

**ХДМ**

**А. І. Чайка, В. М. Басиленко**



**ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ  
ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ  
З УРАХУВАННЯМ ТЕРТЯ  
В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ**

**1997**

6264  
7-75

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ  
Харківський авіаційний інститут ім. М.Є. Жуковського

А.І. Чайка, В.М. Василенко

ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖЛИВИХ МЕХАНІЗМІВ  
З УРАХУВАННЯМ ТЕРТЯ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ

ПЕРЕОБЛІК 200 р.

Научно-техническая  
Библиотека  
"ХАІ"



mt0056243

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА  
БІБЛІОТЕКА  
Національного аерокосмічного  
університету ім. М.Є.Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Харків ХАІ 1997

[ 621.01 + 621.822.5 ] . 001.63 (075.8)

УДК 629.735.33

Проектування і дослідження важливих механізмів з урахуванням тертя в кінематичних парах / А.І. Чар'ва, В.М. Засяленко. - Навч. посібник. - Харків: Харк. авіац. ін-т, 1997. - 73 с.

Викладено основні поняття та параметри, які характеризують тертя і знос елементів кінематичних пар (КП); загальні відомості про конструкції основних типів обертальних КП, оцінку характеристик (включаючи знос елементів КП, який очікується) і вибір значень їх окремих геометричних параметрів; алгоритми, методи та приклади силового аналізу, а також дослідження руху п'ятильних механізмів з урахуванням тертя в КП. Велику увагу приділено розрахункам характеристик кривоштанно-повзунних механізмів.

Для студентів машинобудівних вузів, які виконують курсові роботи та проекти з дисциплін "Тіорія механізмів і машин" і "Деталі машин". Посібник може бути корисним також для аспірантів та інженерно-технічних робітників, які займаються розрахунками важливих механізмів і підшипників ковзання машин різного призначення.

Іл. 28. Табл. 7. Бібліогр.: 19 назв.

Р е ц е н з е н т и: д-р техн. наук, проф. В.О. Новгородцев  
канд. техн. наук, доц. К.О. Алексєєв

Харківський авіаційний інститут, 1997

## П Е Р Е Д М О В А

Головні характеристики роботи, надійність і довговічність машин, агрегатів і механізмів істотно залежать від тертя в рухомих спраженнях - кінематичних парах (КП). Наприклад, відомо, що 80...90% КП машин виходять з ладу внаслідок зносу. При цьому в процесі роботи машин зменшуються ККД, точність, економічність, погіршуються динамічні та акустичні характеристики. Підраховано також, що близько 33% світових енергетичних ресурсів некорисно витрачається на роботу, пов'язану з тертям. Правильне використання досягнень трибології - науки про явища, закономірності та процеси тертя, зносу і змащення - згідно з даними праці [16] приводять до економічного ефекту від 1,3 до 2% вартості валового національного продукту. Але в більшості методик розрахунку та проектування машин і механізмів тертя в КП та їх знос не враховується. Останнє утруднює вибір оптимальних значень параметрів КП, знижує точність розрахунків та погіршує внаслідок експлуатації значення основних характеристик вузлів тертя з машинах та механізмах в цілому.

Врахування сил тертя, а також зносу елементів КП при проектуванні та розрахунках механізмів - вельми складні задачі. Тому нині для їх розв'язання в інженерній практиці використовують приблизні методи [13, 14, 16].

Основне призначення даного навчального посібника - допомогти студентам механічних спеціальностей самостійно, з необхідною для практики точністю розв'язувати задачі курсових проектів і робіт по проектуванню та дослідженню механізмів і машин. Ці завдання виконують з дисциплін "Теорія механізмів і машин" і "Деталі машин".

У навчальному посібнику основна увага приділяється розрахункам і проектуванню вахільних механізмів з урахуванням тертя в КП. Розгляд цих питань зумовив необхідність викладання основних понять та параметрів, які характеризують тертя і знос елементів КП, а також методик розрахунку та проектування підшипників. Для розв'язання таких задач використано основні положення і формули сучасних методик розрахунків, які реалізовано у вигляді програм, що написані на мовах "Паскаль" та "Фортран" стосовно ПЕСМ типу IBM PC "Електроніка". При розробці та налаштуванні програм роз-

ра: уки в використовувалися матеріали, викладені в працях [2, 12, 15-19 та ін.].

## 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ПАРАМЕТРИ, ЩО ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ ТЕРТЯ І ЗНОС ЕЛЕМЕНТІВ КІ

При контакті та відносному русі елементів КІ виникає тертя. Тертя - процес, який має складну природу і супроводжується комплексом явищ механічного, фізико-хімічного, електричного, а також теплового характеру.

Розрізняють зовнішнє та внутрішнє тертя.

Зовнішнє тертя - явище опору відносному переміщенню, яке виникає між двома тілами, притиснутими одне до одного в зонах откання поверхонь до дотичних до них, і супроводжується дисипацією енергії.

Внутрішнє тертя - явище опору відносному переміщенню часток одного з того ж тіла, що призводить до необоротного розсіювання механічної енергії.

Внаслідок тертя відбувається знос і руйнування тіл (ланок), які труться.

Сила опору при відносному переміщенні одного тіла по поверхні іншого під дією зовнішньої сили, що тангенціально направлена до загальної границі між цими тілами, називається силою тертя.

Матеріал, який вводять між поверхнями тертя для зменшення сили опору та інтенсивності зносу, називається мастильним матеріалом (ММ).

Змазування - підведення ММ в зону тертя.

Дія ММ, в результаті якої між робочими поверхнями зменшується сила тертя або знос, а також пошкодження поверхонь, називається змазуванням.

Розрізняють такі основні види зовнішнього тертя: за наявністю відносного руху - тертя спокою (тертя двох тіл при мікросміщенні без макросміщення) і тертя руху (тертя двох тіл, які знаходяться у відносному русі); за характером відносного руху - тертя руху (при якому швидкості тіл, які стикаються в точках стику, різні за величиною та (або) напрямком), тертя кочення (при якому швидкості тіл, що стикаються, однакові за величиною та напрям-

ком, принаймні в одній точці зони контакту), тертя кочення з проковзуванням (при одночасному терті кочення та ковзання в зоні контакту); за наявності мастильного матеріалу-тертя з ММ і без нього.\*

Тертя без мастильного матеріалу (сухе) - це тертя, яке виникає між твердими тілами за відсутності на їх поверхнях будь-якого ММ.

Тертям із мастильним матеріалом називають тертя двох тіл за наявності на їх робочих поверхнях ММ.

Розрізняють такі основні види змазування: тверде (поверхні тертя деталей розділяються твердим ММ), рідинне (повне розділення поверхонь тертя здійснюється рідким ММ), газове (поверхні тертя розділяються газовим ММ), граничне (тертя і знос визначаються властивостями поверхонь та ММ, відмінними від об'ємної в'язкості), полурідинне (частково рідинне, а частково граничне змазування).

Рідинне змазування розподіляється на гідродинамічне (повне розділення поверхонь тертя деталей здійснюється внаслідок тиску, який виникає в шарі рідини при відносному русі поверхонь), гідростатичне (повне розділення поверхонь тертя, що знаходяться у відносному русі чи спокої, відбувається внаслідок подачі рідини в робочу зону під зовнішнім тиском), еластогідродинамічне (тертя і товщина плівки рідинного ММ між двома поверхнями, які знаходяться у відносному русі, визначаються пружними властивостями матеріалів, а також властивостями ММ).

Коефіцієнт тертя ковзання - це відношення сили тертя до нормальної сили, яка притискає тіла одне до одного. За відсутності ММ і окислених поверхонь значення коефіцієнта тертя ковзання  $f = 0,8 \dots 0,6$ ; за наявності окислених поверхонь -  $0,4 \dots 0,8$ ; при граничному терті -  $0,1 \dots 0,6$ ; при рідинному -  $0,0001 \dots 0,02$ .

Тертю руху передує тертя спокою. Сила тертя спокою більше сили тертя ковзання. Для розрахунку спор ковзання машин і механізмів важливо знати їх режим роботи, вид тертя, а також залежність сили тертя від швидкості відносного руху поверхонь, які

\* У навчальному посібнику розглядаються явища та залежності, які відносяться до одного з основних видів зовнішнього тертя - тертя ковзання.

труться.

**Зношування** - процес поверхневого руйнування та зміни розмірів тіла при терті внаслідок відділення часток матеріалу з поверхні твердого тіла, а також накопичення необхідних залишкових деформацій поверхневих шарів тіл тертя.

Розрізняють такі основні види зношування: механічне, абразивне, корозійно-механічне, ерозійне, гідроабразивне, гідророзійне, зношування від втоми, кавітаційне, зношування при фретінгу (при коливальному відносному мі розміщенні), зношування при заїданні (при схоплюванні та глибинному вириванні матеріалу), окисне зношування, фретінг-корозія, корозійне, електроерозійне (результат дії розрядів при протіканні електричного струму) [4]. В КІ найчастіше зустрічаються такі види зношування: механічне, від втоми, при заїданні.

Зношування поверхонь тертя найчастіше пояснюють тим, що при ковзанні одного тіла відносно іншого перед кожною мікронерівністю виникають лобові валики деформованого матеріалу, які знаходяться під дією стискаючих напружень. За мікронерівностями внаслідок сил тертя поверхневий шар розтягується. Таким чином, при ковзанні він випробовує знакоперемінні деформації. Багатократні їх повторення після великого числа циклів навантаження призводять до накопичення в поверхневому шарі пошкоджень мікроструктури, появи мікротріщин, а також до відділення часток матеріалу.

У процесі зношування початковий технологічний мікрорельєф (рис. 1.1) перетворюється в експлуатаційний, який характеризується іншими значеннями параметрів шершавості.

Розрізняють дві стадії зношування: припрацювання поверхонь тертя та експлуатаційний знос. Експлуатаційний знос характеризується стабільною рівноважною шершавістю, яка відрізняється від початкової технологічної шершавості.

Знос - результат зношування, який визначається в одиницях довжина об'єму, маси та ін.

Знос елементів КІ зменшує міцність деталей і точність роботи механізмів і машин, підвищує навантаження на підшипники внаслідок додаткового навітряного навантаження роторів, збільшує вібрації та шум при їх роботі. Значний знос може навіть призвести до по-

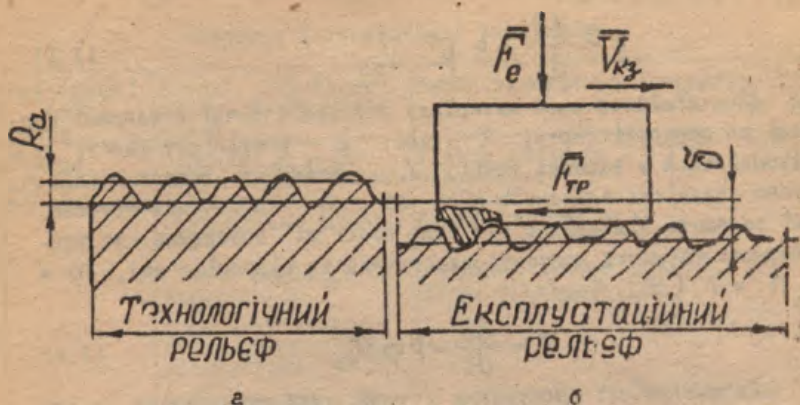


Рис. 1.1

ломки деталей і виходу машини з ладу.

Знання розподілу зносу елементів КМ дозволяє вірно підібрати конструкційні та мастильні матеріали, оцінити можливий ресурс роботи механізму до заміни або відновлення зношених деталей, виявити деталі та вузли, які зазнають найбільшого зносу, а також обґрунтовано визначити раціональні місця підводу ЗМ в роботу КМ, а також технологічні операції для виготовлення і підшипників.

Розрізняють допустимий та граничний знос. При допустимому зносі механізм зберігає працездатність. Граничний знос відповідає граничному стану механізму (або його частині), який зношується. Значення граничного зносу визначається з використанням ряду критеріїв, серед яких основні такі:

- порушення працездатності механізму внаслідок зносу (через можливість поломки деталей, втрату потрібної точності та ін.);
- недопустиме погіршення експлуатаційних характеристик машини (зменшення ККД, збільшення вібрацій і шуму як результат збільшення зазорів в КМ та ін.).

Знос поверхонь тертя оцінюють товщиною шару зруйнованого матеріалу або його масою. При розрахунках на знос використовують також поняття швидкості та інтенсивності зношування.



Швидкість зношування - це знос за одиницю часу:

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = k p^m V_{кз}^n, \quad (I.1)$$

де  $\delta$  - лінійний знос матеріалу в заданій точці в напрямі нормалі до поверхні тертя;  $t$  - час;  $k$  - коефіцієнт зносу;  $p$  - питомий тиск в заданій точці;  $V_{кз}$  - швидкість ковзан. з (відносна швидкість елементів КП);  $m, n$  - показники степеня, які залежать відповідно від виду взаємодії поверхонь, що контактують (пружний контакт, пластичний та мікрорізнання),  $m = n = 1$  [16]. Тому

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = k p V_{кз}. \quad (I.2)$$

Інтенсивність зношування - знос, який приходить на одиницю шляху тертя:

$$\dot{I}_s = \frac{d\delta}{ds}, \quad (I.3)$$

де  $s$  - відносне переміщення елементів КП.

Якщо перетворити формулу (I.2), одержимо

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = \frac{d\delta}{ds} \frac{ds}{dt} = \dot{I}_s V_{кз}.$$

Значення параметрів  $\gamma$  та  $\dot{I}_s$  визначають дослідникам шляхом за середніми значеннями  $p$  і  $V_{кз}$ . Інтенсивність зношування може змінюватись в широких межах:  $\dot{I}_s = 10^{-12} \dots 10^{-3}$  [5, 13, 14].

Залежно від значення  $\dot{I}_s$  розрізняють десять класів зносостійкості матеріалів, які поділяють на три основні групи за видами контактної взаємодії поверхонь тертя: 1) 0-У класи -  $\dot{I}_s = 10^{-12} \dots 10^{-7}$  - висока зносостійкість внаслідок пружного деформування); 2) УІ-УП класи ( $\dot{I}_s = 10^{-6} \dots 10^{-5}$ ) - середня зносостійкість при пружно-пластичному деформуванні; 3) УШ-ІХ класи ( $\dot{I}_s = 10^{-4} \dots 10^{-3}$ ) - низька зносостійкість за наявності мікрорізнання.

Значення  $\dot{I}_s$  для різних матеріалів, які використовують для виготовлення елементів КП, найбільш поширених в механізмах, наведено в табл. I.I.

