | 0,29 | 0,29 | 0,30 | 0,30 | 0,30 | 0,32 | 0,32 | 0,32 |
|                                                     | $l_{BS3}$  | 0,25                                      | 0,34 | 0,30 | 0,25 | 0,30 | 0,25 | 0,34 | 0,25 | 0,34 | 0,30 |
|                                                     | $l_{DS5}$  | 0,1                                       | 0,11 | 0,10 | 0,10 | 0,11 | 0,10 | 0,11 | 0,10 | 0,11 | 0,10 |
|                                                     | $h_1$      | 0,13                                      | 0,10 | 0,13 | 0,11 | 0,12 | 0,14 | 0,15 | 0,10 | 0,11 | 0,12 |
| Частота обертання кривошипу, $\text{хв}^{-1}$       | $n_1$      | 70                                        | 75   | 75   | 80   | 80   | 80   | 81   | 85   | 80   | 75   |
| Вага ланок важільного механізму, кг                 | $m_3$      | 18                                        | 20   | 19   | 18   | 20   | 18   | 20   | 19   | 18   | 20   |
|                                                     | $m_5$      | 40                                        | 60   | 50   | 40   | 50   | 40   | 60   | 50   | 40   | 50   |
| Моменти інерції ланок, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $J_{S3}$   | 2,0                                       | 3,5  | 3,0  | 2,5  | 2,0  | 2,0  | 1,8  | 3,5  | 3,0  | 2,5  |
|                                                     | $J_{S5}$   | 0,43                                      | 0,82 | 0,60 | 0,43 | 0,60 | 0,43 | 0,82 | 0,43 | 0,80 | 0,60 |
|                                                     | $J_0$      | 0,06                                      | 0,05 | 0,12 | 0,09 | 0,10 | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,06 |
| Сила різання, Н                                     | $P_{рез}$  | 2,0                                       | 1,8  | 2,0  | 2,1  | 2,2  | 1,8  | 2,0  | 2,1  | 1,8  | 2,0  |

Рух повзуна 5 вниз відповідає робочому ходу, рух вгору - холостому ходу.

Діаграма зусиль різання показана на рис. 1, б.

У к а з а н і я. Кінематичні діаграми побудувати для повзуна 5 (Точки D).

**Тема 2.** Механізм витяжного преса (рис. 1, табл. 1). витяжної прес - машина для обробки тиском, робочі частини якої надають неударні (статичну) навантаження на матеріал. Цей прес найчастіше застосовують для холодного штампування металів, пластичних мас, глини, вапна, керамічних мас, для отримання брикетів і т.д.

Кривошипний механізм простого дії зображений на рис. 1, а.

Пуансон 5, що рухається поступально, взаємодіє з матрицею (На схемі не показана), яка встановлюється на столі.

У к а з а н і я. В якості початкового прийняти положення механізму, при якому повзун 5 знаходиться в крайньому верхньому положенні. кінематичні діаграми по-

будувати для точки F. Масою шатуна 4 знехтувати, тобто вважати  $m_4 = 0$ .

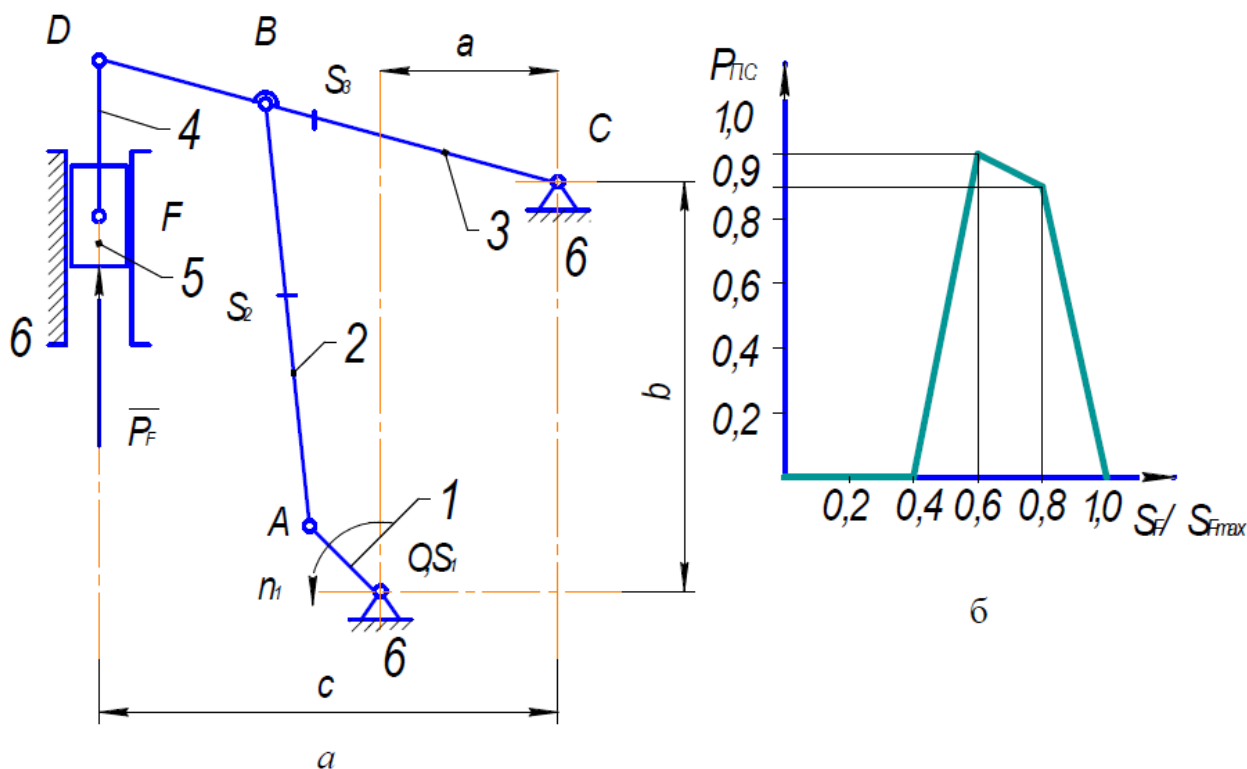


Рисунок 2 - Механізм витяжного преса:

а - схема важільного механізму переміщення повзуна з пуансоном  
(1 ... 6 - ланки); б - графік зміни зусилля витяжки