## Значення інтенсивності зношування

Тип машин і вузол тертя	Деталі, які зношуються, та їх матеріали	Умови зношування	Інтенсивність зношування
Двигун внутрішнього згоряння	Поршневе кільце - чавун сірий, вкочавчу чавун із спеціальним покриттям	Гільза циліндра - чавун сірий $V_{кз} = 4...20 \text{ м/с}$ Рідке змазування	$10^{-12}...10^{-10}$
	Гільза циліндра - чавун сірий	Поршневе кільце - чавун сірий	$10^{-12}...10^{-9}$
	Поршневий палець - сталь цементована і загартована		$10^{-12}...10^{-9}$
	Шийки колінчастого вала (шатунна та корінна) - сталь цементована і загартована		$10^{-12}...10^{-10}$
	Втулка - брєза	$f = 0,17...0,45$	$\approx 4 \cdot 10^{-10}$
	Втулка - сталений вкладиш, залитий облітом		$\approx 4 \cdot 10^{-10}$
Циліндро-поршнева група компресора	Поршневе кільце - графіт (АО-150С)	Гільза циліндра - чавун сірий $p = 0,4 \text{ МПа}$ , $V_{кз} = 3 \text{ м/с}$ , $p = 8,0 \text{ МПа}$ , $V_{кз} = 1,2 \text{ м/с}$ , $V = 3...15 \text{ м/с}$	$\approx 5 \cdot 10^{-11}$  $\approx 5 \cdot 10^{-10}$
	Поршень - чавун сірий		$10^{-12}...10^{-10}$
	Гільза циліндра - чавун сірий		$5 \cdot 10^{-10}$
Радіальні підшипники ковзання	Шийка, втулка - самозмащувальна пара з твердими самозмащувальними покриттями	$p < 2 \text{ Г МПа}$ $v < 15 \text{ м/с}$	$10^{-10}...10^{-5}$
	Втулка - антифрикційна пластмаса (текстоліт, вуглеграфітовий матеріал)	Шийка - сталь антифрикційна	$(0,01...1,7) 10^{-9}$ $\approx 17 \cdot 10^{-6}$
	Втулка - підшипникові матеріали (див. розд. 2)	Шийка - сталь стійке рідке змазування	$10^{-13}...10^{-12}$

Тип машин і вузол тертя	Деталі, які зношуються, та їх матеріали	Умови зношування	Інтенсивність зношування
Шарніри механізмів загального машинобудування, авіаційні	Втулка - полімер	Шийка - сталь $p < 10$ МПа, Малі та середні навантаження	$2,6 \cdot 10^{-12} \dots$ $\dots 7,9 \cdot 10^{-6}$
	Елемент, який зношується, при використанні пластичного змащування	Тяжкі навантаження	$10^{-9} \dots 10^{-5}$
Вузли тертя механізмів літальних апаратів	Опера ковзання. Шарнір із самозмащувального матеріалу або з твердим самозмащувальним покриттям	Відкритий космос	$10^{-10} \dots 10^{-7}$

Відповідно до формули (I.2) знос за термін роботи

$$\delta = k \cdot \int p \cdot V_z \cdot dt. \quad (I.4)$$

Використовуючи параметри узагальненої координати  $\varphi_1$  та узагальненої швидкості  $\dot{\varphi}_1$ , запишемо знос за один цикл роботи (при  $\varphi_1 = \varphi_u$ ):

$$\delta_u = k \int_0^{\varphi_u} p V_{q,kz} d\varphi_1 = k \int_0^{\varphi_u} p \frac{ds}{d\varphi_1} d\varphi_1, \quad (I.5)$$

де  $V_{q,kz} = V_{kz}/\omega_1 = ds/d\varphi_1$  - аналог швидкості ковзання.  
Знос за число циклів

$$\delta = \delta_u n_u = k n_u \int_0^{\varphi_u} p \cdot \frac{ds}{d\varphi_1} d\varphi_1. \quad (I.6)$$

Ця формула дозволяє також при заданому значенні граничного зносу оцінити число циклів роботи, тобто ресурс механізму.

При рідинному терті знос елементів КП незначний. Однак підшипники рідинного тертя (крім підшипників ковзання, які працюють при гідростатичному змащуванні) мають підвищений знос елементів КП під час перехідних режимів (пусках та зупинках), коли в

них має місце нерівномірне змазування.

Зносостійкість - здатність матеріалу чинити опір зношуванню в різних умовах тертя, яка оцінюється величиною зворотної швидкості або інтенсивності зношування. На зносостійкість поверхонь тертя КМ впливають їх твердість, пружні властивості, конструктивні особливості, а також умови роботи (вид змазування, характер навантаження, значення швидкості, температури та ін.).

## 2. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО КОНСТРУКЦІЮ ОБЕРТАЛЬНИХ КМ, ОЦІНКИ ЇХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ВИБІР ЗНАЧЕНЬ ОКРЕМИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

### 2.1. Загальні положення

Рухомі ланки механізмів опираються на підшипники. Таким чином, підшипник - це опора або напрямна, яка визначає положення рухомої частини відносно інших частин механізму.

За напрямком навантаження, яке сприймається, підшипники класифікують на радіальні, осеві та радіально-осеві.

Залежно від переважного тертя розрізняють підшипники ковзання і підшипники кочення. Нижче розглянемо тільки радіальні підшипники ковзання. Вони разом з шийкою 1 - ділину, осі або валу, яка опирається на радіальний підшипник ковзання - являють собою обертальну кінематичну пару, тобто рухоме з'єднання двох ланок, які стикаються безпосередньо або через проміжний елемент і допускають віносний обертальний рух (рис. 2.1). До складу радіальних підшипників ковзання, як правило, входять втулка (підшипник) 2 та вставка 3. Зовнішня поверхня шийки та внутрішня поверхня вставки - робочі поверхні (поверхні тертя) підшипника ковзання.

Залежно від стану поверхонь тертя розрізняють підшипники з мастильним матеріалом та підшипники без нього, які називають підшипниками сухого тертя (ПСТ). В підшипниках першого типу КМ (газ, рідина чи тверде тіло) знаходиться на поверхнях тертя. Залежно від виду КМ розрізняють підшипники газового тертя (ПГТ), рідинного тертя (ПРТ) та підшипники з твердим КМ.

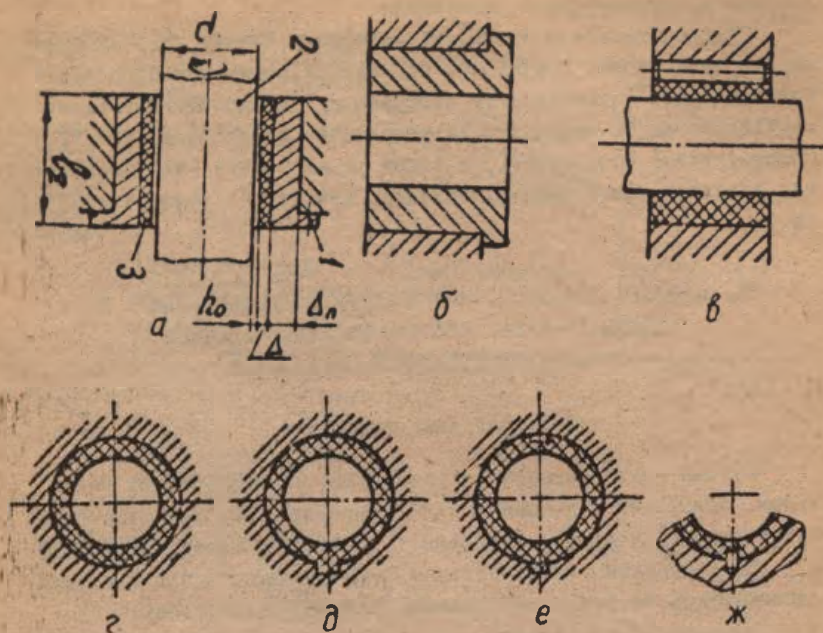


Рис. 2.1

Для виконання розрахунків механізмів на початкових етапах обчислюють значення реакцій в опорах (КП), діаметрів шийок валів, осей та відносної швидкості. Діаметри шийок визначають, як правило, із розрахунків на міцність, з подальшою перевіркою виконання умов зносостійкості, а іноколи - із конструктивних міркувань. Наприклад, для кривошипно-повзучих механізмів рекомендовано приймати радіуси корінної шийки  $d_{41} = (0,35 \dots 0,65) D_n$ , шатунного пальця  $d_{12} = (0,23 \dots 0,60) D_n$ , поршневого пальця  $d_{23} = (0,15 \dots 0,30) D_n$ , де  $D_n$  - діаметр циліндра.

У підрозд. 2.2 описано методику розрахунку підшипників сухого тертя. Вона є також основною при обчисленні підшипників полурідинного або граничного тертя і попередньою для розрахунку підшипників рідинного тертя.

## 2.2. Підшипники сухого тертя

Підшипники сухого тертя використовують у випадках, коли підведення ММ в їх робочу зону утруднено або неможливе, наприклад, у циліндричних шарнірах тяг механізмів управління та підвісок літальних апаратів (ЛА), герметичних приводах, окремих конструкціях компресорів і насосів, а також в різних інших виробках практично всіх галузей техніки.

Конструкції та матеріали. Підшипники сухого тертя частіше виконують у формі циліндричних втулок (див. рис. 2.1). Втулку в корпусах фіксують гвинтами.

Матеріали підшипників повинні надійно притримувати в парі зі сталевими шийками. Їх вибирають залежно від властивостей робочого середовища, його тиску і температури, швидкості ковзання, навантаження, відведення тепла із зони тертя та терміну експлуатації. Матеріали, які використовують для виготовлення підшипників, розподіляють на такі групи: металеві (бабіта, бронзи, сплави на цинковій або алюмінієвій основі, вуглецеві та легировані сталі, антифрикційні чавуня), металокерамічні, матеріали на основі вуглецю (вуглепластик, графітопласт, залізграфітові, бронзографітові та ін.), на основі полімерів (поліаміди, масляніти, фторопласти, текстоліти, композиційні матеріали), які включають і металополімерні матеріали [4, 5, 8-11, 13, 14]. Від вибраного матеріалу залежить конструкція підшипників ковзання. Для фіксації вставок від прокручування використовують різні способи (див. рис. 2.1).

Підшипники ковзання притримують тим надійніше, чим вище твердість шийок; тому їх загартовують чи азотують до твердості 55...60 HRC.

Проектування ПСТ пов'язано з вибором матеріалів пар тертя, встановленням допустимих значень діючого навантаження, швидкості ковзання, температури, довжини і товщини вставки (втулки), радіального зазора та інших параметрів. Воно спрямовано на одержання найкращої зносостійкості підшипника та забезпечення мінімальної зміни його геометричних параметрів з часом.

Відносно довжину ПСТ рекомендовано вибрати із діапазону  $\bar{\ell}_z = \ell_z/d = 0,8...2,0$ , товщину втулок -  $\Delta = (0,15...0,25) \cdot d$ , але не менш, ніж 3 мм, радіальний зазор  $h_0 = (D-d)/2 =$

= (0,0005...0,0020) d, де d - діаметр шийки,  $\ell_z$  - довжина підшипника (длв.рис. 2.1).

Для розрахунків ПСТ в інженерній практиці застосовують декілька приблизних методик.

1. Розрахунок за критерієм міцності. Як критерій міцності або несучої здатності ПСТ використовують середній тиск:

$$p_m = \frac{F_e}{A}, \quad (2.1)$$

де  $F_e$  - зовнішнє навантаження на підшипник; A - розрахункова площа контакту, яку умовно приймають такою, що дорівнює площі проєкції підшипника (рис.2.2):

$$A = \ell_z \cdot d. \quad (2.2)$$

Умова міцності

$$p_m = \frac{F_e}{\ell_z \cdot d} \leq [p_m], \quad (2.3)$$

де  $[p_m]$  - гранично допустимий тиск для матеріалу ПСТ. З урахуванням за-

лежності для визначення  $\ell_z$  з формули (2.3) одержимо

$$\ell_z = \sqrt{\frac{F_e \cdot \ell_z}{[p_m]}}, \quad (2.4)$$

$$d = \sqrt{\frac{F_e}{[p_m] \ell_z}}. \quad (2.5)$$

Із збільшенням швидкості ковзання внаслідок підвищення температури в зоні стику та зміни фізико-механічних властивостей матеріалу значення  $[p_m]$  зменшують. Таким чином, несучу здатність ПСТ обмежують також гранично допустимою швидкістю ковзання

$$V_{кз} \leq [V_{кз}], \quad (2.6)$$

де  $V_{кз} = \pi d n / 60$ ; n - частота обертання вала (осі).

2. Розрахунок за критерієм теплостійкості. Нормальний тепловий режим при усталеній роботі підшипника забезпечує стабільність властивостей матеріалів пари тертя та геометричних розмірів підшипника і є основним фактором, що визначає надійність, довговічність, а також необхідний період роботи.

Потужність, яка витрачається на тертя в ПСТ,

$$P_f = \omega_1 T_1 = \omega_1 \ell_z \frac{d^2}{2} f \rho_m = \ell_z d f \rho_m V_{кз}, \quad (2.7)$$

де  $T_1$  - момент тертя.

Кількість тепла, що виділяється при роботі підшипника,

$$Q_1 = a P_f = a \omega_1 T_1 = a \ell_z d f \rho_m V_{кз} = c \rho_m V_{кз}. \quad (2.8)$$

де  $a$ ,  $c$  - сталі коефіцієнти (припущенні, що  $f = \text{const}$ ).  
 із останньої формули видно, що при роботі ПСТ важливо враховувати значення добутку  $\rho_m V_{кз}$ , яке характеризує збільшення температури внаслідок тепловиділення при терті. При підвищеній температурі ПСТ допускають менші тиск і швидкості, період роботи їх зменшується. Тому вводять критерій теплостійкості  $[\rho_m V_{кз}]$ , який визначає довговічність роботи підшипника. Таким чином, умова теплостійкості

$$\rho_m V_{кз} \leq [\rho_m V_{кз}]. \quad (2.9)$$

3. Розрахунок за тепловим балансом підшипника. Тепло, яке виділяється в ПСТ, відводиться в зовнішнє середовище через втулку (підшипник) та вал (вісь), якщо матеріали вказаних деталей мають високу теплопровідність. Відведення тепла через втулку набагато вище, ніж через вал, тому при розрахунках часто обмежуються визначенням відведення тепла через підшипник. Якщо  $x$  вставка ПСТ товстостінна та виконана з матеріалу з низькою теплопровідністю, то розрахують тепло, яке відводиться тільки через вал.

Кількість тепла, що проходить через підшипник (втулку),

$$Q_2 = k' (T_n - T_B) A_k, \quad (2.10)$$

де  $k'$  - коефіцієнт теплопередачі;  $T_n$  - температура робочої зони ПСТ;  $T_B$  - температура навколишнього середовища;  $A_k$  - площа зовнішньої теплоізодвальної поверхні ПСТ (втулки).

Коефіцієнт теплопередачі

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{n'} \frac{\lambda_j}{\Delta_j}} + \frac{1}{\alpha_B}, \quad (2.11)$$

де  $\Delta_j$  - товщина  $j$ -ї вставки ПСТ;  $\lambda_j$  - коефіцієнт теплопровідності від зовнішньої поверхні вставки в навколишнє середовище,  $n'$  -



кількість деталей ПСТ (втулка та вставки). У ПСТ з металевими вставками величина першого доданка нехтувано мала порівняно з величиною другого доданка. Тому можна приймати  $k' = \alpha_B$  (для підшипників, які не обдуваються повітрям,  $k' = 8 \dots 14$  ккал/( $\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C}$ )).

При установеному режимі  $Q_1 = Q_2$ . Тому з урахуванням рівнянь (2.10) та (2.11) температура в робочій зоні ПСТ

$$T_n = T_B + \frac{8,43 \ell_z d}{k' \cdot A_k} \Gamma \rho_m V_{kz} \quad (2.12)$$

При відведенні тепла із робочої зони ПСТ через вал

$$T_n = T_B + \frac{8,43 \ell_z d f t_z}{G c' + 0,5 A_k k' t_z} \quad (2.13)$$

де  $G$ ,  $A_k$  - маса і площа поверхні тієї частини довжини вала, яка розміщена по обидві боки від ПСТ і дорівнює (3...4) $d$ ;  $c'$  - теплоємність матеріалу вала (для сталей  $c' = 0,12$  ккал/(кг·°C));  $k'$  - коефіцієнт теплопередачі до навколишнього середовища ( $k' = 8 \dots 14$  ккал/( $\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°C}$ )),  $t_z$  - загальний час роботи підшипника (з перервами) протягом зміни;  $t_z$  - термін роботи ПСТ. Температуру  $T_n$  порівнюють з гранично допустимою температурою для вибраного матеріалу:

$$T_n \leq [T]. \quad (2.14)$$

Якщо ця умова не виконується, то необхідно збільшити відведення тепла від підшипника шляхом збільшення тепловіддавальної поверхні або застосування штучного охолодження.

Значення допустимих параметрів  $[\rho_m]$ ,  $[V_{kz}]$ ,  $[\rho_m \cdot V_{kz}]$  та  $[T]$  визначають експериментально для різних матеріалів і умов тертя. Їх наведено в табл. 2.1. Для ПСТ, як і підшипників ковзання інших типів, вибирають круглу циліндричну форму розточка як найпростішу.

Важлива умова нормальної роботи ПСТ - вибір радіального зазора між робочими поверхнями шийки та підшипника. Дані про вибір значень, що уточнюють радіальний зазор залежно від діаметра шийки, наведено у працях [4, 10, 11, 13].

Розрахунок ПСТ рекомендується виконувати в такій послідовності:

Значення допустимих параметрів р боти та коефіцієнта тертя ПСТ, виготовлених з різних матеріалів

Матеріал підшипника	$[P_m]$ , МПа	$[V_{кз}]$ , м/с	$[P_m V_{кз}]$ , МПа·м/с	$[T]$ , °С	$f$	Область використання
Бронза (БрОФ 6,5-0,15)	5...20	1,1	25...35	70...80	0,12... ...0,20	Опори ДВЗ в насосах, компресорах
Графіт	0,3... ...0,5	1,5	1,0	400	0,07... ...0,10	Опори механізмів і машин, які працюють в середовищі агресивних рідин та газів при підвищених температурах
Графіт, просочений металом	0,3... ...1,0	3,0	1,5	200... ...300	0,01... ...0,05	
Вуглепластик (АМС-1, АФ-3Т)	0,5	1,5... ...2,0	1,5	200	0,01... ...0,05	
Капрон	1,5... ...2,5	0,2	0,07... ...0,10	80...90		Опори в редукторах та побутових машинах
Капрон з наповнювачем АМ-2	2,0... ...2,5	2,5... ...3,0	3,5	140		" "
Металокераміка	0,5	2	1,0	500	0,04... ...0,16	Шарнірні підвіски в механізмах
Металокерамічні тверді сплави	30	15	1,0... ...1,5	300	0,11... ...0,14	управління ДА, автомобілів та побутових приладів
Металокераміка, просочена мастилом	18... ...25	4...6	0,7... ...1,0	70...80	0,04... ...0,12	" "
Поліамід на основі смоля АК-7, П-600	2...3	0,5	0,10... ...0,15	75	0,12... ...0,35	Опори в редукторах та побутових машинах
Текстоліт	5,0	1,0	1,0	80	0,06 0,15	" "

1. Здійснити попередній вибір матеріалів для виготовлення підшипника (аставки та втулки) на підставі умов його роботи.

2. Розрахувати за формулою (2.4) або призначити з урахуванням

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНА  
БІБЛІОТЕКА**

Національного аерокосмічного  
університету ім. М.Є.Жуковського  
- Харківський авіаційний інститут

загальних рекомендацій довжину та товщину вставки, а також підшипника.

3. За формулою (2.3) обчислити питомий тиск і порівняти одержане значення з гранично допустимим тиском.

4. Знайти швидкість ковзання поверхні шийки та перевірити виконання умови (2.6).

5. Визначити добуток  $\rho_m V_{кз}$  і порівняти його з гранично допустимим  $[\rho_m V_{кз}]$ .

6. При невиконанні умов (2.3), (2.6) і (2.9) уточнити довжину підшипника (а при необхідності – також і діаметр).

7. За формулою (2.12) або (2.13) розрахувати температуру підшипника та перевірити виконання умови (2.14). При необхідності уточнити матеріали деталей.

8. Визначити радіальний зазор.

### 2.3. Підшипники поперідинного тертя

У ряді випадків, незважаючи на наявність ММ, неможливо організувати циркуляційне рідлине змащування підшипників із конструктивних умов. У цьому разі можлив використання підшипників з поперідинним тертям. Ці підшипники змащують найчастіше барботажним ММ, вони працюють при великих навантаженнях і малих швидкостях ковзання ( $V_{кз} < 0,1 \dots 0,3$  м/с). При таких умовах робота ММ витісняється із зони контакту і верхівки шершавосте" стикаються через адсорбовану граничну плівку (рис. 2.3).

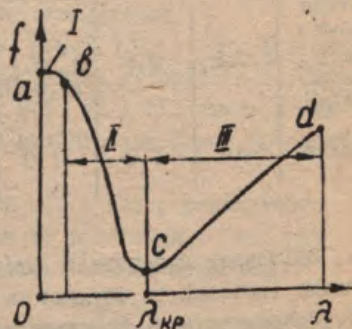
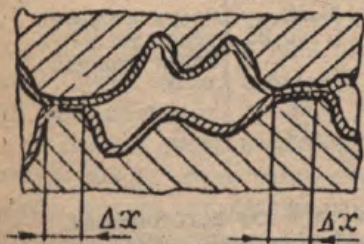


Рис. 2.3

Рис. 2.4



Товщина граничних плівок - 0,1...0,3 мкм. Коефіцієнт граничного тертя (зона а б на рис. 2.4) для підшипників із поширених антифрикційних матеріалів  $f \approx 0,3$ . Робота підшипників ковзання при полурідинному терті, як і при сухому, супроводжується зносом робочих поверхонь. Такі умови роботи характерні для тиххідних підшипників з періодичним змащуванням або безперервною, але недостатньою подачею рідкого ММ.

Конструкції деталей корпусів, підшипників (втулок) полурідинного тертя різні [5, 10]. Для машин і механізмів малої та середньої потужності використовують, як правило, підшипники з нероз'ємними корпусами. Підшипники полурідинного тертя найчастіше виготовляють у вигляді втулок з канавками (камерами) різної форми (рис. 2.5) з робочої (внутрішньої) поверхні. ММ в таких підшипниках вводиться в ненавантажену зону.

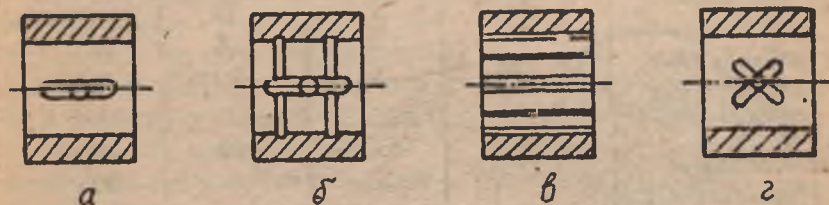


Рис. 2.5

Радіальний зазор в підшипниках полурідинного тертя виконують дещо більшим, ніж в ПСТ, і меншим, ніж в ПРТ.  $h_0 = (0,00025 \dots 0,0005) \cdot d$ , рідше  $h_0 = (0,0005 \dots 0,001) \cdot d$ . Відносна довжина таких підшипників дорівнює  $\ell_z = \ell_z/d \leq 1,2$ .

Матеріал вставки вибирають залежно від навантаження та швидкості ковзання шийки (табл. 2.2).

Внаслідок збільшення кутової швидкості шийки росте і  $\lambda$  ( $\lambda = \mu \omega / \rho_m$ ), при цьому значення коефіцієнта тертя після роботи в області граничного тертя різко зменшується (крива бс - зона II на рис. 2.4) у зв'язку з нагнітанням ММ в робочу зону підшипника та утворенням полурідинного тертя.

Оцінку характеристик та вибір параметрів підшипників ковзання, що працюють в режимі полурідинного тертя, виконують за

Значення допустимих параметрів роботи підшипників  
полурідинного тертя та ПРТ, що виготовлені з різних матеріалів

Матеріал підшипника	$[P_m]$ , МПа	$[V_{кз}]$ , м/с	$[P_m \cdot V_{кз}]$ , МПа·м/с	$[T]$ , °C
Бронза:				
Бр С30	25	12	38	-
Бр 010ФІ	15	10	15	-
БрА9 Х4Л	15	4	12	-
Бабіт:				
БВЗ	10...15	50	50...75	115
БІ6	10	30	3	110
Капрон Б	0...2,5	5	20	100
Летунь				
ЛКС 80-3-3	12	2	10	-
ЛМШ 5'-4-І	4	2	6	-
Поліамід АК-7	15...20	4	20	100
Текстоліт при змащенні масти- лом	10	5...10	25	100
Фторопласт-4	1,5	5	-	200
Фторопласт-4 з наповнювачем	3,5...4,0	8...10	-	200
Чавун:				
АЧС-І	2,5	5	10	-
АЧС-5	20	1	20	-

формулами та в послідовності, що наведені в попередньому розділі.  
Але при цьому необхідно враховувати збільшення параметрів  $[P_m]$ ,  
 $[V_{кз}]$ ,  $[P_m \cdot V_{кз}]$ ,  $[T]$  (дав. табл. 2.2).

#### 2.4. Підшипники рідинного тертя

У ПРТ ролочі поверхні шайки і підшипника розділені суціль-  
ним шаром ММ. Таким чином, безпосереднє тертя між поверхнями  
шайки та підшипника відсутнє.

Навантажувальна здатність ПРТ забезпечується одним із трьох  
основних видів змазування: гідродинамічним, гідростатичним або

гідростатодинамічним.

Гідродинамічне — рідинне змазування, при якому повне розділення поверхонь тертя здійснюється в результаті самовизнакаючого тиску в шарі рідини при відносному русі поверхонь (зона II, рис. 2.4).

Гідростатичне — рідинне змазування, при якому повне розділення поверхонь тертя деталей, які знаходяться у відносному русі або спокої, відбувається рідиною, яка надходить в робочу зону під зовнішнім тиском.

Гідростатодинамічне — рідинне змазування, яке є комбінацією наведених вище видів змазувань.

Підшипники, що працюють при гідродинамічному змазуванні, називають гідродинамічними (ГДП), при гідростатичному — гідростатичними (ГСП), при гідростатодинамічному — гідростатодинамічними (ГСПД).

У ГДП мастильний матеріал подається тільки в невантажону зону (де тиск знизено), звідки він відноситься шийкою, яка обертається в навантажону зону. Внаслідок г'язкості ММ, обертання шийки з досить великою швидкістю та клинвидної форми мастильного шару в навантажоній зоні (менших радіальних зазорів) виникає наплишковий тиск ММ, який зрівноважує зовнішнє навантаження (рис. 2.6).

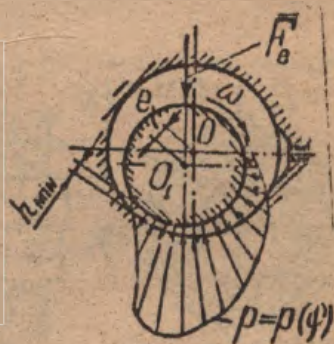


Рис. 2.6

Вставки та втулки ГДП, а також підшипників полурідинного тертя конструктивно часто однакові.

На рис. 2.7 зображено ескіз ГДП компресора.

У чисто гідростатичних підшипниках перепад тиску в мастильному шарі здійснюється за рахунок рідини, яка подається в камери насосом. У камерах внаслідок неоднакового гідравлічного опору трактів встановлюється різний тиск ММ, який зумовлює несучу здатність ГСП [19].

При різному поєднанні швидкості ковзання та тиску постачання мастильного матеріалу ГСП може працювати при одному із вище

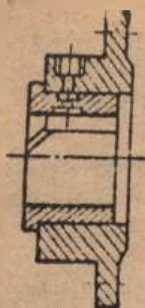


Рис. 2.7

вказаних видів змазування.

Питання вибору шпів підшипників ПРТ та їх мастильних матеріалів, а також значень теплофізичних параметрів останніх розглянуто в працях [3, 13, 19].

Для розрахунку основних характеристик ПРТ (розподілу тиску в мастильному шарі, витрат ММ, несучої здатності, затрат потужності на тертя, а також на прокачку ММ та ін.) розв'язують досить складні гідродинамічні задачі, що базуються на розгляді рівняння Рейнольдса [13, 19]. У ряді випадків до нього приєднують додаткові рівняння (енергії, рівноваги шийки та ін.) [13, 19].

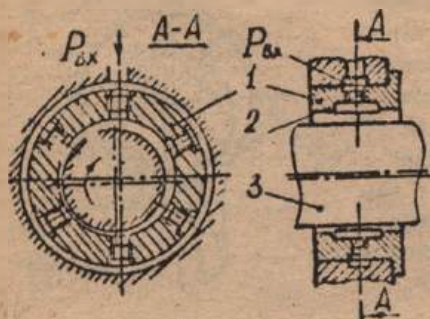


Рис. 2.8

ближню методику, основану на законі Ньютона, відповідно якому

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}, \quad (2.15)$$

де  $\tau$  - дотичне напруження;  $v$  - функція швидкості  $v = v(y)$ ;  $\mu$  - динамічна в'язкість;  $y$  - вертикальна координата.

Затрати потужності на тертя

$$P_f = \omega \int_1 \tau dA, \quad (2.16)$$

де  $A$  - площа робочої поверхні ПРТ.

Для проведення попередніх розрахунків ПРТ, як уже було зазначено, можуть бути використані на першому етапі залежності, які наведено в підрозд. 2.1.

Для оцінки затрат потужності на тертя в радіальних ПРТ, що працюють при ламінарному режимі течії ММ (коля число Рейнольдса  $Re_{\omega} < 1000$ ), доцільно використати при-

Якщо запишемо, що  $\tau = \mu \frac{dv}{dy} \approx \mu V_{кз} / h_0$ , то після підстановки його в залежність (2.16) одержимо

$$P_f = \omega z \int_{(A)} \mu \frac{V_{кз}}{h} dA.$$

Якщо припустити, що  $\mu = \text{const}$ ,  $h = \text{const}$ ,  $V_{кз} = \text{const}$ , то маємо

$$P_f = \omega^2 z^3 \mu \frac{l_z \alpha}{h_0}, \quad (2.17)$$

де  $\alpha$  - кут охоплення робочої поверхні ПРТ,  $[\alpha] = \text{рад}$ ,  $\mu = \text{Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ .

У випадку, коли течія рідини турбулентна, тобто коли значення числа Рейнольдса

$$Re_\omega = \frac{V_{кз} h_0}{2\nu} = \frac{\omega z h_0}{2\nu} \geq 1000, \quad (2.18)$$

(де  $\nu$  - кінематична в'язкість мм<sup>2</sup>/с), втрати потужності рекомендуються обчислювати за формулою

$$P_f = \omega^2 z^3 \mu k_\tau \frac{l_z \alpha}{h_0}, \quad (2.19)$$

як і  $k_\tau$  - коефіцієнт, що враховує неламінарність течії [19]:

$$k_\tau = 1 + 0,0525 (0,04 \cdot Re_\omega)^{0,75}.$$

### 3. ВРАХУВАННЯ ТЕРТЯ В КП ПРИ ДОСЛІДЖЕННЯХ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

#### 3.1. Силовий розрахунок механізмів

Мета силового розрахунку механізмів - визначення невідомих сил і моментів сил, а також реакцій в КП.

Основні положення силового розрахунку з урахуванням тертя в КП такі ж, як і без його врахування [1, 16-18]. Це пов'язано з тим, що в початкових рівняннях урахування тертя не змінює число невідомих реакцій в КП. Тому силовий розрахунок механізмів виконується шляхом послідовного дослідження структурних груп (СГ) та основного механізму з використанням рівнянь кінетостатика, в які додатково включаються сили тертя і моменти сил



теґтя. Врахування вказаних навантажень значно ускладнює розрахунки.

Для спрощення визначення реакцій в КП з урахуванням тертя в даному посібнику використано метод послідовних наближень [1].

Для силового розрахунку механізмів початковими даними, як правило, є кінематична схема, значення мас ланок та їх моментів інерції, сили і відповідні їм реакції, координати центрів мас ланок і точок прикладення сил; моменти сил; кут, який визначає початкове положення ведучої ланки. При врахуванні тертя в КП додатково задають значення розмірів КП та коефіцієнтів тертя

Перед силовим розрахунком механізмів проводиться структурний аналіз і кінематичне дослідження, потім обчислюються сили та моменти сил, які діють на окремі ланки (зовнішні сили: рушійні сили, сили опору, сили тягання ланок; зовнішні моменти; рушійні моменти і моменти опору; сили інерції та моменти сил інерції). Зовнішні навантаження позначимо відповідно через  $F_{j,k}$ ,  $M_{j,k}$  та  $G_j$ . Тут і далі  $j$  - номер ланки, на якій діє сила або момент;  $k$  - індекс, який вказує на характер джерела навантаження. Наприклад:  $F_{j,p}$  - рушійна сила, що діє на першу ланку.  $M_{3,0}$  - момент сил опору, прикладеної до третьої ланки. Буквою  $G$  позначають сили ваги ланок.