Таблиця 3

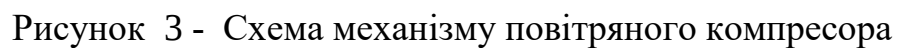
| Параметри                                           | Позначення         | Варіанти (остання цифра залікової книжки) |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------------------------|--------------------|-------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                                                     |                    | 1                                         | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 0    |
| Розміри ланок важільного механізму, м               | $l_{OA}$           | 0,07                                      | 0,08 | 0,09 | 0,1  | 0,11 | 0,12 | 0,08 | 0,09 | 0,1  | 0,11 |
|                                                     | $l_{AB} = l_{AS2}$ | 0,26                                      | 0,23 | 0,36 | 0,36 | 0,4  | 0,45 | 0,29 | 0,32 | 0,43 | 0,38 |
|                                                     | $l_{BC}$           | 0,24                                      | 0,21 | 0,33 | 0,25 | 0,28 | 0,3  | 0,27 | 0,3  | 0,29 | 0,26 |
|                                                     | $l_{CD} = l_{CS3}$ | 0,34                                      | 0,3  | 0,47 | 0,35 | 0,39 | 0,44 | 0,38 | 0,42 | 0,42 | 0,37 |
|                                                     | $l_{DF}$           | 0,09                                      | 0,1  | 0,12 | 0,09 | 0,1  | 0,11 | 0,1  | 0,11 | 0,1  | 0,09 |
|                                                     | $a$                | 0,13                                      | 0,11 | 0,17 | 0,12 | 0,14 | 0,15 | 0,14 | 0,16 | 0,15 | 0,13 |
|                                                     | $b$                | 0,23                                      | 0,2  | 0,32 | 0,35 | 0,39 | 0,44 | 0,26 | 0,29 | 0,42 | 0,37 |
|                                                     | $c$                | 0,33                                      | 0,29 | 0,45 | 0,33 | 0,37 | 0,41 | 0,37 | 0,41 | 0,39 | 0,35 |
| Частота обертання кривошипу, $\text{хв}^{-1}$       | $n_1$              | 85                                        | 65   | 70   | 75   | 45   | 80   | 50   | 55   | 60   | 40   |
| Вага ланок важільного механізму, кг                 | $m_1$              | 45                                        | 46   | 45   | 40   | 50   | 45   | 60   | 50   | 47   | 55   |
|                                                     | $m_2$              | 8                                         | 7    | 11   | 10   | 12   | 13   | 8    | 9    | 13   | 11   |
|                                                     | $m_3$              | 10                                        | 9    | 14   | 11   | 10   | 14   | 11   | 12   | 12   | 10   |
|                                                     | $m_5$              | 40                                        | 35   | 30   | 37   | 37   | 42   | 35   | 30   | 40   | 32   |
| Моменти інерції ланок, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $J_{S1}$           | 2,2                                       | 2,2  | 2,4  | 2,0  | 2,5  | 2,0  | 2,6  | 2,0  | 2,2  | 2,4  |
|                                                     | $J_{S2}$           | 0,06                                      | 0,05 | 0,14 | 0,13 | 0,2  | 0,26 | 0,08 | 0,1  | 0,24 | 0,16 |
|                                                     | $J_{S3}$           | 0,12                                      | 0,09 | 0,31 | 0,13 | 0,16 | 0,28 | 0,16 | 0,2  | 0,21 | 0,14 |
|                                                     | $J_{DB}$           | 0,1                                       | 0,11 | 0,12 | 0,1  | 0,12 | 0,1  | 0,11 | 0,1  | 0,11 | 0,11 |
| Максимальне зусилля витяжки, Н                      | $P_{Fmax}$         | 4,0                                       | 3,2  | 4,5  | 3,5  | 4,2  | 3,7  | 3,8  | 3,6  | 3,9  | 4,0  |

**Тема 3.** Компресори даного типу широко застосовуються в машинобудуванні, енергетичному обладнанні, автомобілебудуванні, автомобільному транспорті, хімічній промисловості, холодильній техніці.

Компресор може використовуватись для створення тиску (газів) або для транспортування газу трубопроводом.

Поршневі компресори (рис. 3, табл. 3). зворотно-поступальної дії вважають найбільш давнім поширеним типом. Компресію створюють за рахунок зменшення об'єму газу під час руху поршня в циліндрі. Всмоктувальні та нагнітальні клапани працюють під дією перепаду тиску, що виникає між циліндром компресора і тиском у трубопроводі при руху поршня. У поршневих компресорах є повітряне та/або рідинне охолодження. Число обертів колінчастого валу в таких компресорах зазвичай у межах 125...1000 об/хв. Швидкість руху поршня знаходиться в межах 2,54...5 м/с. Номінальна швидкість газу – 22...40 м/с. Компресори цього типу широко застосовують у машинобудуванні, автомобілебудуванні, хімічній, нафтогазовій, будівельній, холодильній промисловостях, а також кріогенній техніці. Поршневі компресори різноманітні за конструктивним виконанням, структурними схемами та компонуванням.

**У к а з а н і я.** В якості початкового прийняти положення механізму, при якому кривошип 1 знаходиться в крайньому верхньому положенні.



| Параметри                                           | Позначення         | Варіанти (остання цифра залікової книжки) |        |        |        |        |        |        |        |        |        |
|-----------------------------------------------------|--------------------|-------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                                                     |                    | 1                                         | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      | 0      |
| Розміри ланок важільного механізму, мм              | $l_{OA}$           | 0,14                                      | 0,16   | 0,17   | 0,18   | 0,19   | 0,20   | 0,21   | 0,22   | 0,23   | 0,24   |
|                                                     | $l_{AB} = l_{AS2}$ | 0,75                                      | 0,80   | 0,90   | 0,95   | 1,0    | 1,05   | 1,1    | 1,15   | 1,2    | 1,25   |
|                                                     | $l_{AC}$           | 0,7                                       | 0,75   | 0,8    | 0,85   | 0,9    | 1,0    | 1,05   | 1,1    | 1,15   | 1,2    |
|                                                     | $L_{AS2}$          | 0,25                                      | 0,27   | 0,28   | 0,3    | 0,32   | 0,35   | 0,38   | 0,4    | 0,42   | 0,45   |
|                                                     | $L_{AS4}$          | 0,23                                      | 0,24   | 0,25   | 0,27   | 0,3    | 0,32   | 0,33   | 0,35   | 0,36   | 0,38   |
| Кут між напрямними                                  | $\Theta$           | 80                                        | 85     | 90     | 95     | 100    | 105    | 110    | 115    | 120    | 125    |
| Частота обертання кривошипу, $\text{хв}^{-1}$       | $n_1$              | 1200                                      | 1250   | 1150   | 750    | 850    | 1000   | 900    | 950    | 800    | 1100   |
| Вага ланок важільного механізму, кг                 | $m_2$              | 45                                        | 46     | 45     | 40     | 50     | 45     | 60     | 50     | 47     | 55     |
|                                                     | $m_3$              | 8                                         | 7      | 11     | 10     | 12     | 13     | 8      | 9      | 13     | 11     |
|                                                     | $m_4$              | 10                                        | 9      | 14     | 11     | 10     | 14     | 11     | 12     | 12     | 10     |
|                                                     | $m_5$              | 40                                        | 35     | 30     | 37     | 37     | 42     | 35     | 30     | 40     | 32     |
| Моменти інерції ланок, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $J_{S2}$           | 0,0048                                    | 0,005  | 0,0052 | 0,0054 | 0,0056 | 0,0058 | 0,006  | 0,0062 | 0,0064 | 0,0066 |
|                                                     | $J_{S4}$           | 0,0032                                    | 0,0034 | 0,0036 | 0,0038 | 0,004  | 0,0042 | 0,0046 | 0,0048 | 0,0050 | 0,0052 |
| Максимальне зусилля стиснутого повітря, кН          | $F_{3max}$         | 0,5                                       | 0,54   | 1,1    | 1,7    | 2,0    | 1,0    | 0,5    | 0,8    | 1,4    | 2,0    |
|                                                     | $F_{5max}$         | 0,8                                       | 1,4    | 2,0    | 1,5    | 0,5    | 0,5    | 1,1    | 1,7    | 2,0    | 1,0    |

## **2.2 Зміст курсової роботи**

### **Лист 1 Кінематичний аналіз важільного механізму.**

1. Виконати структурний аналіз механізму (в розрахунково-пояснювальній записці).

2. Побудувати механізм в 12 положеннях по 12 рівновіддаленим положенням кривошипа. В якості нульового прийняти одне з крайніх положень механізму. Якщо друге крайнє положення не потрапляє в число дванадцять, його слід побудувати додатково (позначити зірочкою).

Положення механізму пронумерувати в напрямку обертання кривошипа.

Одне положення механізму викреслити контурними лініями, а решта - тонкими. Ланки пронумерувати, а точки (центри шарнірів, центри мас ланок і ін.) Позначити великими літерами латинського алфавіту в одному положенні механізму, а в інших положеннях ці точки можна пронумерувати тільки цифрами, які позначають порядковий номер положення механізму.

3. Побудувати три плану швидкостей і три плану прискорень - для нульового положення механізму, для одного з положень робочого ходу і одного положення холостого ходу. Плани викреслити тонкими лініями, на них вказати всі характерні точки механізму малими літерами латинського алфавіту. На основани побудованих планів швидкостей і прискорень визначити швидкості і прискорення характерних точок і кутові швидкості і кутові прискорення всіх ланок. Результатом-ти розрахунків оформити у вигляді таблиць.

4. Побудувати кінематичні діаграми переміщень робочого ланки в залежності від часу або кута повороту кривошипа, а діаграми швидкостей і прискорень - методом графічного диференціювання діаграм відповідно переміщень і швидкостей. Провести порівняльну оцінку швидкостей і прискорень, отриманих графічним диференціюванням і методом планів швидкостей і прискорень.