Інерційні навантаження, що діють на  $j$ -ту ланку, що здійснює плоскопаралельний (рис. 3.1,а) або нерівномірний обертальний рух навколо осі, яка не проходить через центр мас (рис. 3.1,б), зводять в розрахунках до головного вектора сил інерції ( $F_{j,ін}$ ) та головного моменту сил інерції ( $M_{j,ін}$ ):

$$\bar{F}_{j,ін} = -m_j \bar{a}_{s,j}, \quad \bar{M}_{j,ін} = -J_{s,j} \bar{\epsilon}_j, \quad (3.1)$$

де  $\bar{a}_{s,j}$ ,  $\bar{\epsilon}_j$ ,  $m_j$ ,  $J_{s,j}$  - відповідно лінійне прискорення центра мас, кутове прискорення, маса та момент інерції маси ланки відносно осі, яка проходить через центр мас, перпендикулярно площині руху.

При поступальному нерівномірному русі  $j$ -ї ланки або

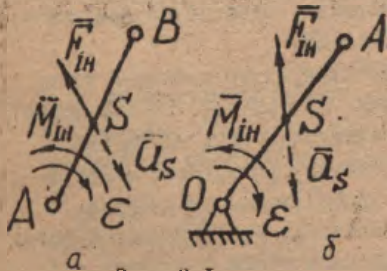


Рис. 3.1

її рівномірному обертальному русі навколо осі, яка не проходить через центр мас, сили інерції зводяться до головного вектора сил інерції  $\bar{F}_{j,ін}$  (при цьому  $\bar{M}_{j,ін} = 0$ ), а у випадку нерівномірного обертального руху ланки навколо осі, що проходить через центр мас, - до головного моменту сил інерції  $\bar{M}_{j,ін}$  ( $\bar{F}_{j,ін} = 0$ ).

Далі виконується силовий розрахунок механізму без врахування сил тертя в КП (перше наближення) в такій послідовності:

1. Розглядають останню СГ в порядку приєднання. До ланки групи прикладають навантаження, що діють на них (зовнішні сили та моменти сил, сили та моменти сил інерції, реакції ланок, від яких від'єднано СГ). Спочатку визначають реакції в зовнішніх КП, а потім - у внутрішніх.

2. Розглядають передостанню СГ в порядку приєднання. До її ланок прикладають навантаження, що діють на них, включаючи відомі реакції від ланки останньої СГ в порядку приєднання. Знаходять невідомі реакції. Подібні розрахунки вчконують для решти структурних груп.

3. Ваконують силовий розрахунок початкової ланки механізму. Прикладають навантаження, що діють на неї, включаючи і відому реакцію від СГ, першої в порядку приєднання. Визначають реакцію в КП, яка утворена початковою ланкою і стояком, а також обчислюють відносні похибки [12, 18]:

$$\tilde{\epsilon}(M_{10(P)}) = \left| \frac{M_{1P}^* - M_{10(P)}}{M_{10(P)}} \right| \cdot 100\%; \quad \tilde{\epsilon}(M_{1,ін}) = \left| \frac{M_{1,ін} - M_{1,ін}^*}{M_{1,ін}} \right| \cdot 100\%, \quad (3.2)$$

$$\text{де } M_{1P}^* = - \left[ \sum_{k=1}^{\tilde{z}} M_0(R_{1kx}) + \sum_{k=1}^{\tilde{z}} M_0(R_{1ky}) + M_{1,ін} \right];$$

$$M_{1,ін}^* = - \left[ \sum_{k=1}^{\tilde{z}} M_0(R_{1kx}) + \sum_{k=1}^{\tilde{z}} M_0(R_{1ky}) + M_{10(P)} \right]$$

- розрахункові моменти сил відносно центра вказаної КП;  $M_{10(P)}$  - момент, який для ДВЗ дорівнює  $M_{10}$ , для компресорів і насосів -  $M_{1P}$ ;  $\tilde{z}$  - кількість шатунів, які приєднуються до ланки зведення. Максимальні похибки не повинні перевищувати 5...12%.

Далі виконувть друге наближення. Для цього поперечно ви-  
значають сили тертя в поступальних КП та моменти сил тертя в  
обертальних КП:

$$F_{j,k}^{(TP)} = f_{j,k}^{(n)} R_{j,k} \quad M_{j,\bar{l}}^{(TP)} = f_{j,\bar{l}}^{(OB)} R_{j,\bar{l}} z_{j,\bar{l}} \quad (3.3)$$

де  $f_{j,k}^{(n)}$  ,  $f_{j,\bar{l}}^{(OB)}$  - коефіцієнти тертя в  $j$ -й поступальній та  
обертальній КП, які утворено, відповідно, ланками з номерами  
 $j$  та  $k$  або  $j$  та  $\bar{l}$ ;  $R_{j,k}$  - реакція (внутрішня сила - си-  
ла взаємодії між  $j$ -ю та  $k$ -ю ланками;  $j$  - номер ланки, на яку  
діє сила чи момент сили;  $k$  ,  $\bar{l}$  - номери ланок, з боку яких  
діють сили). Потім виконувть розрахунки в наведеній вище послі-  
довності з урахуванням тертя в КП, тобто з використанням залеж-  
ностей (3.3). При цьому сили тертя та моменти сил тертя розгля-  
даються як зовнішні навантаження.

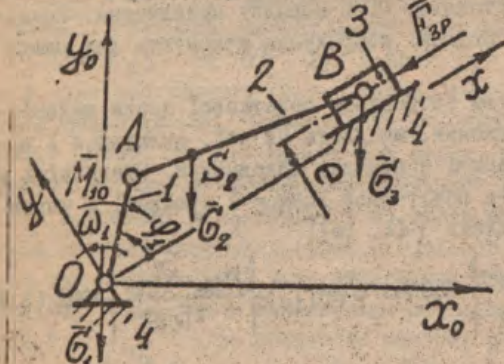


Рис. 3.2

Розглянемо при-  
клад силового розра-  
хунку кривошипно-пов-  
зунного механізму (КІМ).  
Вважасмо відомими кіне-  
матичну схему механізму  
(рис. 3.2), довжина  
 $l_1$  ( $l_1 = OA$ ) ,  
 $l_2$  ( $l_2 = l_{AB}$ ) ,  
 $e$  - ексцентриситет  
обертальних КП  $d_{14}$  ,  
 $d_{12}$  ,  $d_{23}$  , кут  $\varphi_1$  ,  
який координує кривошип

1, кут  $\alpha$  , що визначає положення напрямного повзуна; кутову  
швидкість  $\omega_1$  та кутове прискорення кривошипа  $\epsilon_1$  , масу  $m_2$  ,  
 $m_3$  2-ї та 3-ї ланок, момент інерції маси  $J_{S2}$  2-ї ланки від-  
носно точки  $S_2$  , зведений до осі, яка проходить через точку  $O$  ,  
момент інерції мас  $J_{O1}^{36}$  рухомих деталей, які кінематично зв'я-  
зані з кривошипом 1; сила  $F_{3p}$  , коефіцієнти тертя в КП:  $f_{12}^{(OB)}$  ,  
 $f_{23}^{(OB)}$  ,  $f_{34}^{(n)}$  .

Потрібно (з використанням відомих параметрів) записати за-  
лежності для розрахунку реакцій  $R_{21x}$  ,  $R_{21y}$  ,  $R_{32x}$  ,  $R_{32y}$  .

$R_{21}$ ,  $R_{32}$ ,  $R_{34}$ ,  $R_{14x}$ ,  $R_{14y}$ ,  $R_{14}$  та розрахункового моменту  $M_{10}^*$  (відносно осі 0), зрівноважувального навантаження, що діють на кривошип з урахуванням тертя в КП.

І. В результаті виконання першого етапу - структурного аналізу-одержують, що ступінь рухомості механізму

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1, \quad (3.4)$$

де  $n$  - кількість рухомих ланок;  $p_4$ ,  $p_5$  - кількість КП, відповідно четвертого та п'ятого класу. Механізм, який розглядають, утворений з основного механізму (рис. 3.3, а) та структурної групи (рис. 3.3, б) другого класу другого виду І, є механізмом другого класу.

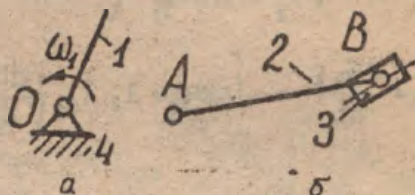


Рис. 3.3

2. На другому етапі записують вирази для знаходження координат характерних точок ( $A$ ,  $B$ ,  $S_2$ :  $x_A$ ,  $y_A$ ,  $x_B$ ,  $y_B$ ,  $x_{S_2}$ ,  $y_{S_2}$ ), кута  $\varphi_2$ , проєкцій лінійного прискорення точок  $S_2$  та  $B_2$ , а також кутового прискорення шатуна  $2''$ ):

$$x_A = l_1 \cos \varphi_1, \quad y_A = l_1 \sin \varphi_1,$$

$$x_{B_2} = x_{B_3} = \left[ \cos \varphi_1 + \sqrt{\lambda_2^2 - (\sin \varphi_1 - \lambda_2)^2} \right] l_1, \quad y_{B_2} = y_{B_3} = e,$$

$$x_{S_2} = (\cos \varphi_1 + \lambda_2 \cdot \lambda_{S_2} \cos \varphi_2) l_1,$$

$$y_{S_2} = (\sin \varphi_1 + \lambda_2 \lambda_{S_2} \sin \varphi_2) l_1,$$

$$\varphi_2 = \arctg \frac{\lambda_e - \sin \varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - (\sin \varphi_1 - \lambda_e)^2}} \quad (3.5)$$

$$\text{або } \varphi_2 = \begin{cases} 2\pi + \arcsin \frac{\lambda_e - \sin \varphi_1}{\lambda_2}, & \text{sign}(\sin \varphi_1 - \lambda_e) = +1, \\ \arcsin \frac{\lambda_e - \sin \varphi_1}{\lambda_2}, & \text{sign}(\sin \varphi_1 - \lambda_e) = -1, \end{cases}$$

\*Розрахункові залежності наведено в праці [18].

$$\begin{aligned}
 a_{B_2} - a_{B_3} - a_{B_3x} &= \frac{dV_{B_3x}}{dt} = \frac{d(V_{qB_3} \omega_1)}{dt} = V_{qB_3} \epsilon_1 + \frac{dV_{qB_3}}{d\varphi_1} \cdot \omega_1^2 = \\
 &= \left[ \left( 1 + \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1}} \right) \cdot \epsilon_1 \cdot \sin \varphi_1 + \right. \\
 &+ \left. \left[ \cos \varphi_1 + \frac{1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1}} \left( 2\cos^2 \varphi_1 + \frac{\sin^2 \varphi_1 \cos^2 \varphi_1}{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1} \cdot 1 \right) \right] \cdot \omega_1^2 \right] (-l_1), \\
 a_{S_2x} &= \frac{dV_{S_2x}}{dt} = - \left[ \cos \varphi_1 + \lambda_2 \lambda_{S_2} \left( \frac{dU_{21}}{d\varphi_1} \sin \varphi_2 + U_{21}^2 \cos^2 \varphi_2 \right) \right] l_1 \omega_1^2,
 \end{aligned}$$

$$a_{S_2y} = \frac{dV_{S_2y}}{dt} = [(\lambda_{S_2} - 1) \cdot \sin \varphi_1] l_1 \omega_1^2, \quad (3.6)$$

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1} \left( \arcsin \frac{\lambda_e \sin \varphi_1}{\lambda_2} \right) = - \frac{\cos \varphi_1}{\lambda_2 \cos \varphi_2}, \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned}
 V_{qB_2} &= V_{qB_3} = \frac{V_{B_3}}{\omega_1} = \frac{dx_{B_3}}{d\varphi_1} = \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos \varphi_2} \cdot l_1 = \\
 &= \left[ \left( 1 + \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2 \varphi_1}} \right) \cdot \sin \varphi_1 \right] \cdot (-l_1),
 \end{aligned}$$

$$V_{qS_2x} = \frac{V_{S_2x}}{\omega_1} = - (\sin \varphi_1 + \lambda_2 \cdot \lambda_{S_2} \cdot U_{21} \cdot \sin \varphi_2) \cdot l_1,$$

$$V_{qS_2y} = \frac{V_{S_2y}}{\omega_1} = (\cos \varphi_1 + \lambda_2 \cdot \lambda_{S_2} \cdot U_{21} \cdot \cos \varphi_2) \cdot l_1,$$

$$V_{S_2} = \sqrt{V_{qS_2x}^2 + V_{qS_2y}^2}; \quad \lambda_2 = \frac{l_2}{l_1}; \quad \lambda_{S_2} = \frac{l_{S_2}}{l_2}; \quad \lambda_e = \frac{e}{l_1},$$

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d(\omega_1 u_{21})}{dt} = u_{21} \varepsilon_1 + \omega_1^2 \frac{du_{21}}{d\varphi_1} \quad (3.8)$$

3. Запишіть вирази для проєкцій сил на осі системи координат  $Oxy$  (рис. 3.4) головних моментів сил інерції  $F_{3,px} = -F_{3p}$ .

$$\begin{aligned} G_{2x} &= -G_2 \sin \alpha, & G_{2y} &= -G_2 \cos \alpha, & G_{3x} &= -G_3 \sin \alpha, & G_{3y} &= \\ &= -G_3 \cos \alpha, & F_{2,ин,x} &= -m_2 a_{S_2x}, & F_{2,ин,y} &= -m_2 a_{S_2y}, & F_{3,ин,x} &= \\ &= F_{3,ин} = -m_3 a_{B_2x}, & F_{3,ин,y} &= 0, & M_{1,ин} &= -\varepsilon_1 J_1^{3B}, & (3.9) \\ & & & & M_{2,ин} &= -\varepsilon_2 J_{S_2}. \end{aligned}$$

де  $G_{2(3)} = m_{2(3)} g$ ;  $g$  - прискорення вільного падіння ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

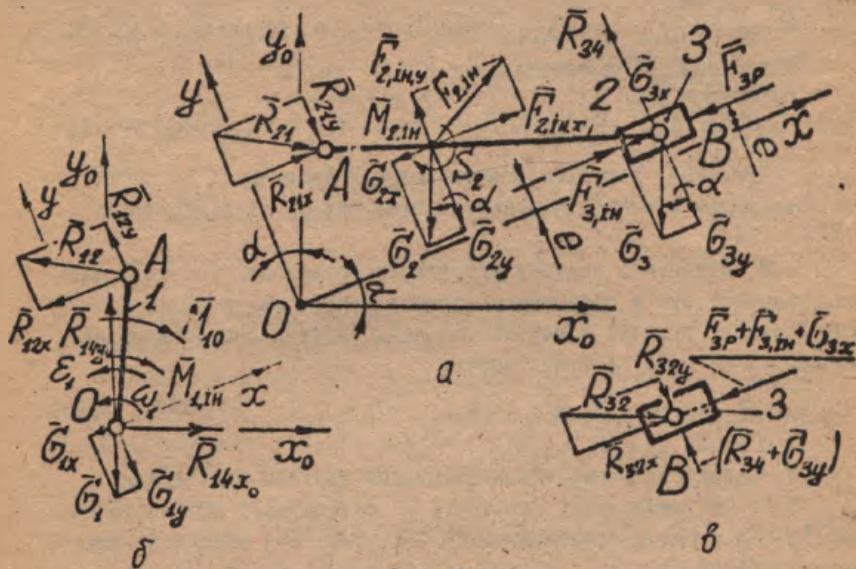


Рис. 3.4

4. Одержуть формулу для виконання першого наближення.

4.1. Розглядаючи структурну групу (рис. 3.4, а) з рівнянь рівноваги на осі  $Ox$  ( $\sum_R \bar{F}_{x,k} = 0$ ) та  $Oy$  ( $\sum_R \bar{F}_{y,k} = 0$ ) і рівняння рівноваги другої ланки в формі моментів сил відносно точки  $B$ , мають:

$$R_{21x} = - (F_{2,ін,x} + G_{2x} + F_{3,ін,x} + G_{3x} + F_{3p,x}), \quad (3.10)$$

$$R_{21y} = - \frac{(G_{2x} + F_{2,ін,x}) \cdot (y_{s2} - e) + (G_{2y} + F_{2,ін,y})(x_0 - x_{s2}) + M_{2л} + \tilde{M}}{x_B - x_A} \quad (3.11)$$

$$R_{34y} = R_{34} = - (R_{21y} + F_{2,ін,y} + G_{2y} + G_{3y}), \quad (3.12)$$

де  $\tilde{M} = R_{21x} \cdot (y_A - e)$ .

Складові частини повної реакції в КП В знаходять з рівнянь проєкції на осі  $Ox$  та  $Oy$  сил, що діють на третю ланку (рис. 3.4, в):

$$R_{32x} = - (F_{3p,x} + F_{3,ін,x} + G_{3x}), \quad R_{32y} = - (R_{34} + G_{3y}). \quad (3.13)$$

Повні реакції в обертальних КП А та В :

$$R_{21} = \sqrt{R_{21x}^2 + R_{21y}^2}, \quad |R_{12}| = |R_{21}|, \quad R_{32} = \sqrt{R_{32x}^2 + R_{32y}^2}, \quad |R_{23}| = |R_{32}|. \quad (3.14)$$

Напрямки векторів повних реакцій визначають за знайденими значеннями проєкцій з використанням формул та підпрограми RFI [18].

4.2 Виконують силовий розрахунок початкової (першої) ланки. Використовують рівняння рівноваги ланки, яке розглядають у формі сил та рівнянь моментів сил всіх силових факторів відносно центра КП (рис. 3.4, о), мають:

$$R_{14x} = -R_{12x}, \quad R_{14y} = -R_{12y}, \quad R_{14} = R_{12}. \quad (3.15), \quad (3.16)$$

5. Одержують формулу для виконання другого наближення.

5.1. Для розрахунку сил тертя в лоступальній КП 3-4 та моментів сил тертя в обертальній КП 1-4, 1-2, 2-3 використовують залежності (3.3).

5.2. Визначають вирази для обчислення реакції в КП структурної групи з урахуванням тертя (рис. 3.5, а). До її ланок прикладають відомі сили  $G_{2x}$ ,  $G_{2y}$ ,  $G_{3x}$ ,  $G_{3y}$ ,  $F_{2,ін,x}$ ,  $F_{2,ін,y}$ ,  $F_{3,ін}$ ,  $F_{3p}$ , момент інерції  $M_{2,ін}$ , силу тертя  $F_{34}^{(TP)}$ , момент тертя  $M_{21}^{(TP)}$ ,  $M_{23}^{(TP)}$ , а також невідомі проєкції повних реакцій  $R'_{21x}$ ,  $R'_{21y}$ ,  $R'_{34y}$ . Моменти сил тертя спрямовують назустріч відповідним відносним швидкостям. Лінії

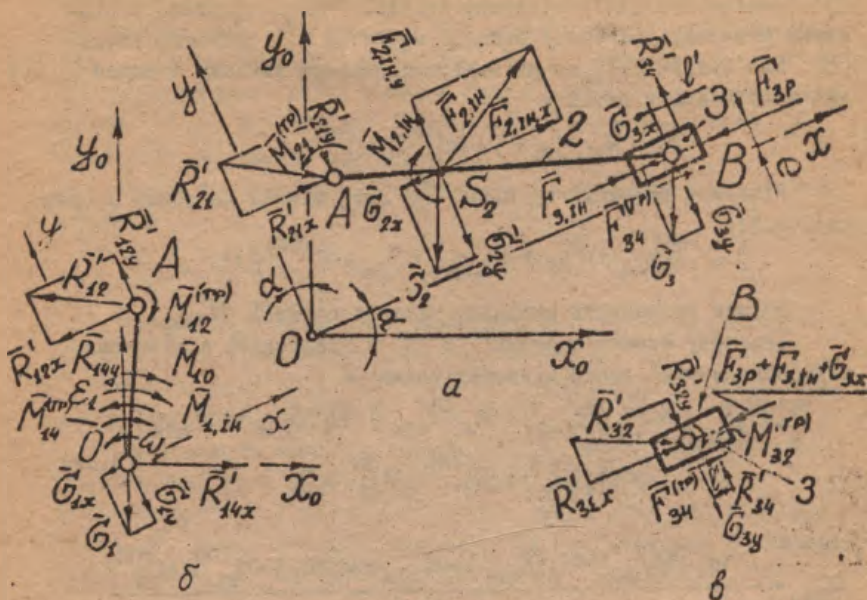


Рис. 3.5

дії проєкції повних реакцій паралельні відповідним осям, а їх напрямки вибрати довільно.

Невідомі параметри тут – модулі та напрямки проєкції  $R'_{21x}$ ,  $R'_{21y}$ ,  $R'_{23x}$ ,  $R'_{23y}$ ,  $R'_{34}$  (або модулі та кути, що визначають напрямки повних реакцій:  $R'_{21}$ ,  $R'_{23}$  та плече  $l'$ ).

Рівняння рівноваги сил, діючих на ланки  $CA$ ,

$$\sum_K \vec{F}_K = \vec{R}'_{21x} + \vec{R}'_{21y} + \vec{F}_{2,1H} + \vec{G}_2 + \vec{F}_{3,1H} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{3P} + \vec{F}_{34}^{(TP)} + \vec{R}'_{34} = 0. \quad (3.17)$$

Після проєктування цього рівняння на вісь  $Ox$  та його перетворення одержимо

$$R'_{21x} = - (F_{2,1H,x} + G_{2x} + F_{3,1H,x} + G_{3x} + F_{3P,x} + F_{34}^{(TP)}). \quad (3.18)$$

Рівняння (3.18) записано в алгебраїчному вигляді. Тому числові значення треба підставляти в це рівняння зі строгим дотриманням їх знаків.



Залежність для розрахунку реакції  $R'_{21y}$  одержано з рівняння рівноваги шатуна у вигляді моментів сил відносно точки В. Від залежності, що вказана, подібний до вигляду формули (3.11) Але в останньому випадку

$$\bar{M} = R'_{21x}(y_A - e) + M_{12}^{(TP)} + M_{23}^{(TP)}.$$

Рівняння проєкції на вісь  $Ox$  сил, діючих на ланку 3 (див. рис. 3.5):

$$R'_{32x} + F_{3p} + F_{3,1n,x} + G_{3x} + F_{34}^{(TP)} = 0.$$

Звідси визначають складову частину реакції  $R'_{32x}$ .

Ігрову проєкцію реакції в КІ В знаходять з рівняння рівноваги другої ланки відносно точки А:

$$\sum_k \bar{M}_A \Big|_{236} = \bar{M}_A(R'_{23y}) + \bar{M}_A(R'_{23x}) + \bar{M}_A(F_{2,1n}) + \bar{M}_{2,1n} + \bar{M}_A(G_2) + M_{21}^{(TP)} + M_{23}^{(TP)} = 0. \quad (3.19)$$

Звідси

$$R'_{23y} = - \frac{M_A(R'_{23x}) + M_A(F_{2,1n}) + M_{2,1n} + M_A(G_2) + M_{21}^{(TP)} + M_{23}^{(TP)}}{\ell_2 \cos \varphi_2},$$

$$\begin{aligned} \text{де} \quad M_A(R'_{23x}) &= R'_{23x} \ell_2 \sin \varphi_2, \quad M_A(F_{2,1n}) = (F_{2,1n,y} \cos \varphi_2 + F_{2,1n,x} \sin \varphi_2) \ell_{AS_2}, \\ M_A(G_2) &= (G_{2y} \cos \varphi_2 + G_{2x} \sin \varphi_2) \ell_{AS_2}. \end{aligned}$$

Вирази для проєкції  $R'_{34y}$ , нормальної складової, що діє на повзуни з боку стояка, знаходять з рівнянь проєкції на вісь  $Oy$  сил, прикладених до третьої ланки:

$$G'_{3y} + R'_{34y} + R'_{32y} = 0.$$

Плече  $\ell'_{BB'}$  визначають з рівняння моментів для третьої ланки:

$$\ell' = - \frac{M_B(F_{34}^{(TP)}) + M_{32}^{(TP)}}{R'_{34}}. \quad (3.20)$$

Знання проєкції з КІ дозволяє визначити модулі повних реакцій та кутові координат (див. п. 4.1).

5.3. При силовому розрахунку початкової ланки при підході,

який розглядаємо, до неї прикладають спочатку відомі навантаження: реакцію  $R'_{12}$  ( $R'_{12} = -R'_{21}$ ), головний момент сил інерції  $M_{1,ін}$ , моменти тертя  $M_{14}^{(TP)}$  та  $M_{12}^{(TP)}$ , значення яких обчислюють за формулами (3.3), а також реакцію  $R'_{14}$  і розрахунковий момент  $M_{1,P}$  (рис. 3.5,6). Визначенню підлягають момент  $M_{1,0}$ , модуль та напрямок реакції  $R'_{14}$ .

Вираз для розрахунку моменту  $M_{1,0}$  визначають з рівняння моментів

$$\sum_k M_{0,k} = M_0(R'_{12}) + M_{1,0} + M_{1,ін} + M_{12}^{(TP)} + M_{14}^{(TP)} = 0.$$

Проекції реакції  $R'_{14}$  знаходять з рівнянь рівноваги початкової ланки:  $R'_{14x} = -R'_{2x}$ ,  $R'_{14y} = -R'_{2y}$ .

Модуль сили  $R'_{14}$  та її кутову координату  $\gamma'$  обчислюють відповідно рекомендаціям п. 4.1.

Таким чином одержано залежності для визначення уточнених значень реакцій в КП механізму, який досліджується. Вони можуть бути використані і при розрахунках реакцій в КП без урахування тертя. Для цього значення сил тертя та моментів сил тертя приймають такими, що порівнюють нулю.

### 3.2. Дослідження руху машинного агрегату

Рівняння руху механізмів з одним ступенем рухомості в інтегральній формі записують у такому вигляді:

$$\sum_{j=1}^n A_j = \sum_{j=1}^n (T_j - T_{j,поч}), \quad (3.21)$$

де  $n$  - число рухомих ланок;  $A_j$  - робота зовнішніх сил, прикладених до  $j$ -ї рухомої ланки, за проміжок часу, який розглядається;  $T_j$ ,  $T_{j,поч}$  - значення кінетичної енергії  $j$ -ї ланки в поточний та початковий моменти часу.

у загальному випадку плоского руху

$$T_j = \frac{m_j \cdot V_{Sj}^2}{2} + \frac{J_{Sj} \omega_j^2}{2},$$

а у випадках поступального та обертового рухів - відповідно

$$T_j = \frac{m_j \cdot V_j^2}{2}, \quad T_j = \frac{J_{0j} \cdot \omega_j^2}{2},$$

де  $J_{S_1}$ ,  $J_{0j}$  - моменти інерції  $j$ -ї ланки відносно осі, яка проходить через центр мас, та осі обертання [1].

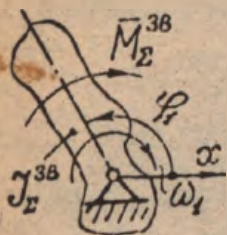


Рис. 3.6

Для спрощення розв'язання рівняння (3.21) використовують метод зведення мас і сил. Він дозволяє замінити реальний механізм, який являє собою складну систему ланок, еквівалентною одномасовою динамічною моделлю. У цій праці вибрано модель, одна із ланок якої обертається, а друга нерухома (рис. 3.6). Причому ланка, яка обертається, рухається так, що її координата  $\varphi_1$  в будь-яку мить часу збігається з узагальненою координатою початкової ланки механізму.

Крім кінематичних параметрів динамічна модель характеризується також сумарним зведеним моментом інерції  $J_{\Sigma}^{36}$  відносно осі обертання та сумарним зведеним моментом сил  $M_{\Sigma}^{36}$ .

Сумарний зведений момент інерції (або просто зведений момент інерції) механізму - це умовний момент інерції ланки зведення, кінематична енергія якої дорівнює сумі кінематичних енергій всіх ланок механізму. Згідно з визначенням

$$\frac{J_{\Sigma}^{36} \cdot \omega_1^2}{2} = \sum_{j=1}^n T_j = \sum_{k=1}^{n_n} \frac{m_k V_k^2}{2} + \sum_{k=1}^{n_{об}} \frac{J_{0k} \omega_k^2}{2} + \sum_{k=1}^{n_c} \left( \frac{m_k V_{sk}^2}{2} + \frac{J_{sk} \omega_k^2}{2} \right), \quad (3.22)$$

де  $n_n$ ,  $n_{об}$ ,  $n_c$  - кількість ланок, які здійснюють тільки поступальний, обертальний та складний рухи. З урахуванням цієї залежності для КПМ, який зображено на рис. 3.2,

$$\begin{aligned} J_{\Sigma}^{36} &= \sum_{j=1}^n J_j^{36} = J_{01} + m_2 \left( \frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left( \frac{V_B}{\omega_1} \right)^2 = \\ &= J_{01} + m_2 \cdot V_{qS2}^2 + J_{S2} \cdot u_{21}^2 + m_3 \cdot V_{qB}^2, \end{aligned} \quad (3.23)$$

де  $J_j^{36}$  - зведений момент інерції  $j$ -ї ланки.

Сумарний зведений момент сил (або зведений момент сил) - умовний момент пари сил, який розвиває потужність, що дорівнює сумі потужностей сил і моментів пар сил, діючих на ланки меха-

нізму. Напрямок зведеного моменту сил приймають таким, що збігається з напрямком кутової швидкості ланки зведення. Таким чином, сумарний зведений момент сил замінює всі сили та моменти, прикладені до різних ланок механізму. Його значення обчислюють за залежністю

$$M_{\Sigma}^{3b} = \sum_{\zeta=1}^{\tilde{n}} M_{\zeta}^{3b} = \sum_{k=1}^{n_F} F_k V_{3,k} \cos(\widehat{F_k, V_k}) + \sum_{k=1}^{n_M} M_k U_{R1}, \quad (3.24)$$

де  $M_{\zeta}^{3b}$  - зведений момент  $\zeta$ -го навантаження;  $\tilde{n}$ ,  $n_F$ ,  $n_M$  - відповідно кількість навантажень, сил, моментів пар сил, які зводяться. Із формули (3.24), видно, що  $M_{\Sigma}^{3b} > 0$ , тобто момент  $M_{\Sigma}^{3b}$  буде спрямований за кутовою швидкістю ланки зведення, якщо діючий момент (чи сила), що зводиться, здійснює позитивну роботу.

При дослідженні руху механізмів з урахуванням тертя в КП зведенню підлягають рушійні сили, сили корисного і шкідливого опорів.

Сумарний зведений момент сил при виділенні окремих складових

$$M_{\Sigma}^{3b} = M_P^{3b} + M_{\Sigma 0}^{3b} + M_{\Sigma G}^{3b}, \quad (3.25)$$

де  $M_P^{3b}$  - зведений рушійний момент;

$$M_{\Sigma 0}^{3b} = M_{\Sigma k, 0}^{3b} + M_{\Sigma ш, 0}^{3b} \quad (3.26)$$

- сумарний зведений момент сил опору;

$$M_{\Sigma k, 0}^{3b} + M_{\Sigma ш, 0}^{3b} = \sum_{j=1}^{K_{\Pi}} R_{k,j} f_{k,j} V_{q,j}^{(2)} + \sum_{k=1}^{K_{OB}} R_{k,k+1} z_k f_{k,k+1} |U_{R1}^{(2)}| \quad (3.27)$$

- сумарні зведені моменти сил корисного та шкідливого опорів;

$K_{\Pi}$ ,  $K_{OB}$  - кількість поступальних і обертальних КП;  $V_{q,j}^{(2)}$  - аналог відносної швидкості;  $|U_{R1}^{(2)}| = |U_{R1} + U_{k+1,1}|$ ;  $M_{\Sigma G}^{3b}$  - сумарний зведений момент сил ваги.