### **Лист 2 Кінетостатическій (силовий) розрахунок важільного механізму.**

1. Побудувати механізм в робочому положенні і для нього плани швидкостей і прискорень.

2. Визначити сили інерції і моменти сил інерції ланок для розглянутого положення механізму.
3. Визначити сили тяжіння ланок. Якщо ці сили значно менше сил інерції, то в розрахунках ними знехтувати.
4. Викреслити задану діаграму сил корисних опорів, провести розпозначку згідно з ходом робочого ланки (застосувати спосіб Фалеса) і визначити рушійні сили або сили корисних опорів, що діють на робоче ланка у всіх положеннях механізму.
5. Для розрахункового положення визначити повні реакції у всіх кінематичних парах методом планів сил, а також врівноважує силу, прикладену до кри-вошіпу перпендикулярно його осі. При цьому необхідно викреслити окремо струк-турне групи і механізм першого класу, показати всі сили і моменти, дію-ють на ланки ме-ханізму, і побудувати плани сил окремо для кожної струк-турного групи.
6. Для того ж положення механізму визначити врівноважує силу методом Жу-ковського. Порівняти значення врівноважує сили, знайденої двома методами.

## **З ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

Курсова робота включає в себе розрахунково-пояснювальну записку та графічну частину, яка складається з двох аркушів формату А1 (594 × 841 мм).

Графічну частину роботи виконують на ватмані відповідно до вимог машино-будівного креслення і з дотриманням всіх вимог державних стандартів (розмір ар-куша, шрифт, умовні позначення і т.п.). Також допускається використання, для ви-конання графічної частини, комп'ютерних креслярських програм. всі графічні побу-дови повинні мати написи, що пояснюють, на всіх планах і діаграмах повинні бути вказані масштаби, які призначають так, щоб на листі не залишались-лось вільного місця. Всі допоміжні побудови зберігають.

Роботи, що не відповідають цим вимогам, повертають на доопрацювання. Ко-жен чертеж повинен мати основний напис, розташований в правому нижньому кутку формату. Форма, розміри і зміст основних написів визначені

ГОСТ 2.104 - 68. Приклад основного напису представлений на рис. 4.

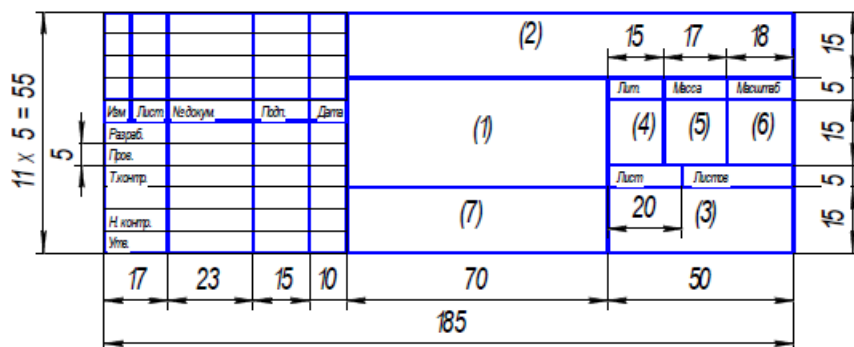


Рисунок 4 - Основний напис

У графах основного напису вказують наступне: (1) - «Розрахункова-графічна робота по ТММ »; (2) - назва розділу роботи; (3) – назва вузу (аббревіатура) і кафедри; (4) - букву «У», що означає навчальна робота; (5), (6), (7) - не заповнюють.

Розрахунково-пояснювальну записку оформлюють по ГОСТ 2.105 – 95 «Загальні вимоги до текстових документів».

Текст розрахунково-пояснювальної записки повинен бути набраний на комп'ютері в текстовому редакторі Word. Для записки використовують білий папір формату А4 (210 × 297 мм). Розміри полів: зліва - 30 мм, праворуч - 15 мм, зверху та знизу - 20 мм.

При наборі тексту слід дотримуватися наступних основних параметрів: шрифт - Times New Roman, розмір шрифту 14, міжрядковий інтервал 1,5, перший рядок відступ - 1,27 см. Основний текст вирівнювати по ширині.

Весь текст пояснювальної записки ділять на розділи, підрозділи, глави і параграфи.

Розділи повинні мати порядкові номери в межах всієї записки, позначені арабськими цифрами з крапкою. Назви розділів не підкреслює. Кожен дбав слід починати з нової сторінки.

Номери підрозділів складаються з номера розділу і номера підрозділу, між якими ставлять крапку (цифри арабські). В кінці номера підрозділу також ставлять крапку. Розділи і підрозділи повинні мати змістовні заголовки.

Заголовки розділів пишуть прописними літерами, заголовки підрозділів - строчними. Перше слово заголовка підрозділу починається з великої літери. Якщо

заголовок складається з двох і більше речень, їх розділяють крапкою. Підкреслювати заголовки і переносити слова в заголовках не допускається.

Текст записки повинен бути коротким, чітким і не допускати різних тлумачень. У тексті слід застосовувати науково-технічні терміни, позначення і визначення, становлені відповідними стандартами, а при їх відсутності - загально-прийняті в науково-технічній літературі.

Розрахункові формули призводять спочатку в загальному вигляді, потім в них підставляють значення величин в порядку розташування їх у формулі, і тільки після цього записують остаточний результат з обов'язковим зазначенням розмірності обчисленої величини. Розшифровка входять в формулу величин обов'язкове. При розрахунках тих чи інших фізичних величин (швидкості, прискорень, сил і ін.) Для декількох положень механізму результати обчислень з метою їх упорядкування слід зводити в таблиці.

У формул як символи слід застосовувати позначення, встановлені державним стандартом. Значення символів і коефіцієнтів, що входять в формулу, повинні бути приведені безпосередньо під формулою, якщо до цього вони не були зазначені в тексті.

Значення кожного символу дають з нового рядка в тій послідовності, в якій вони наведені у формулі. Перший рядок розшифровки повинен починатися зі слова «де». Всі формули, якщо їх більше однієї, нумерують арабськими цифрами в межах розділу. Номер формули складається з номера розділу і порядкового номера формули, розділених крапкою. Номер вказують з правого боку на рівні формули в круглих дужках, наприклад:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (2.1)$$

де  $n$  – число рухомих ланок механізму;

$p_5$  – число нижчих кінематичних пар;

$p_4$  – число вищих кінематичних пар.

**Ілюстрації.** Всі ілюстрації (схеми, креслення та ін.) іменуються рисунками.

Рисунок може займати цілу сторінку. Рисунки нумерують арабськими цифрами послідовно в межах розділу. Номер рисунка складається з номера розділу і порядкового номера рисунка в цьому розділі, між якими ставиться крапка. Наприклад,

«Рисунок 2.3 » означає, що це третій рисунок другого розділу. При посиланні на рисунок слід вказувати його повний номер, наприклад, рис. 2.3. Повторні посилання на малюнок слід давати з скороченим словом «дивись», наприклад, (див. рис. 2.3). У кожного рисунка повинна бути підпис.

**Таблиці.** Цифровий матеріал, що поміщається в розрахунково-пояснювальній записці, необхідно оформляти у вигляді таблиць. Кожна таблиця повинна мати умовний і тематичний заголовки, які поміщають над відповідною таблицею. Обидва заголовки починаються з великої літери.

Нумераційний заголовок складається з слова «Таблиця» (без лапок) і її порядкового номера. Цей заголовок вказують над верхнім правим кутом таблиці, а тематичний заголовок - під нумераційним і по центру таблиці. Тематичний заголовок відображає зміст таблиці. Наприклад, «Значення улоговин прискорень шатуна».

Таблиці нумерують, як правило, в межах розділу арабськими цифрами. Номер таблиці складається з номера розділу і порядкового номера таблиці цього розділу. Наприклад, вираз «Таблиця 1.3» означає, що це третя таблиця першого розділу.

Таблицю слід поміщати після першої згадки про неї в тексті. При перенесенні таблиці на наступну сторінку записки головку таблиці слід повторити і над нею праворуч помістити слова «Продовження таблиці 1.3 »(без лапок). Тематичний заголовок таблиці не повторюють. Якщо головка таблиці громізка, то її допускається не повторювати. В цьому випадку вводять додаткову рядок під головкою таблиці, в якій проставляють номери граф. Цей рядок з нумерацією граф дублюють при продовженні таблиці на наступній сторінці.

При посиланні на таблицю вказують її повний номер в дужках, наприклад, (таблиця 1.3). Повторні посилання на таблицю слід давати зі скороченим словом «дивись», наприклад, (див. табл. 1.3).

**Реферат** (анотація). Анотація повинна містити основний зміст роботи. У ній вказують обсяг розрахунково-пояснювальної записки, число рисунків і таблиць.

У рефераті відображають мету і завдання курсової роботи.

Обсяг реферату (анотації) не повинен перевищувати однієї сторінки.

**Зміст** розрахунково-пояснювальної записки повинен включати в себе перелік заголовків розділів і підрозділів записки, починаючи з введення і закінчуючи додатком, із зазначенням номера сторінки, де починається той чи інший розділ.

Слово «ЗМІСТ» записують прописними літерами симетрично тексту.

Номери сторінок проставляють стовпчиком в правій частині сторінки змісту навпроти кожного заголовка, підзаголовка.

Брошурування та титульний лист. Структурні частини розрахунково пояснювальної записки слід брошурувати у такого порядку: титульний аркуш; реферат (анотація); зміст; основна частина; висновки; список використаної літератури.

Варіант оформлення титульного аркуша представлений в прикладі виконання курсової роботи.

## З ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Титульний аркуш виконується відповідно до наведеного нижче прикладом.

### РЕФЕРАТ (АНОТАЦІЯ)

Стругальні верстати застосовують для обробки плоских і фасонних поверхонь деталей машин (рис. 1.1). Для перетворення обертального руху кривошипа 1 в зворотно-поступальний рух різцевої призми 5 в подібних верстатах встановлено кривошипно-кулісний механізм. Головний рух в поперечно-стругальних верстатах (шепінгах) дійснює різець разом з повзуном, а в поздовжньо-стругальних - виріб. При русі повзуна 5 вправо різець знімає стружку, при русі вліво відбувається холостий хід.

Застосування кулісного механізму дозволяє досягти більшої середньої швидкості холостого ходу повзуна 5 в порівнянні з середньою швидкістю робочого ходу.

Залежно від довжини оброблюваної поверхні можна змінювати хід різця за рахунок коригування довжини кривошипа.

Курсова робота містить пояснювальну записку обсягом ... стр. тексту і графічну частину, що складається з двох аркушів формату А1.

Проведено проектування, структурний і кінематичний аналіз важільного механізму, силовий аналіз важільного механізму для одного з його положень з визначенням врівноважує сили методом планів сил і методом Жуковського.

# 1 СИНТЕЗ, СТРУКТУРНИЙ І КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПОПЕРЕЧНО-СТРУГАЛЬНИХ ВЕР- СТАТІВ

## 1.1 Початкові дані

Схема важільного механізму, поперечно-стругального верстата, показана на рис. 1.1.

Розміри ланок важільного механізму, м:  $l_{OA} = 0,15$ ;  $l_{OB} = 0,50$ ;  $l_{BC} = 0,93$ ;  $l_{CD} = 0,32$ ;  $h_2 = 0,41$ ;  $l_1 = 0,6$ ;  $l_{DS5} = 0,17$ ;  $h_I = 0,11$ ;  $l_{BS3} = 0,5$   $l_{BC}$ ;  $l_{CS4} = 0,5$   $l_{CD}$ ;  $l_1 = 1,3l_2$ .

Частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ :  $n_1 = 72$ .

Побудувати плани прискорень для положень 0, 3, 10.

## 1.2 Структурний аналіз механізму

Число рухомих ланок  $n = 5$ . Число кінематичних пар п'ятого класу (Нижчих)  $p_5 = [1-6; 1-2; 2-3; 3-6; 3-4; 4-5; 5-6] = 7$ .

Число кінематичних пар четвертого класу (вищих)  $p_4 = 0$ .

Ступінь рухливості механізму знаходимо за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Вхідним (провідним) ланкою є кривошип 1, вихідним (веденим) ланкою - різцева призма 5, яка здійснює зворотно-поступальний рух.

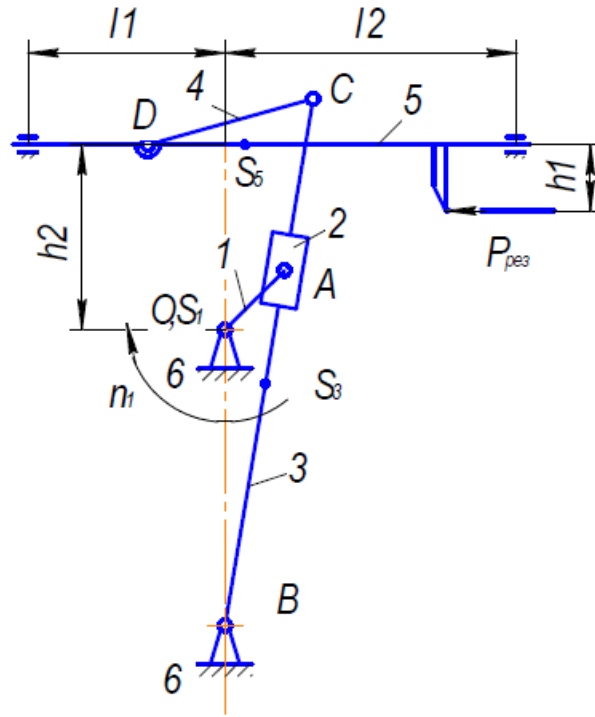


Рисунок 1.1 - Схема важільного механізму поперечно-стругального верстата:

1 - кривошип; 2 - повзун; 3 - куліса; 4 - шатун; 5 - повзун; 6 - стійка

Проводимо розкладання механізму на структурні групи (рис 1.2).

Формула будови механізму має вигляд:

$$I (1; 6) \rightarrow II (2; 3) \rightarrow II (4; 5).$$

Отже, маємо механізм II класу, що складається з початкового механізму I класу і двох структурних груп II класу.

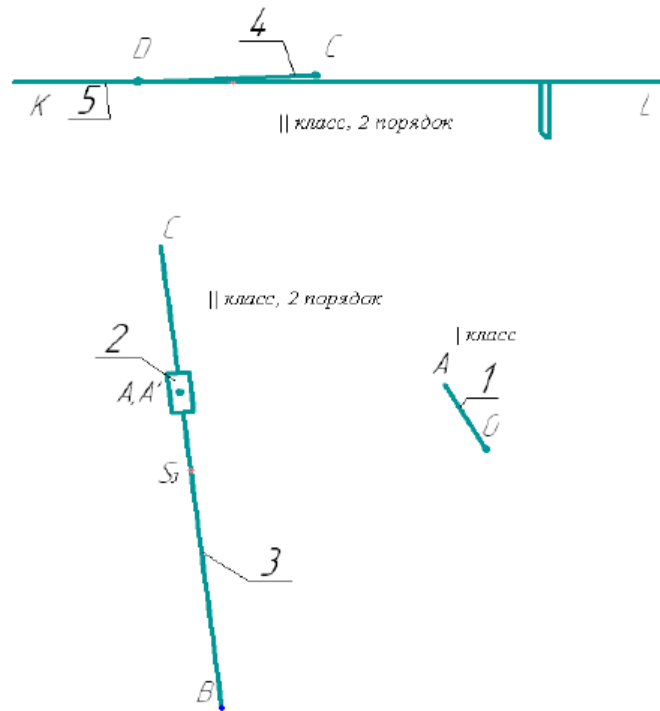


Рисунок 1.2 - Розкладання механізму на структурні групи

### 1.3 Побудова планів положень механізму

Призначаємо масштабний коефіцієнт довжин  $\mu_l = 0,004$  м / мм. Знаходимо розміри ланок в обраному масштабі:

$$OA = l_{OA} / \mu_l = 0,15 / 0,004 = 37,5 \text{ мм};$$

$$OB = l_{OB} / \mu_l = 0,50 / 0,004 = 125 \text{ мм};$$

$$BC = l_{BC} / \mu_l = 0,93 / 0,004 = 232,5 \text{ мм};$$

$$CD = l_{CD} / \mu_l = 0,32 / 0,004 = 80 \text{ мм};$$

$$h_2 = 0,41 / 0,004 = 102,5 \text{ мм};$$

$$l_1 = 0,60 / 0,004 = 150 \text{ мм};$$

$$DS_5 = l_{DS_5} / \mu_l = 0,17 / 0,004 = 42,5 \text{ мм};$$

$$BS_3 = 0,5 BC = 0,5 \cdot 232,5 = 116,25 \text{ мм};$$

$$CS_4 = 0,5 CD = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ мм};$$

$$l_2 = l_1 / 1,3 = 150 / 1,3 = 115,38 \text{ мм}.$$

Будуємо 12 накладених один на інший планів механізму по дванадцяти рівновіддаленим положенням кривошипа. В якості нульового приймаємо становище, при якому резцова призма 5 знаходиться в крайньому лівому положенні. Додатковими при дослідженні є три положення механізму: друге крайнє, позначене

буквою К, і два з тих, при яких осі кривошипа і лаштунки накладаються одна на іншу (відзначені зірочками).

#### 1.4 Побудова планів швидкостей

Плани швидкостей будуємо для 0, 3 і 10 положень кривошипа.

Знаходимо кутову швидкість кривошипа 1:

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi \cdot 72 / 30 = 7,54 \text{ с}^{-1}.$$

Швидкість точки А кривошипа 1 (і повзуна 2):

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 7,54 \cdot 0,15 = 1,13 \text{ м/с}.$$

Вектор  $V_A$  спрямований перпендикулярно осі кривошипа в сторону його обертання.

Призначаємо масштабний коефіцієнт планів швидкостей  $\mu_v = 0,01 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}$ .

Довжина вектора  $V_A$  в обраному масштабі  $P_A = V_A / \mu_v = 1,13 / 0,01 = 113 \text{ мм}$ .

Для визначення швидкості точки А' куліси 3 використовуємо векторні

рівняння:

$$V_{A'} = V_A + V_{A'A};$$

$$V_{A'} = V_B + V_{A'B}, \quad (1.1)$$

в яких вектор  $V_{A'A}$  паралельний осі  $BA'$  куліси, вектор  $V_B = 0$ , вектор  $V_{A'B}$  перпендикулярний осі  $BA'$  куліси.

Швидкість точки С куліси знаходимо, використовуючи теорему подібності, згідно

якої справедлива пропорція:  $BC / BA' = bc / ba'$ ,

звідки

$$bc = BC \cdot ba' / BA'. \quad (1.2)$$

Положення точок  $S_3$  і  $S_5$  на планах швидкостей знаходимо на підставі теореми подібності:

$$\text{так як } l_{BS_3} = 0,5 l_{BC}, \text{ то } bs_3 = 0,5 bc;$$

$$\text{так як } l_{CS_5} = 0,5 l_{CD}, \text{ то } cs_5 = 0,5 cd.$$

Результати вимірювань величин, що входять у вираз (1.2), а також відстані  $l_{BA'} = BA' \cdot \mu_l$  (в метрах) зводимо в таблицю 1.1.

Швидкість точки D повзуна 5 (різцевій призми) знаходимо, використовуючи

векторне рівняння:

$$V_D = V_C + V_{DC}. \quad (1.3)$$

У цьому рівнянні вектор  $V_D$  спрямований горизонтально, вектор  $V_{DC}$  - перпендикулярно осі CD шатуна 4.

Таблиця 1.1

Значення величин, що входять в рівняння (1.2), мм, и  $l_{BA'}$ , м

| Відрізок  | Положення механізму |       |      |
|-----------|---------------------|-------|------|
|           | 0                   | 3     | 10   |
| BA'       | 119,2               | 161,2 | 88,7 |
| ba'       | 0                   | 54,9  | 53,8 |
| BC / BA'  | 1,95                | 1,44  | 2,62 |
| bc        | 0                   | 79,2  | 141  |
| $l_{BA'}$ | 0,48                | 0,64  | 0,36 |

З планів швидкостей знаходимо:

$$V_{A'} = Pa' \cdot \mu_v, V_C = Pc \cdot \mu_v, V_{S3} = Ps_3 \cdot \mu_v,$$

$$V_D = Pd \cdot \mu_v, V_{AA'} = aa' \cdot \mu_v, V_{S5} = Ps_4 \cdot \mu_v.$$

Кутову швидкість куліси 3 і шатуна 4 знаходимо за формулами:

$$\omega_3 = V_{A'} / l_{BA'} ;$$

$$\omega_4 = V_{DC} / l_{DC}.$$

Результати розрахунків оформляємо у вигляді таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Значення абсолютних, відносних (м/с) і кутових швидкостей куліси 3 і шатуна 2 ( $c^{-1}$ )

| Швидкість  | Положення механізму |      |      |
|------------|---------------------|------|------|
|            | 0                   | 3    | 10   |
| $V_{A'}$   | 0                   | 1,09 | 1,07 |
| $V_C$      | 0                   | 1,58 | 2,80 |
| $V_D$      | 0                   | 1,58 | 2,82 |
| $V_{S3}$   | 0                   | 0,79 | 1,41 |
| $V_{S5}$   | 0                   | 1,58 | 2,8  |
| $V_{A'A}$  | 1,13                | 0,26 | 0,35 |
| $V_{DC}$   | 0                   | 0,11 | 0,26 |
| $\omega_3$ | 0                   | 1,7  | 3,06 |
| $\omega_4$ | 0                   | 0,34 | 0,81 |

## 1.5 Побудова плану прискорень

Плани прискорень будуюмо для положень механізму 0, 3, 10.

Прискорення точки А кривошипа 1 і повзуна 2:

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 7,54^2 \cdot 0,15 = 8,52 \text{ м/с}^2.$$

Вектор  $a_A$  спрямований від точки А до точки О.

Прискорення точки А' куліси 3 знаходимо використовуючи векторні

$$\text{рівняння: } a_{A'} = a_A + a_{A'A}^k + a_{A'A}^t;$$

$$a_{A'} = a_B + a_{A'B}^n + a_{A'B}^t. \quad (1.5)$$

У цих рівняннях модуль прискорення Коріоліса  $a_{A'A}^k = 2\omega_3 V_{A'A}$ .

Напрямок прискорення визначаємо, повертаючи вектор відносної швидкості  $V_{A'A}$  на кут  $90^\circ$  у бік обертання куліси 3. Вектор  $a_{A'B}^t$  дотичного прискорення спрямований паралельно осі А'В куліси 3. Прискорення  $a_B = 0$ , так як точка В куліси збігається зі стійкою. Нормальне прискорення  $a_{A'B}^n = \omega_3^2 \cdot l_{A'B}$ . Вектор цього прискорення спрямований від точки А' до точки В.

Вектор дотичного прискорення  $a_{A'B}^t$  точки А' при обертанні куліси навколо осі, що проходить через центр шарніра В, спрямований перпендикулярно вектору  $a_{A'B}^n$ . Значення кутової швидкості  $\omega_3$  і відносної швидкості  $V_{A'A}$  беремо з табл. 1.2, довжину  $l_{A'B}$  - з табл. 1.1.

Прискорення точки С куліси 3 знаходимо на підставі теореми подібності згідно співвідношенню (1.2):  $bc = BC \cdot ba' / BA'$ .

Прискорення точки D повзуна 5 знаходимо використовуючи векторне рівняння:

$$a_D = a_C + a_{DC}^n + a_{DC}^t. \quad (2.5)$$

У цьому рівнянні  $a_{DC}^n$  - нормальне прискорення,  $a_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot l_{DC}$ . Вектор цього прискорення спрямований від точки D до точки С. Вектор дотичного прискорення  $a_{DC}^t$  спрямований перпендикулярно нормальному прискоренню. Помічаємо, що вектор  $a_D$  спрямований горизонтально.