Для порожніх одноциліндрових машин (див. рис. 3.2) різного призначення сумарний зведений момент сил визначають за залежностями:

- для ДВЗ

$$M_{\Sigma}^{3b} = M_{10}^{3b} + M_{3P}^{3b} + M_{\Sigma ш, 0}^{3b} + M_{\Sigma G}^{3b}; \quad (3.28)$$

- для поршневих насосів і компресорів

$$M_{\Sigma}^{36} = M_{1P}^{36} + M_{30}^{36} + M_{\Sigma_{ш.0}}^{36} + M_{\Sigma G}^{36}, \quad (3.29)$$

де

$$M_{3P(K,0)}^{36} = F_{3P(K,0)} V_{qB} \cos \left( \widehat{F_{3P(K,0)}, \vec{V}_B} \right) = \frac{\pi d_n^2}{4} p V_{qB} \cos \left( \widehat{F_{3P(K,0)}, \vec{V}_B} \right);$$

$$M_{\Sigma G}^{36} = \sum_{j=1}^3 M_{jG}^{36}; \quad M_{jG}^{36} = M_{jG}^{36}(G_j) = G_j V_{qS_j} \cos \left( \widehat{G_j, \vec{V}_{qS_j}} \right); \quad j = 1, 2, 3;$$

$$M_{\Sigma_{ш.0}}^{36} = R_{12} f_{12} z_{12} |U_{21}^{(2)}| + R_{14} f_{14} z_{14} + R_{23} z_{23} f_{23} |U_{21}| + R_{34} f_{34} V_{qB}. \quad (3.30)$$

З урахуванням сумарного зведеного моменту інерції механізму та сумарного зведеного моменту сил рівняння руху (3.21) в енергетичній формі запишемо так:

$$\frac{J_{\Sigma}^{36} \omega_1^2}{2} = T_{поч} + A_{\Sigma}, \quad (3.31)$$

де  $A_{\Sigma} = \int_{\varphi_{1,поч}}^{\varphi_1} M_{\Sigma}^{36}(\varphi_1) \cdot d\varphi_1$  - сумарна робота всіх сил і моментів сил;  $T_{поч} = \sum_{j=1}^n T_{j,поч}$ .

При усталеному русі механізму сумарна робота за цикл дорівнює нулю:  $A_{\Sigma}|_{t-t_0} = 0$ .

Тому робота рушійних сил за цикл дорівнює роботі сил опору:

$$\left| A_P|_{t-t_0} \right| = \left| A_0|_{t-t_0} \right| = \left| (A_{K0} + A_{ш.0})|_{t-t_0} \right|. \quad (3.32)$$

Для знаходження миттєвих значень кутової швидкості ланки зведення згідно з рівнянням (3.31) потрібно проінтегрувати функцію сумарного зведеного моменту сил з метою одержання залежності сумарної роботи  $A_{\Sigma} = A_{\Sigma}(\varphi_1)$ . Інтегрування виконується графічно або чисельно згідно з вибраним методом. На рис. 3.7 показано приклад графічного інтегрування залежності зведеного моменту рушійних сил одноциліндрового чотиритактного ДВЗ та побудова кривої  $A_{\Sigma} = A_{\Sigma}(\varphi_1)$ .

Повна кінетична енергія механізму  $T = T_{поч} + A_{\Sigma}$ , де  $T_{поч} = \frac{J_{\Sigma}^{36} \omega_{1,поч}^2}{2}$  - кінетична енергія ланок механізму в

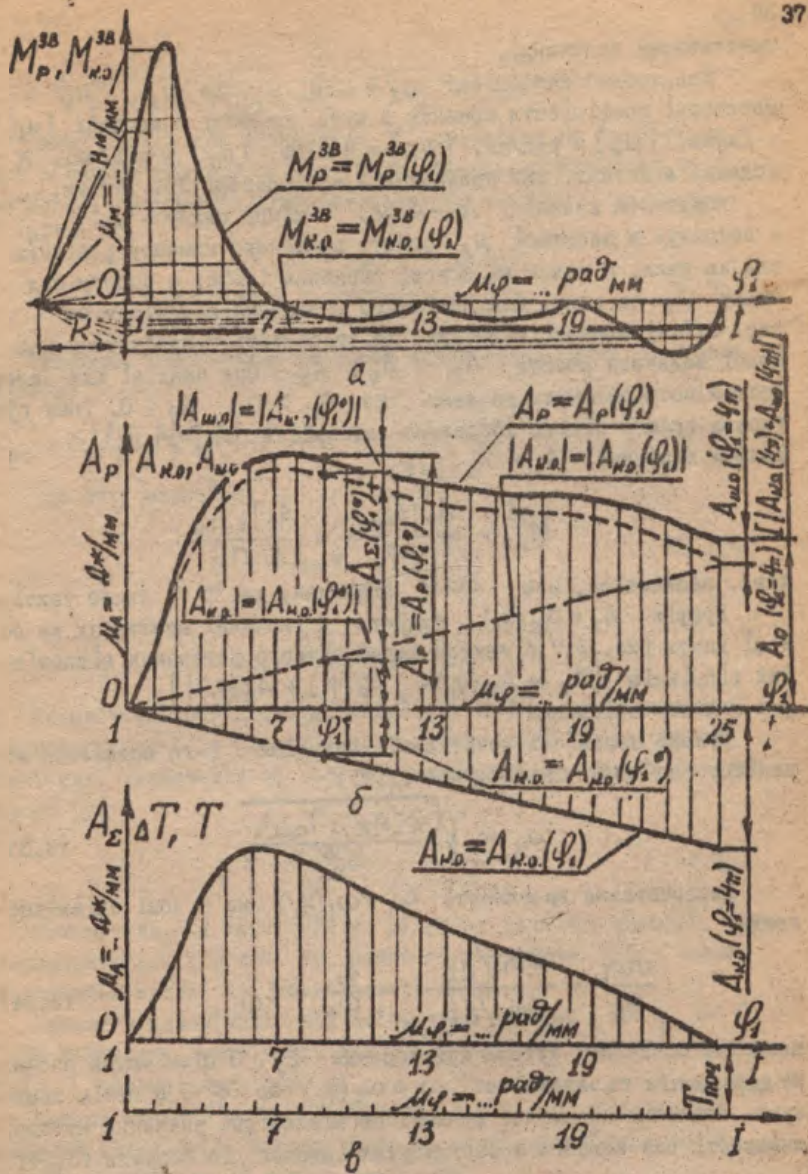


Рис. 3.7

початковому положенні.

Масштабний коефіцієнт  $\mu_A = K \mu_M \cdot \mu_\varphi$ , де  $\mu_M \cdot \mu_\varphi$  - масштабні коефіцієнти моменту і кута повороту кривошипа,  $[\mu_A] = \text{Дж/мм}$ ,  $[\mu_\varphi] = \text{рад/мм}$ ,  $[\mu_M] = \text{Н}\cdot\text{м/мм}$ ,  $[\mu_\varphi] = \text{рад/мм}$ ;  $K$  - полюсна відстань, яку призначають в діапазоні 30...60 мм.

Ордината кривої  $A_P = A_P(\varphi_1)$  в кінці циклу -  $A_P|_{t=t_4}$  - зображує в масштабі  $\mu_A$  роботу зведеного моменту  $M_{\Sigma}$  і інших сил за цикл, а також на основі рівняння (3.32) - роботу сил опору  $A_0$  за цикл. Для дев'ятого положення механізму на рис. 3.7,б показано відрізки, що зображують в прибраному масштабі величини роботи  $A_P$ ,  $A_0$ ,  $A_\Sigma$ . При аналізі цих залежностей потрібно мати на увазі, що  $A_P > 0$ ,  $A_0 < 0$ . Тому пунктирною прямою лінією зображено залежність  $|A_0| = |A_0(\varphi_1)|$ .

Знаючи значення  $A_0 = A_0|_{t=t_4}$ .

$$M_{\text{к.о}}^{\text{зб}} = \frac{A_0|_{t=t_4}}{\Delta\varphi} = \frac{A_0|_{t=t_4}}{\tau \pi}$$

який, вважається, має сталі значення, де  $\tau$  - число тактів.

Графік  $A_\Sigma = A_\Sigma(\varphi_1)$  будуть в указаних масштабах на основі даних рис. 3.7,б шляхом алгебраїчного додавання відповідних відрізків  $[A_\Sigma = A_\Sigma(\varphi_1) = |A_P(\varphi_1) + A_0(\varphi_1)|]$  для кожного положення.

Кутова швидкість початкової ланки для  $i$ -го положення механізму згідно з формулою (3.31):

$$\omega_{i1} = \sqrt{\frac{2 \cdot (A_\Sigma + T_{\text{повч}})_t}{J_{\Sigma,t}^{\text{зб}}}} \quad (3.33)$$

Використання залежності  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$  на основі співвідношення

$$\frac{d\omega_1}{d\varphi_1} = \frac{d\omega_1/dt}{d\varphi_1/dt} = \frac{\varepsilon_1}{\omega_1} = \varepsilon_{\varphi_1} \quad (3.34)$$

дозволяє обчислити кутові прискорення  $\varepsilon_1$ . З цієї метою спочатку диференціюють залежність  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$  по  $\varphi_1$ , а потім помножують значення одержаної функції на відповідне значення куткової швидкості для кожного з розглянутих положень. Із формули (3.34):

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d\omega_1}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \varepsilon_{\varphi_1} \cdot \omega_1 \approx \frac{\Delta\omega}{\Delta\varphi_1} \cdot \omega_1.$$

Інший підхід для визначення  $\varepsilon_1$  базується на диференціюванні рівняння руху (3.31) за узагальненою координатою  $\varphi_1$  і розв'язанні одержаного рівняння відносно шуканого параметра:

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{\Sigma}^{3b}}{J_{\Sigma}^{3b}} - \frac{\omega_1^2}{2 \cdot J_{\Sigma}^{3b}} \cdot \frac{d J_{\Sigma}^{3b}}{d\varphi_1}. \quad (3.35)$$

Складові прискорення та повне прискорення точки  $A$  ланки зведення:

$$a_{A0}^{\tau} = \varepsilon_1 \cdot l_1, \quad a_{A0}^n = \omega_1^2 \cdot l_1, \quad a_{A0} = \sqrt{(a_{A0}^{\tau})^2 + (a_{A0}^n)^2}. \quad (3.36)$$

Час руху механізму:

$$t_1 = t_{\text{поч}} + \int_{\varphi_{1,\text{поч}}}^{\varphi_{1,\text{к}}} \frac{d\varphi_1}{\omega_1(\varphi_1)}. \quad (3.37)$$

### 3.3. Механічний ККД

Механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) - це відношення абсолютного значення роботи сил корисного опору до роботи рушійних сил, визначених за час, який дорівнює або кратний періоду сталого руху:

$$\eta = \frac{|A_{\text{ко}}|}{A_{\text{р}}} = \frac{|A_{\text{ко}}|}{A_{\text{ко}} + A_{\text{ш.о}}}. \quad (3.38)$$

Механічний ККД характеризує відносну величину енергії, яке використовується в машині за прямим призначенням. ККД - основний показник механічної досконалості машин.

Значення механічного ККД змінюється в межах  $1 > \eta \geq 0$ . За величиною механічного ККД порівнюють якість машин, механізмів і кінематичних пар.

Машини являють собою послідовне, паралельне або змішане з'єднання механізмів. В свою чергу, в схемі механізмів подібним чином розміщують і кінематичні пари.



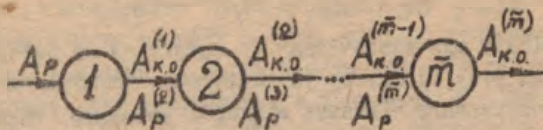


Рис. 3.8

При послідовному з'єднанні  $m$  механізмів корисна робота кожного попереднього механізму є роботою рушійних сил кожного наступного механізму (рис. 3.8):  $A_{к.о.}^{(k-1)} = A_{р.о.}^{(k)}$ , де  $k = 2, 3, \dots, m$ .

Тому загальний механічний ККД

$$\eta_{\Sigma} = \frac{A_{к.о.}^{(m)}}{A_p} = \frac{A_{к.о.}^{(1)}}{A_p} \frac{A_{к.о.}^{(2)}}{A_{к.о.}^{(1)}} \dots \frac{A_{к.о.}^{(m)}}{A_{к.о.}^{(m-1)}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_m = \prod_{k=1}^m \eta_k \quad (3.39)$$

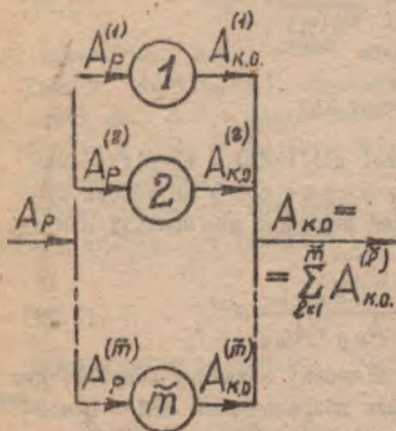


Рис. 3.9

При паралельному з'єднанні (рис. 3.9) механізмів

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\sum_{k=1}^m A_p \eta_k}{A_p} \quad (3.40)$$

а при змішаному - розглядають окремі частини ланцюгів, які мають послідовний та паралельний види з'єднання. Механічний ККД цих ланцюгів обчислюють з урахуванням формул (3.39) та (3.40). Значення загального ККД визначають залежно від виду змішаного з'єднання.

### 3.4. Основні особливості та приклади дослідження важільних механізмів з урахуванням тертя в КД

Важільні механізми можуть працювати в переходному або усталеному режимах [12, 16, 17]. Розрахунки та дослідження механізм-

ів, що працюють в перехідному режимі, рекомендується виконувати в такій послідовності:

- 1) ознайомитись із завданням, призначенням, принципами її та особливостями механізму, який розглядається;
- 2) виконати структурний аналіз;
- 3) визначити розміри ланок, яких не вистачає (спроєктувати кінематичну схему);
- 4) вибрати динамічну модель;
- 5) задати число положень  $N_p$ , які досліджуються. З урахуванням прийнятих позначень для вихідного положення зобразити в тонких лініях схему (план) механізму в масштабі  $\mu_c$ , який відповідає стандартному машинобудівному масштабу розмітати кут ланки зведення, накреслити (також в тонких лініях) сумісний план механізму для різних значень узагальних тої координати та пронумерувати характерні точки залежно від (положення механізму. Одне з проміжних положень (як правило, це положення задається та відповідає максимальному зовнішньому навантаженню) навести лініями основного контура<sup>\*</sup>;

6) з використанням ПЕОМ або калькулятора розрахувати значення аналогів швидкостей характерних точок (включаючи точки прикладення зовнішніх сил, а також центра мас ланок) і передаточних відношень і побудувати їх графіки. Побудувати плани можливих (безмасштабних) швидкостей і на їх основі обчислити значення аналогів швидкостей та передаточних відношень.<sup>\*\*</sup>;

7) порівняти результати розрахунків розмірів механізму, що одержано на ПЕОМ, з даними п.3, а також кінематичних характеристик, одержаних в п.6. Визначити максимальні похибки;

8) обчислити значення зведених моментів сил корисного опору  $M_G^{3b}$  та сил ваги ланок  $M_G^{3b}$ ;

9) вибрати закон зміни рушійного моменту сил (до рушійної сили)  $M_p = M_p(\varphi_1)$ ;

10) обчислити значення зведеного рушійного моменту  $M_p^{3b}$  та сумарного зведеного моменту. Побудувати графіки  $M_G^{3b} = M_G^{3b}(\varphi_1)$ ,  $M_{\Sigma G}^{3b} = M_{\Sigma G}^{3b}(\varphi_1)$ ,  $M_p^{3b} = M_p^{3b}(\varphi_1)$ ,  $M_{\Sigma}^{3b} = M_{\Sigma}^{3b}(\varphi_1)$  та проаналізувати їх;

\*Загальні вимоги до оформлення креслень, як і пояснювальної записки, наведено в працях [12, 17].

\*\*При виконанні цього пункту доцільно ознайомитись з описом програм розрахунків, які є на каф. №207 [17, 18], та використати їх.