Положення точок  $S_3$  і  $S_5$  на планах прискорень знаходимо на підставі теореми подібності:

$$\text{т.к. } l_{BS3} = 0,5 l_{BC}, \text{ то } bs_3 = 0,5 bc;$$

$$\text{т.к. } l_{CS5} = 0,5 l_{CD}, \text{ то } cs_5 = 0,5 cd.$$

Виконуємо обчислення, необхідні для побудови планів прискорень.

Нульове положення. Приймаємо масштабний коефіцієнт плану прискорень  $\mu_a = 0,1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$ . Довжина вектора прискорення точки А:

$$Pa = a_A / \mu_a = 8,52 / 0,1 = 85,2 \text{ мм}.$$

Прискорення Коріоліса  $a^k_{A'A} = 2\omega_3 \cdot V_{A'A} = 0$ , так як  $\omega_3 = 0$ ;

Довжина вектора  $a^k = a^k_{A'A} / \mu_a = 0$ . Нормальне прискорення  $a^n_{A'B} = \omega_3^2 \cdot l_{A'B} = 0$ , довжина його вектора  $bn_1 = a^n_{A'B} / \mu_a = 0$ . Нормальне прискорення  $a^n_{DC} = \omega_4^2 \cdot l_{DC} = 0$ , довжина його вектора  $cn_2 = a^n_{DC} / \mu_a = 0$ .

З плану маємо:  $ba' = 85,2 \text{ мм}$ . Використовуючи співвідношення (1.2) і дані табл.1.2, знаходимо:

$$bc = BC \cdot ba' / BA' = 232,5 \cdot 85,2 / 119,2 = 166,18 \text{ мм}.$$

З плану прискорень знаходимо:

$$a^t_{A'B} = a_{A'} = Pa' \cdot \mu_a = 85,2 \cdot 0,1 = 8,52 \text{ м/с}^2;$$

$$a_C = Pc \cdot \mu_a = 166,18 \cdot 0,1 = 16,61 \text{ м/с}^2;$$

$$a^t_{DC} = n_2d \cdot \mu_a = 49,98 \cdot 0,1 = 4,998 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = Pd \cdot \mu_a = 154,96 \cdot 0,1 = 15,49 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S3} = Ps_3 \cdot \mu_a = 83,084 \cdot 0,1 = 8,31 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S5} = Ps_4 \cdot \mu_a = 158,72 \cdot 0,1 = 15,87 \text{ м/с}^2.$$

Кутове прискорення лаштунки 3 і шатуна 4:

$$\varepsilon_3 = a^t_{A'B} / l_{BA'} = 8,52 / 119,2 = 0,072 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = a^t_{DC} / l_{DC} = 4,998 / 0,32 = 16,66 \text{ с}^{-2}.$$

*Положення 3.* Приймаємо масштабний коефіцієнт плану прискорень,  $\mu_a = 0,1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$ . Розрахунки аналогічні розрахунками в нульовому положенні. З плану прискорень знаходимо  $a^t_{A'B} = 1,98 \text{ м/с}^2$ ;  $a_C = 3,103 \text{ м/с}^2$ ;  $a^t_{DC} = 2,55 \text{ м/с}^2$ ;  $a_D = 1,63 \text{ м/с}^2$ ;  $a_{S3} = 15,5 \text{ м/с}^2$ ;  $a_{S5} = 2,13 \text{ м/с}^2$ .  $\varepsilon_3 = 3,093 \text{ с}^{-2}$ ;  $\varepsilon_4 = 7,97 \text{ с}^{-2}$ .

*Положення 10.* . Приймаємо масштабний коефіцієнт плану прискорень,  $\mu_a = 0,1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$ . Розрахунки аналогічні розрахунками в нульовому положенні. З плану прискорень знаходимо:  $a^t_{A'B} = 4,81 \text{ м/с}^2$ ;  $a_C = 15,38 \text{ м/с}^2$ ;  $a^t_{DC} = 7,63 \text{ м/с}^2$ ;  $a_D = 13,17 \text{ м/с}^2$ ;  $a_{S3} = 7,69 \text{ м/с}^2$ ;  $a_{S5} = 13,9 \text{ м/с}^2$ .  $\varepsilon_3 = 13,36 \text{ с}^{-2}$ ;  $\varepsilon_4 = 23,8 \text{ с}^{-2}$ .

## 1.6 Побудова кінематичних діаграм повзуни 5

Використовуючи плани положень механізму, знаходимо переміщення (Отстояния від нульового положення  $D_0$ ) точки D повзуна  $S_D(t)$ . результати вимірювань зводимо в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Значення переміщень  $S$ , точки D ланки 5 і ординат у діаграми переміщень

| Величина          | Положення механізму |      |      |      |      |      |       |       |       |       |       |       |      |      |      |
|-------------------|---------------------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
|                   | 0                   | 1    | 2    | 3    | *    | 4    | 5     | 6     | 7     | к     | 8     | 9     | **   | 10   | 11   |
| $S_i, \text{ м}$  | 0                   | 0,03 | 0,11 | 0,21 | 0,28 | 0,33 | 0,43  | 0,51  | 0,55  | 0,56  | 0,53  | 0,39  | 0,28 | 0,19 | 0,04 |
| $y_i, \text{ мм}$ | 0                   | 7,5  | 27,5 | 52,5 | 70   | 82,5 | 107,5 | 127,5 | 139,2 | 139,3 | 132,5 | 98,75 | 70   | 47,5 | 11   |

Будуємо діаграму переміщень повзуна 5 (точки D) в масштабі  $\mu_s = 0,004 \text{ м} / \text{мм}$  по осі ординат. Значення координат в обраному масштабі вказані в табл. 1.3.

Масштаб по осі абсцис знаходь за формулою  $\mu_t = 60 / n1L, \text{ с} / \text{мм}$ , де  $L = 180 \text{ мм}$  - довільно обраний відрізок на осі абсцис, що відповідає часу одного обороту кривошипа. Отже,  $\mu_t = 60/72 \cdot 180 = 0,00463 \text{ с} / \text{мм}$ .

Графічним диференціюванням діаграми  $S_D(t)$  з використанням методу хорд при довільно обраному відстані  $H_1 = 30 \text{ мм}$  будуємо діаграму швидкостей  $V_D(t)$  повзуна 5 (точки D). масштабний коефіцієнт діаграми по осі ординат обчислюємо за формулою:  $\mu_v = \mu_s / \mu_t \cdot H_1 = 0,004 / 0,00463 \cdot 30 = 0,0288 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}$ .

Методом хорд графічно диференціюючи побудовану діаграму  $V_D(t)$  при довільно обраному полюсному відстані  $H_2 = 15 \text{ мм}$  і будуємо діаграму  $a_D(t)$  повзуна 5 (точки D). Масштаб діаграми по осі ординат обчислюємо за формулою:

$$\mu_a = \mu_v / \mu_t \cdot H_2 = 0,0288 / 0,00463 \cdot 15 = 0,41469 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}.$$

Обчислюємо швидкості і прискорення точки, використовуючи діаграми  $V_D(t)$  і  $a_D(t)$ . Визначаємо розбіжність значень швидкостей і прискорень точки D, знайдених методом планів швидкостей і прискорень і методом кінематичних діа-грам. Результати розрахунків зводимо в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Значення швидкостей і прискорень точки D, знайдених відповідно методом планів швидкостей і прискорень і методом кінематичних діаграм, а також расхожде-  
ня отриманих значень

| Величина                  | Положення механізму |      |      |
|---------------------------|---------------------|------|------|
|                           | 0                   | 3    | 10   |
| $V_{D_{пл}}, \text{ м/с}$ | 0                   | 1,58 | 2,82 |
| $V_{D_{д}}, \text{ м/с}$  | 0                   | 1,58 | 2,82 |
| $\delta, \%$              | 0                   | 0    | 0    |
| $a_{D_{пл}}, \text{ м/с}$ | 15,4                | 1,63 | 13,1 |
| $a_{D_{д}}, \text{ м/с}$  | 15,4                | 1,65 | 13,2 |
| $\delta, \%$              | 0                   | 1,2  | 0,76 |

## 2 СИЛОВОЙ (КІНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ) РОЗРАХУНОК ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ СТРУГАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

### 2.1 Початкові дані

Маси ланок (див. рис 1.1):  $m_3 = 20$  кг;  $m_4 = 5,0$  кг;  $m_5 = 70$  кг. Моменти обертання ланок:  $I_0 = 0,25$  кг·м<sup>2</sup>;  $I_{S3} = 1,5$  кг·м<sup>2</sup>;  $I_{S5} = 0,05$  кг·м<sup>2</sup>.

Механічна характеристика строгального верстата зображена на рис.

### 2.1 Максимальна сила різання $P_{\text{рез.}} = 1,8$ кН.

Розрахунок механізму виконати при повороті кривошипа на кут  $\varphi_1 = 150^\circ$ .

### 2.2 Побудова планів швидкості і прискорення

Будуємо план положення механізму при повороті кривошипа на кут  $\varphi_1 = 150^\circ$  в масштабі  $\mu_l = 0,004$  м / мм. Розміри ланок механізму в обраному масштабі представлені в підрозділі 1.3.

План швидкостей будуємо в масштабі  $\mu_v = 0,02$  м·с<sup>-1</sup>/мм. Довжина вектору  $V_A$  в обраному масштабі  $P_a = V_A / \mu_v = 1,13 / 0,02 = 56,5$  мм.

Методика побудови плану прискорень викладена в розділі 1.4.

З плану швидкостей маємо:

$V_{A'} = 1,05$  м/с;  $V_{A'A} = 0,45$  м/с;  $V_C = 1,52$  м/с;  $V_{DC} = 0,18$  м/с;  $V_D = 1,52$  м/с;  
 $V_{S3} = 0,76$  м/с. Кутова швидкість куліси і шатуна:  $V_{S5} = 1,52$  м/с;  $\omega_3 = 1,64$  с<sup>-1</sup>;  
 $\omega_4 = 0,56$  с<sup>-1</sup>.

План прискорень будуємо за методикою, викладеною в п. 1.6. прискорення точки А:  $a_A = 8,52$  м/с<sup>2</sup>.

Приймаємо масштабний коефіцієнт

$\mu_a = 0,1$  м·с<sup>-2</sup> / мм.

Довжина вектора  $a_A$ :  $P_a = 8,52 / 0,1 = 85,2$  мм.

Далі знаходимо:

$a_{A'A}^k = 2\omega_3 V_{A'A} = 2 \cdot 1,64 \cdot 0,45 = 1,48$  м/с<sup>2</sup>,

Довжина вектора  $a_k = a_{A'A}^k / \mu_a = 1,48 / 0,1 = 14,8$  мм;

$a_{AB}^n = \omega_3^2 \cdot l_{AB} = 1,64^2 \cdot 0,634 = 1,71$  м/с<sup>2</sup>,

Довжина вектора  $bn^1 = a_{A'B}^n / \mu_a = 1,71 / 0,1 = 17,1$  мм:

$$a_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot l_{DC} = 0,56^2 \cdot 0,32 = 0,1 \text{ м/с}^2,$$

Довжина вектора  $cn_2 = a_{DC}^n / \mu_a = 0,1 / 0,1 = 1$  мм.

З плану швидкостей знаходимо:

$$a_{A'} = 2,54 \text{ м/с}^2; a_C = 3,72 \text{ м/с}^2;$$

$$a_D = 3,036 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S3} = 1,86 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S5} = 3,27 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{A'B}^t = 1,87 \text{ м/с}^2; a_{DC}^t = 2,16 \text{ м/с}^2.$$

Кутові прискорення куліси 3 і шатуна 4:

$$\varepsilon_3 = a_{A'B}^t / l_{B A'} = 1,87/0,634 = 2,96 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = a_{DC}^t / l_{DC} = 2,16/0,32 = 6,75 \text{ с}^{-2}.$$

### 2.3 Розрахунок сил, що діють на ланки

Равнодействующие сил інерції ланок:

$$|P_{И3}| = m_3 \cdot a_{S3} = 20 \cdot 1,86 = 37,2 \text{ Н}; |P_{И4}| = m_4 \cdot a_{S4} = 5 \cdot 3,27 = 16,35 \text{ Н}; |P_{И5}| = m_5 \cdot a_{S5} = m_5 \cdot a_D = 70 \cdot 3,036 = 212,5 \text{ Н}.$$

Моменти сил інерції куліси 3 і шатуна 4:

$$|M_{И3}| = I_{S3} \cdot \varepsilon_3 = 1,5 \cdot 2,96 = 4,44 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$|M_{И4}| = I_{S4} \cdot \varepsilon_4 = 0,05 \cdot 6,75 = 0,34 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сили ваги ланок знаходимо при  $g \approx 10 \text{ м/с}^2$ :

$$|G_3| = m_3 \cdot g = 20 \cdot 10 = 200 \text{ Н};$$

$$|G_4| = m_4 \cdot g = 5 \cdot 10 = 50 \text{ Н};$$

$$|G_5| = m_5 \cdot g = 70 \cdot 10 = 700 \text{ Н}.$$

Знаходимо сили корисних опорів. Для цього будуємо діаграму сил різання. Застосовуючи спосіб Фалеса і використовуючи діаграму отстояння  $S_D(t)$  знаходимо, що в розглянутому положенні на різець діє максимальна сила різання ( $P_{рез.} = 1,8 \text{ кН}$ ).

### 2.4 Силовой розрахунок структурних груп

Спочатку будуємо структурну групу 4 - 5. Докладаємо до її ланкам сили тяжіння  $G_4$  і  $G_5$ , сили інерції  $P_{И4}$  і  $P_{И5}$ , момент сили інерції  $M_{И4}$ , силурізання  $P_{рез.}$

Докладаємо сили реакції з боку ланок 3 і 6. Реакцію  $R_{34}$  в шарнірі С розкладаємо на складові  $R_{34}^n$  і  $R_{34}^t$  відповідно уздовж осі шатуна 4 і перпендикулярно їй. Тертя не раховуємо, тому реакцію  $R_{65}$  направляємо перпендикулярно KL.

Складаємо рівняння рівноваги шатуна 4:

$$\Sigma m_D(F_k) = 0; P_{И4}h_1 + M_{И4}/\mu_1 - G_4h_2 + R_{34}^t CD = 0,$$

або

$$16,35 \cdot 14,8 + 0,34/0,004 - 50 \cdot 39,96 + R_{34}^t \cdot 80 = 0,$$

звідки знаходимо  $R_{34}^t = 20,88$  Н.

Складаємо рівняння рівноваги всієї структурної групи в геометричній формі:

$$R_{34}^n + R_{34}^t + P_{И4} + P_{И5} + G_4 + G_5 + P_{рез.} + R_{65} = 0. \quad (2.1)$$

Використовуючи рівняння (2.1), будуємо план сил структурної групи 4 - 5 в масштабі  $\mu_p = 5$  Н/мм. З плану сил знаходимо:

$$R_{34} = hb \cdot \mu_p = 406,1 \cdot 5 = 2030,7 \text{ Н};$$

$$R_{65} = gh \cdot \mu_p = 128 \cdot 5 = 640 \text{ Н}.$$

Для визначення реакції у внутрішньому шарнірі D складаємо рівняння силового багатокутника ланки 4:

$$R_{34}^n + R_{34}^t + P_{И4} + G_4 + R_{54} = 0. \quad (2.2)$$

Замикаючи на вже побудованому плані сил структурної групи 4 - 5 початок вектора  $R_{34}^n$  (точку h) с кінцем вектора сили  $G_4$  (точку d), знаходимо  $R_{54} = dh \cdot \mu_p = 402,75 \cdot 5 = 2013,8$  Н.