11) графічним інтегруванням залежності  $M_{\Sigma}^{3b} = M_{\Sigma}^{3b}(\varphi_1)$  побудувати графік роботи  $A_{\Sigma} = A_{\Sigma}(\varphi_1)$ . Нанести криву сумарної роботи одержану аналітичним методом;

12) обчислити значення зведених моментів інерції окремих ланок, сумарного моменту інерції механізму та побудувати графіки  $J_{j,3b} = J_{j,3b}(\varphi_1)$ ,  $J_{\Sigma}^{3b} = J_{\Sigma}^{3b}(\varphi_1)$ , де  $j = 1 \dots n$ ;

13) визначити значення кутової швидкості ланки зведення і при необхідності (а вказівкою викладача) побудувати графік  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ . Якщо  $\omega_{11} < 0$ , то треба знову вибрати функцію  $M_p = M_p(\varphi_1)$  та повторити розрахунки згідно пп. 10 - 13;

14) знайти з використанням даних п.13 значення масштабного коефіцієнта  $\mu_v$  сумарних планів швидкостей, які побудовано раніше (див. п.6);

15) обчислити значення та побудувати графік функції  $1/\omega_1 = 1/\omega_1(\varphi_1)$ . Інтегруванням остаточної функції знайти значення  $t = t(\varphi_1)$ ;

16) обчислити та одержати графічним диференціуванням значення функції  $\varepsilon_{q1} = \varepsilon_{q1}(\varphi_1)$ ;

17) виконати методами аналітичним (для всіх положень механізму, які досліджуються) і графоаналітичним (для одного або декількох положень механізму за узгодженням з викладачем) кінематостатичний (кінематичний та силовий) аналіз механізму, тобто:

а) розрахувати значення прискорень характерних точок, кутових прискорень ланок, сил інерції та моментів сил інерції ланок;

б) визначити реакції в КП та січнати похибку розрахунку при реакції рівноваги початкової ланки;

в) обчислити значення сил тертя і моментів сил тертя в КП механізму;

г) з урахуванням даних п.17 (в) уточнити реакції в КП механізму згідно з умовою

$$\left| \frac{R_{j,j+1}^{(n+1)} - R_{j,j+1}^{(n)}}{R_{j,j+1}^{(n+1)}} \right| \leq \varepsilon_R,$$

де  $n+1$ ,  $n'$  - номери наближень;

18) обчислити значення зведеного моменту та роботи сил тертя, сумарної роботи, кутових швидкостей, прискорень, швидкості руху механізму з урахуванням тертя в КП. Побудувати графіки вказаних функцій. Проаналізувати на основі одержаних даних вплив тертя в КП на основні характеристики механізму. Розробити загальні рекомендації для покращання роботи механізму.

При порівнянні даних, які одержано графоаналітичними та аналітичними способами, потрібно визначити відносну похибку

$$\varepsilon = \left| \frac{(\bar{A}_{\text{ан}} - \bar{A}_{\text{гр}})}{\bar{A}_{\text{ан}}} \right| \cdot 100\%,$$

де  $\bar{A}_{\text{ан}}$ ,  $\bar{A}_{\text{гр}}$  - значення параметра, що розглядається, знайдені аналітичним та графоаналітичним методами.

Дані розрахунків та результати їх аналізу необхідно внести в пояснювальну записку.

При розрахунках та дослідженнях важливих механізмів ДВЗ, поршневих гідродвигунів і детандерів, що працюють при ustalеному режимі, на початковому етапі виконують пп. 1 - 7 [18]. Далі рекомендується використовувати таку послідовність:

8) розрахувати значення зведених моментів рушійної сили  $M_{\Sigma}^{36}$  та сил тягіння  $M_{\Sigma G}^{36}$  і на їх основі одержати функції  $M_{\Sigma}^{36} = M_{\Sigma}^{36}(\varphi_1) = M_P^{36}(\varphi_1) + M_{\Sigma G}^{36}(\varphi_1)$ . Побудувати графіки вказаних функцій і проаналізувати їх\*;

9) Одержати інтегруванням функції  $M_P^{36} = M_P^{36}(\varphi_1)$  значення роботи рушійних сил  $A_P$  та вибраних положень механізму, а на основі останніх, приймаючи закон зміни роботи сил корисного опору лінійним, і рівняння робіт вказаних сил за цикл

$$A_{\text{ко}} \Big|_{t=t_1}^{t=t_2} = A_P(\varphi_1) \Big|_{t=t_1}^{t=t_2} - \text{значення сумарної роботи } A_{\Sigma} = A_{\Sigma}(\varphi_1) = A_P(\varphi_1) + A_D(\varphi_1) + A_G(\varphi_1) \quad [a \cos, T = T(\varphi_1)].$$

Побудувати графіки зазначених функцій;

10) обчислити індикаторну потужність, яку розглядає ротор очетіло в циліндрі за один цикл:

$$N_{\text{інд}} = \frac{A_P \Big|_{t=t_1}^{t=t_2}}{t_2 - t_1} = \frac{A_P(\varphi_1 = \pi \cdot \tau) \cdot \omega_1}{\pi \cdot \tau}$$

Знання величини цього параметра дозволяє при заданому значенні ефективної потужності перевірити правильність обчислень

\*При виконанні цього та інших пунктів різними методами визначити похибки розрахунків.

на попередніх етапах ( $N_e = N_{\text{ІНД}} / \eta_m$ ).

Далі треба виконати пп. ІІ - І7, до збігаються з пп. І2 - І8 попереднього випадку. Але при цьому потрібно мати на увазі, що значення кутової швидкості ланки зведення для механізмів двигунів завжди подано.

Наступні пункти такі:

І8) визначити момент інерції та інші параметри маховика, який забезпечує задані значення коефіцієнта нерівномірності руху [І2, І8];

І9) порівняти дані розрахунків кутової швидкості ланки зведення, ККД та параметрів маховика, одержані з урахуванням сил тертя і без нього;

20) визначити значення механічного ККД механізму.

У випадку розрахунку та дослідження важільних механізмів поршневих насосів і компресорів, що працюють при ustalеному режимі, послідовність така ж як і в попередньому випадку. Важливі особливості розрахунку і досліджень важільних механізмів вказані в машині такі:

1) У п.8 розраховують значення сил ваги  $M_G^{3b}$  зведених моментів сил корисного опору  $M_{KO}^{3b}$  (замість  $M_P^{3b}$ ) та сумарний зведений момент сил опору  $M_0^{3b} = M_0^{3b}(\varphi_1) = M_{KO}^{3b}(\varphi_1) + M_G^{3b}(\varphi_1)$ ;

2) інтегруванням функції  $M_0^{3b} = M_0^{3b}(\varphi_1)$  одержують значення роботи сил опору  $A_0 = A_0(\varphi_1)$ , а на основі цієї функції з використанням рівняння  $A_P |_{t-t_0} = A_0 |_{t-t_0}$  - значення роботи рушійного моменту  $A_P = A_P(\varphi_1)$  та сумарної роботи  $A_\Sigma = A_\Sigma(\varphi_1) = A_P(\varphi_1) + A_0(\varphi_1)$  [або енергії  $T = T(\varphi_1)$ ];

3) обчислюють необхідну потужність двигуна (замість  $N_{\text{ІНД}}$  в п.10):

$$N_{\text{ДВ}} = \frac{N_e}{\eta_\Sigma}$$

де

$$N_e = \frac{A_0}{t_0} = \frac{A_P}{t_0} = \frac{A_P \cdot \omega_1}{2\pi}$$

$\eta_\Sigma$  - ККД кінематичного ланцюга, який з'єднує вал кривошипа з валом двигуна.

При проектуванні та розрахунках механізмів доводиться вико-

увати велику кількість обчислень і аналізувати багато варіантів. Для зменшення затрат часу на виконання цих робіт використовують ПЕОМ [12, 16-18].

Розроблено програми проектування та розрахунку важільних механізмів машин різного призначення [17, 18], написані на мовах "Паскаль" та "Фортран-IV" стосовно до ПЕОМ типу IBM PC і складені за блочним принципом. Програми дозволяють визначити значення параметрів з урахуванням (і без нього) тертя в КП, а також (при необхідності) - параметрів маховика та механічного КПД.

Нижче наведено основні результати досліджень важільних механізмів одноциліндрового ДВЗ (рис. 3.10), шарнірного з чотирма ланками механізму управління літальних апаратів (рис. 3.11) і поршневого компресора (рис. 3.12).

#### 4. ОЦІНКА ЗНОСУ ЕЛЕМЕНТІВ КП ТА ЙОГО ВРАХУВАННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ МЕХАНІЗМІВ

##### 4.1. Основні положення та залежності для розрахунку зносу елементів КП різних типів

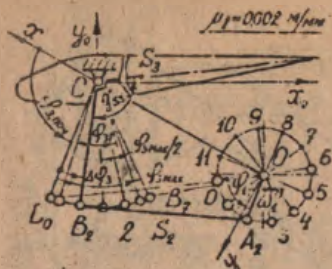
Обертальна кінематична пара (рис. 4.1). Вважасмо, що шийка 1, навантажена постійною силою  $F_e$ , рівномірно обертається в нерухомому підшипнику 2, тобто  $\omega_1 = \text{const}$ ,  $\omega_2 = 0$ . В цьому випадку знос шийки буде рівномірним ( $\delta_1 = \text{const}$ ), а підшипника - нерівномірним, тобто  $\delta_2 = \delta_2(\psi)$ , де  $\psi$  - кутова координата точки, яка розглядається.

Через визначення термін роботи підшипника центр шийки внаслідок зносу робочих поверхонь переміститься з точки  $O$  в точку  $O'$ . Знос підшипника 2 в напрямку вектора сили  $F_e$  в усіх точках робочої зони (в межах кута від  $-\pi/2$  до  $+\pi/2$ ) буде однаковим і дорівнюватиме  $\delta_{2, \text{max}} = OO'$ , а в напрямку нормалі до поверхні тертя - різним і змінюватиметься за законом

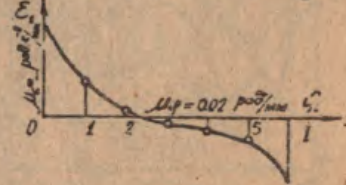
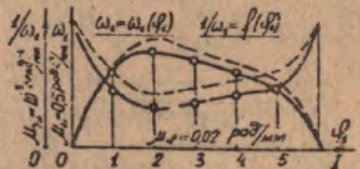
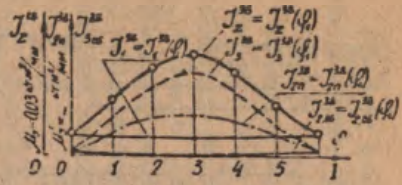
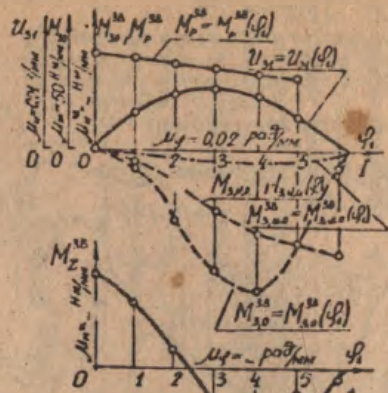
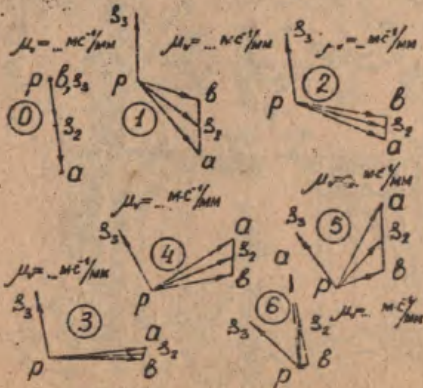
$$\delta_2 = \delta_{2, \text{max}} \cdot \cos \psi. \quad (4.1)$$

\* На рис. 4.1 значення зносу  $\delta_1$  та  $\delta_2$  для наочності збільшені порівняно з розмірами шийки підшипника.





$\omega = 0.002 \text{ рад/мин}$



**ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ**

1. Максимальне значення кул. звод. прискорення  $\epsilon_{1 \text{ макс}} = 610 \text{ рад}^2/\text{с}^2$
2. Максимальне значення кутової швидкості  $\omega_{1 \text{ макс}} = 29,7 \text{ рад/с}$
3. Час роботи механізму  $t = 0,035 \text{ с}$ .

РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ			
№ завдання	№ варіанта	№ групи	№ студента





Сумарний знос ро-  
бочих поверхонь КШ

$$\delta_z = \delta_1 + \delta_2.$$

Внаслідок того,  
що для всіх точок ший-  
ки швидкість ковзання  
 $V_{кз} = \text{const}$ .

Тиск одної ланки на  
іншу також змінюється  
за законом косинуса  
[1]:

$$p = p_{\text{MAX}} \cos \psi. \quad (4.2)$$

При виводі залеж-  
ності для розрахунку

$p_{\text{MAX}}$  розглядають  
елементарну площадку

на підшипнику з круговою довжиною  $l_x = z \cdot d\psi$  (див. рис. 4.1)  
та шириною  $l_z$ . Елементарна сила в напрямку нормалі до поверхні  
тертя на вказаній площадці

$$dF_{12}^n = p \cdot l_z \cdot z \cdot d\psi = p_{\text{MAX}} \cdot l_z \cdot z \cdot d\psi \cdot \cos \psi.$$

Сила  $\bar{F}_e$  зрівноважена рівнодіючим силам тиску\*, діючим з  
боку підшипника на шийку:

$$F_e = F_{21}^n = 2 \int_0^{\pi/2} p_{\text{MAX}} \cdot l_z \cdot z \cdot \cos^2 \psi \cdot d\psi = 2 \cdot p_{\text{MAX}} \cdot l_z \cdot z \cdot \frac{\pi}{4}. \quad (4.3)$$

Звідси

$$p_{\text{MAX}} = \frac{2F_e}{\pi \cdot l_z \cdot z}. \quad (4.4)$$

З урахуванням цієї залежності формула (4.2) набуває вигляду

$$p = \frac{2F_e}{\pi \cdot l_z \cdot z} \cdot \cos \psi. \quad (4.5)$$

\* У рівнянні рівноваги (4.3) вертикальні проекції елементарних  
сил тертя в зонах  $0 \dots (+\psi)$  та  $0 \dots (-\psi)$  зрівноважуються, і то-  
му ці проекції в ньому відсутні.

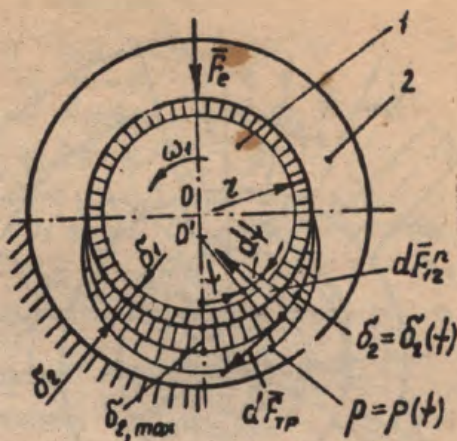


Рис. 4.1

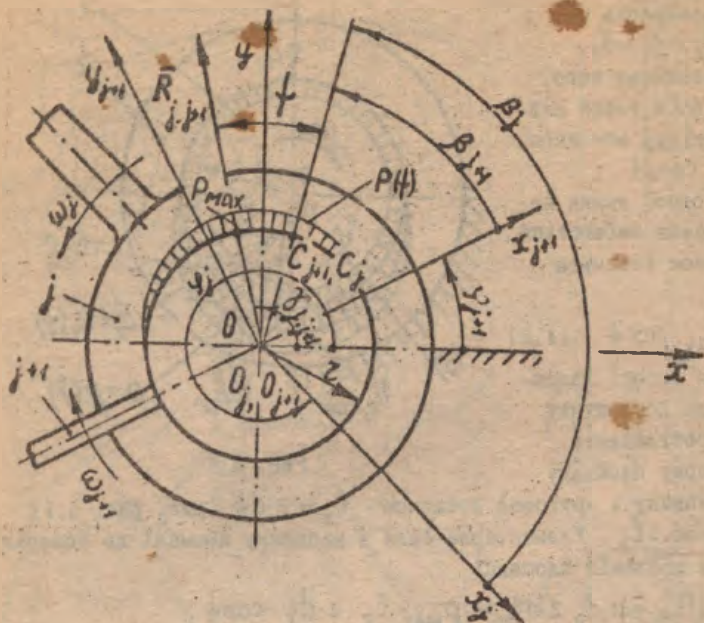


Рис. 4.2

Сила  $\vec{F}_e$  в більшості випадків змінна за величиною та напрямком [9, 16, 18, 19], тому розрахунки зносу з використанням залежності (4.5) необхідно виконувати для кожного миттєвого положення шийки в підшипнику. Внаслідок відміченого в загальному випадку обертальної КП з узагальнюючою координатою  $\varphi_j$  (рис. 4.2) для розрахунку зносу одного з елементів (наприклад, знос в точці  $C_{j+1}$ ) потрібно знати: в нерухомій системі координат  $Oxy$  пов'язані зі стояком, - кутову координату  $(j+1)$ -ї ланки  $\varphi_{j+1} = \varphi_{j+1}(\varphi_j)$  та кутову координату  $\gamma_{j,j+1}$  вектора сили  $\vec{R}_{j+1}$ , прикладену до ланки  $j$ ; в рухомій системі координат  $O_{j+1}x_{j+1}y_{j+1}$ , пов'язані з ланкою  $j+1$ , - кутову координату  $\beta_{j+1}$  точки  $C_{j+1}$ . В цьому випадку тиск в точці  $C_{j+1}$  обчислюють також за формулою (4.2), в якій значення  $R_{\max}$  зна-

$$\delta_j = n_{\text{ц}} \delta_{j,\text{ц}} = a_j \int_0^{\varphi_4} R_{j,j+1} |u_{j,1} - u_{j+1,1}| \cos \psi_j \cdot d\varphi_j, \quad (4.12)$$

$$\delta_{j+1} = n_{\text{ц}} \delta_{j+1,\text{ц}} = a_{j+1} \int_0^{\varphi_4} R_{j,j+1} |u_{j,1} - u_{j+1,1}| \cos \psi_{j+1} \cdot d\varphi_j, \quad (4.13)$$

де

$$a_j = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot k_j \cdot n_{\text{ц}}}{\pi \ell_{z,j}}; \quad a_{j+1} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot k_{j+1} \cdot n_{\text{ц}}}{\pi \ell_{z,j+1}}.$$

При поступальному русі  $(j+1)$ -ї ланки вздовж осі  $Ox$  знос в точках  $C_j$  та  $C_{j+1}$  обчислюють за наведеними формулами, в яких  $u_{j+1,j} = 0$ , а кут  $\psi_{j+1}$  у формулі (4.13) - за залежності (4.8).