Визначаємо реакції опор K і L повзуна 5. Изображаєм ланка 5 в масштабі  $\mu_1 = 0,004$  м / мм і прикладаємо до нього силу тяжіння  $G_5$  і сілуінерції  $P_{И5}$  в точці  $S_5$ , силурізанія  $P_{рез.}$ , реакцію  $R_{45} = - R_{54}$  в точці D.

Реакції опор K і L направляємо перпендикулярно KL.

Складаємо рівняння рівноваги:

$$\Sigma m_K(F_k) = 0; P_{И5}h_3 - G_5h_5 - P_{рез.}h + R_Lh_6 = 0, \quad (2.3)$$

$$\Sigma m_L(F_k) = 0; - P_{И5}h_4 + G_5 \cdot S_5L - P_{рез.}h - R_Kh_6 = 0. \quad (2.4)$$

З рівнянь (2.3) і (2.4) знаходимо:  $R_K = 240$  Н;  $R_L = 401$  Н.

Правильність визначення реакцій  $R_K$  та  $R_L$  підтверджує рівняння:

$$R_K + R_L = R_{65}.$$

Виконуємо силовий розрахунок структурної групи 3-2.

Зображаємо структурну групу в масштабі  $\mu_1 = 0,004 \text{ м / мм}$ , звільняючи від зв'язків і замінюючи їх силами реакцій. У точці С прикладаємо реакцію  $R_{43} = - R_{34}$ , значення і напрямок якої відомі з розрахунку структурної групи 5 - 4, а в шарнірі В - реакцію  $R_{63}$ , що підлягає визначенню. Реакція  $R_{12}$  в шарнірі А направлена перпендикулярно осі ВС куліси 3, так як сила тяжіння повзуна 2 за умовою дорівнює нулю.

Прикладаємо до точці  $S_3$  силу тяжіння  $G_3$ , результуючу сили інерції  $P_{ИЗ}$  і момент сил інерції  $M_{ИЗ}$ . Складаємо рівняння рівноваги структурної групи:

$$\Sigma m_B(F_k) = 0; R_{43}h_7 + P_{ИЗ}h_8 + M_{ИЗ}/\mu_1 + G_3h_9 - R_{12}B A' = 0,$$

або

$$2030,7 \cdot 232 + 37,2 \cdot 88,2 + 4,44/0,004 + 200 \cdot 14,1 - R_{12} \cdot 158,6 = 0.$$

звідки знаходимо:  $R_{12} = 3016 \text{ Н}$ . Одночасно отримуємо реакцію в поступальній кінематичній парі, так як  $|R_{32}| = |R_{12}|$ .

Для визначення реакції в зовнішньому шарнірі В складаємо рівняння рівноваги структурної групи в геометричній формі:

$$R_{43} + P_{ИЗ} + G_3 + R_{12} + R_{63} = 0. \quad (2.5)$$

Відповідно до рівняння (2.5) будуємо план сил в масштабі  $\mu_p = 20 \text{ Н / мм}$ , з якого по-отримуємо  $R_{63} = e_a \cdot \mu_p = 46,2 \cdot 20 = 924 \text{ Н}$ .

## 2.5 Силовой розрахунок кривошипа

Изображаем кривошип в масштабі  $\mu_1 = 0,004 \text{ м / мм}$ . Прикладаємо до нього силу  $R_{21} = - R_{12}$  в точці А і врівноважує силу  $P_{yp}$  в точці А перпендикулярно осі кривошипа.

У шарнірі О прикладаємо реакцію  $R_{61}$  з боку стійки.

Складаємо рівняння рівноваги кривошипа:

$$\Sigma m_O(F_k) = 0; R_{21}h_{10} + P_{yp} \cdot OA = 0,$$

або

$$3016 \cdot 34,46 + P_{yp} \cdot 37,5 = 0,$$

Звідки визначаємо:  $P_{yp} = 2771,5 \text{ Н}$ .

Для визначення реакції  $R_{61}$  складемо рівняння рівноваги кривошипа в геометричній формі:

$$R_{21} + P_{yp} + R_{61} = 0. \quad (2.6)$$

Будуємо план сил в масштабі  $\mu_p = 20 \text{ Н / мм}$ , з якого знаходимо  $R_{61} = ca \cdot \mu_p = 59,4 \cdot 20 = 1188 \text{ Н}$ .

## 2.6 Визначення врівноважує сили методом

Жуковського (важіль Жуковського)

Будуємо план швидкостей, повернений навколо полюса на кут  $90^\circ$  у будь-якому

напрямку і в довільному масштабі. У відповідних точках прикладаємо сили тяжіння  $G_3, G_4, G_5$ , равнодействующие сил інерції  $P_{из}$ ,

$P_{и4}, P_{и5}$ , силурізання  $P_{рез.}$ , Що врівноважує силу  $P_{yp}$  в точці а. моменти сил інерції  $M_{из}$  і  $M_{и4}$  куліси і шатуна наводимо до важеля:

$$M'_{из} = M_{из} \cdot bc / l_{BC} = 4,44 \cdot 152,2 / 0,93 = 726,6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M'_{и4} = M_{и4} \cdot cd / l_{DC} = 0,34 \cdot 18,01 / 0,32 = 19,13 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Складаємо рівняння рівноваги важеля Жуковського:

$$- G_3 h_1 - G_4 h_2 - P_{и4} h_3 - P_{из} h_4 - P_{рез.} \cdot Pd - P_{и5} Pd + M'_{и4} - M'_{из} + P_{yp} \cdot Pa = 0,$$

або

$$- 200 \cdot 9 - 50 \cdot 9 - 16,4 \cdot 140 - 37,2 \cdot 56,3 - 1800 \cdot 152 - 213 \cdot 152 + 19,3 - 726,6 + P_{yp} \cdot 113 = 0.$$

Звідки знаходимо  $P_{yp} = 2772,7 \text{ Н}$ .

Знаходимо розбіжність у відсотках по врівноважує силу, знайденої методом планів сил ( $P_{yp} = 2771,5 \text{ Н}$ ) і методом важеля Жуковського ( $P_{yp \text{ ж}} = 2772,7 \text{ Н}$ ):

$\delta = ((2772,7 - 2771,5) / 2772,7) 100 = 0,04 \%$ , що допустимо, тому що не перевищує 5%.

Результати обчислень заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

| $R_{61}$ | $R_{12}$ | $R_{32}$ | $R_{34}$ | $R_{54}$ | $R_K$ | $R_L$ | $P_{yp}$ | $P_{yp \text{ ж}}$ | $\delta$ |
|----------|----------|----------|----------|----------|-------|-------|----------|--------------------|----------|
| 1188     | 3016     | 3016     | 2030,7   | 2013,8   | 240   | 401   | 2771,5   | 2772,7             | 0,04     |

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Теорія механізмів технологічних машин : підручник / С.В. Попов, М.Я. Бучинський, С.М. Гнітько, А.М. Чернявський. Київ : Видавництво Ліра-К, 2020 268 с.
2. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності „Динаміка і міцність машин”/ Автор: к.т.н., доц. О.П. Заховайко. – К.: НТУУ "КПІ", 2010. – 243 с.
3. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник / Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько, В.М.Сенчікаш та ін.- Івано-Франківськ: 1996.- 357с.
4. Theory of Mechanisms and Machines: Instructions on laboratory works procedure for international students of engineering specialities /Уклад.: О.П. Заховайко, О.І. Дубинець, Ю.М. Сидоренко. – К.НТУУ «КПІ», 2006.– 88 с.

Зразок титульного аркуша пояснювальної записки

**КЛАСИЧНИЙ ПРИВАТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Філія Класичного приватного університету у місті Кременчук

Кафедра автомобільного транспорту та транспортних технологій

**КУРСОВА РОБОТА**

З \_\_\_\_\_  
(назва дисципліни)

на тему: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Студента (ки) \_\_\_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи

спеціальності:  
274 «Автомобільний транспорт»

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)  
\_\_\_\_\_  
(номер залікової книжки)

Керівник:  
\_\_\_\_\_  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_\_