Розподіл зносу робочих поверхонь елементів КП будуть за декількома точками.

Поступальна КП (рис. 4.3). Приймаємо, що повзун 3, який має довжину  $\ell_{\text{п}}$  та ширину  $d_{\text{п}}$  здійснює зворотно-поступальний рух по нерухомій напрямній 4, хід повзуна -  $H_{\text{в}}$ ; зовнішня (постійна за модулем та напрямком) сила  $F_e = \text{const} = F_{\text{п}}$  прикладена посередині повзуна, тиск розподіляється рівномірно по верхній контакт.

При рівномірному розподілі тиску знос  $\delta_3$  плоскої робочої поверхні повзуна рівномірний, знос напрямної повзуна  $\delta_4$  - нерівномірний, у крайніх точках  $C_4$  та  $P_4$  дорівнює нулю; а на ділянці  $K_4 M_4$  максимальний (див. рис. 4.3).

При цьому

$$\delta_{3,\text{ц}} = k_3 \cdot p \int_0^{t_4} V_{k_3} dt = 2 H_{\text{в}} k_3 p, \quad (4.14)$$

$$\delta_{4,\text{ц}} = k_4 p \int_0^{t_4} V_{k_3} dt = S k_4 p, \quad (4.15)$$

де  $k_3$ ,  $k_4$  - коефіцієнти зносу матеріалів елементів ланок, які входять в поступальну КП;  $t_4$  - період роботи;  $p = F_e / (\ell_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}})$ ;  $S$  - шлях тертя; ( $S = 0$  - в точках  $C_4$  та  $P_4$ ).

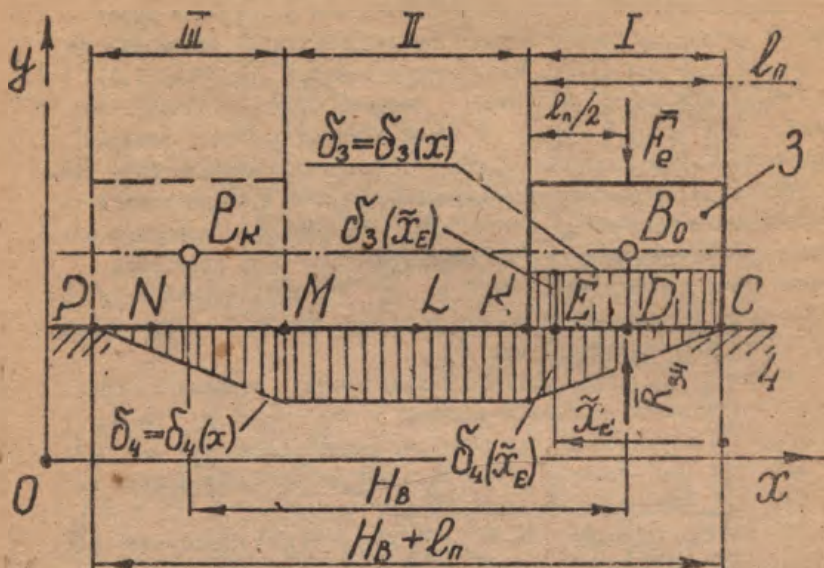


Рис. 4.3

$S = 2\ell_n/2 - \ell_n$  - в точці  $D_4$ .  $S = 2\ell_n$  - в точках  $K_4$  та  $M_4$ ).

У випадку, коли повзун являє собою циліндр (або поршень в циліндрі), величина тиску на робочій поверхні повзуна залежить від двох координат:  $p = p(x, \psi)$ . Вважаємо, що тиск у нормальному (поперечному) перерізі змінюється за законом косинуса (див. рис.4.1). З урахуванням зазначеного вище найбільший знос робочих поверхонь поступальної циліндричної КП буде в осьовому перерізі, який проходить через лінію дії вектора  $\vec{F}_e$ .

При цьому

$$p_{\max} = \frac{2F_e}{\pi \cdot \ell_n \cdot d_n}, \quad (4.16)$$

де  $d_n$  - діаметр поршня.

Якщо сила  $F_e$  прикладена не посередині повзуна, то умовно приймається, що тиск розподіляється по довжині повзуна за ліній-

ним законом.

При змінних тиску і швидкості ковзання розрахунок зносу робочих поверхонь елементів поступальної КП також виконуть за формулами (1.5) та (1.6). Межі інтегрування в рівнянні (1.5) при розрахунку зносу напрямної повзуна будуть різними залежно від того, на якому з трьох ділянок робочої поверхні напрямної повзуна (чи циліндра) знаходиться досліджувана точка (рис. 4.3). Для децентралізованого КПМ (рис. 4.4,а) на першій ділянці СК довжини  $\ell_n$  в точці  $E_4$  напрямної поршня з координатом  $\tilde{X}_E$  знос відбуватиметься за час повороту кривошипа (першої ланки) на кут від  $(-\varphi_{10})$  до  $\varphi_1$  при русі поршня вліво і за час повороту кривошипа на кут від  $\varphi_1'$  до  $(360^\circ - \varphi_{10})$  при русі поршня вправо (зворотний хід).

У точці  $L_4$  (рис. 4.4,б), яка належить напрямній повзуна і знаходиться на другій ділянці ( $H_B - \ell_n \geq \tilde{X}_{L_4} \geq \ell_n$ ), знос буде відбуватися за час повороту кривошипа на кут від  $\varphi_1^{II}$  до  $\varphi_1^{III}$  при русі повзуна вліво і за час повороту кривошипа на кут від  $\varphi_1^{IV}$  до  $\varphi_1^V$  при русі поршня вправо.

На третій ділянці ( $H_B + \ell_n > \tilde{X}_{N_4} \geq H_B$ ) (див. рис. 4.4) знос в точці  $N_4$  відбуватиметься за час повороту кривошипа на кут від  $\varphi_1^{VI}$  до  $(\varphi_{1B} - \varphi_{10})$  при русі поршня вліво і за час повороту кривошипа на кут від  $(\varphi_{1B} - \varphi_{10})$  до  $\varphi_1^{VII}$  при зворотному русі поршня вправо.

Для центрального (аксіального) КПМ (коли  $e = 0$ ) знос робочої поверхні напрямної поршня відбувається за час повороту кривошипа (рис. 4.5):

- на першій ділянці в точці  $E_4$  з координатою  $\tilde{X}_E$  ( $\ell_n \geq \tilde{X}_E > 0$ ) на кут від  $\varphi_1 = 0$  до  $\varphi_1$  при русі поршня вліво і на кут від  $\varphi_1' = (360^\circ - \varphi_1)$  до  $360^\circ$  при русі поршня вправо;

- на другій ділянці в точці  $L_4$  з координатою  $\tilde{X}_{L_4}$  ( $H_B \geq \tilde{X}_{L_4} \geq \ell_n$ ) за час повороту кривошипа на кут від  $\varphi_1^{II}$  до  $\varphi_1^{III}$  при русі повзуна вліво і на кут від  $(360^\circ - \varphi_1^{II})$  до  $(360^\circ - \varphi_1^{III})$  при зворотному русі поршня;

- на третій ділянці в точці  $N_4$  з координатою  $\tilde{X}_{N_4}$  ( $H_B + \ell_n < \tilde{X}_{N_4} \geq H_B$ ) за час повороту кривошипа на кут від  $\varphi_1^{VI}$  до  $180^\circ$  при русі поршня вліво і на кут від  $180^\circ$  до  $(360^\circ -$

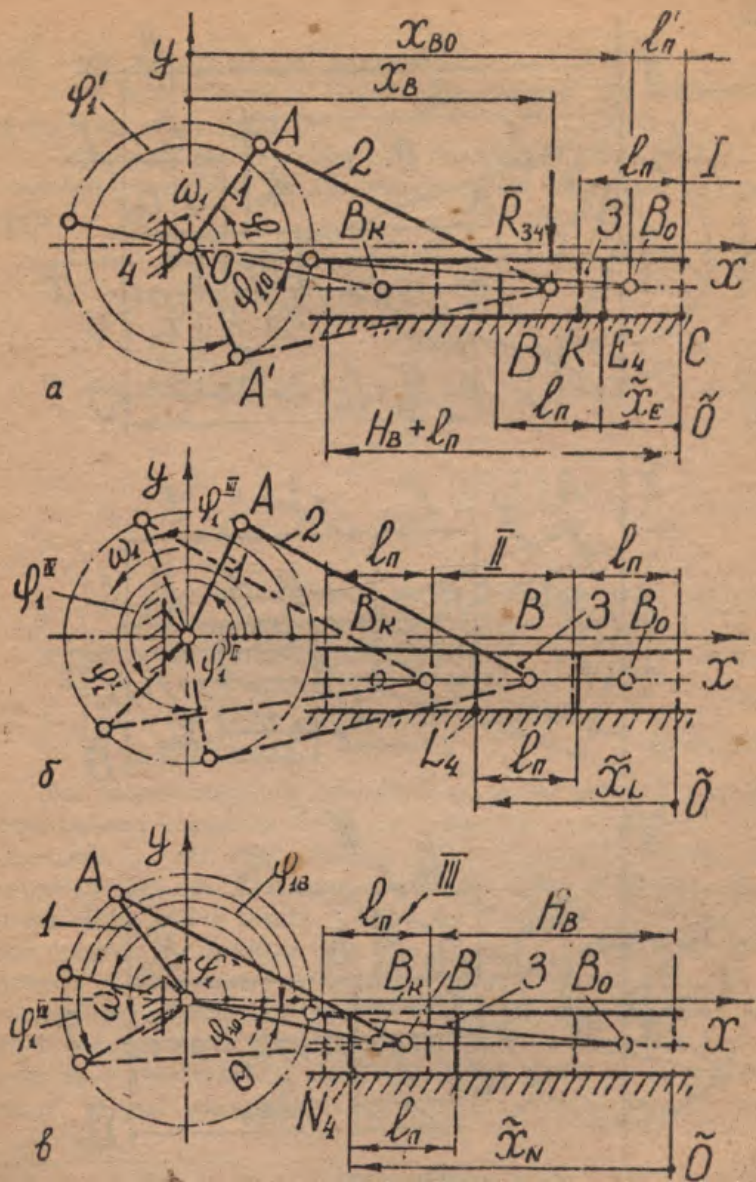


Рис. 4.4

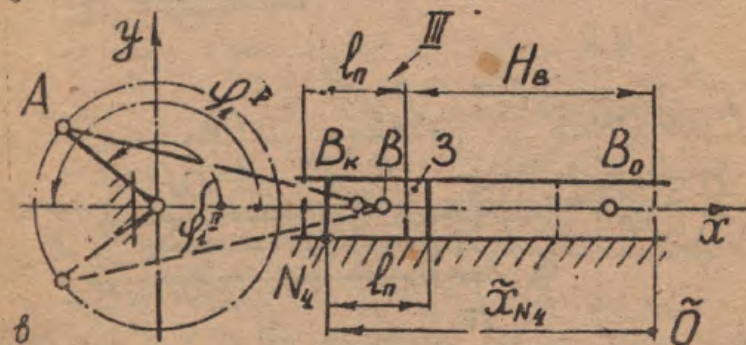
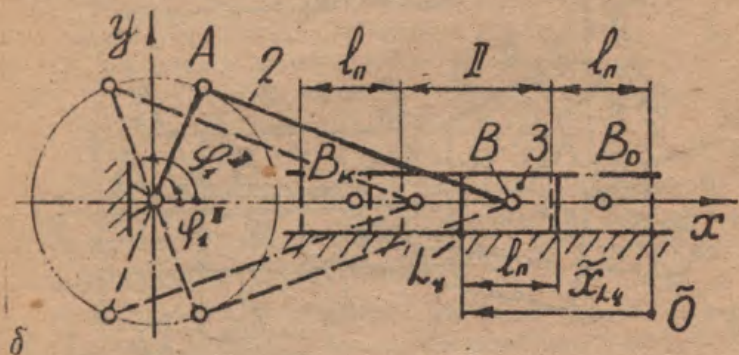
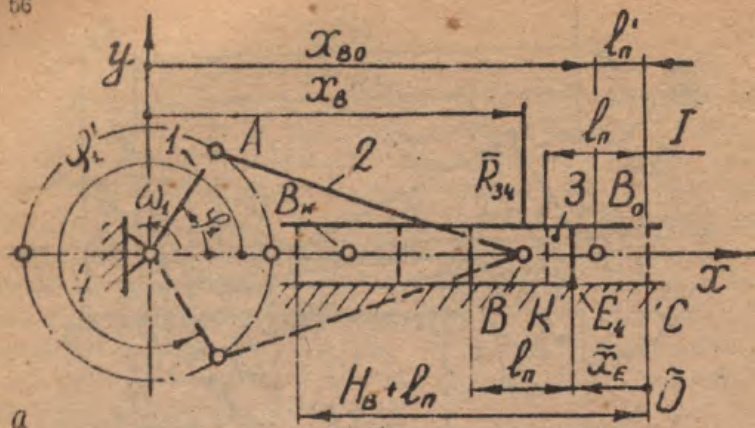


Рис. 4.5



-  $\varphi_1^{\text{IV}}$ ) при зворотному русі поршня.

Знос робочої поверхні поршня (або повзуна) КМ відбувається за весь час циклу руху.

Розрахунок зносів поршня (або повзуна) та циліндра (або напрямної повзуна) за весь термін роботи виконувть за формулами<sup>\*</sup>:

$$\delta_3 = a_3 \cdot \int_0^{\varphi_4} |R_{34} \cdot V_{qB}| d\varphi, \quad (4.17)$$

$$\delta_4 = a_4 \cdot \left( \int_{\varphi_1}^{\varphi_1'} |R_{34} \cdot V_{qB}| d\varphi + \int_{\varphi_1''}^{360^\circ - \varphi_1} |R_{34} \cdot V_{qB}| d\varphi \right). \quad (4.18)$$

$$\text{де } a_3 = \frac{10^6 \cdot b \cdot k_3 \cdot n_{\text{ц}}}{\ell_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}}}; \quad a_4 = \frac{10^6 \cdot d \cdot k_4 \cdot n_{\text{ц}}}{\ell_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}}}; \quad (4.19)$$

$$b = \begin{cases} \frac{4}{\pi} & \text{- для точок робочої поверхні циліндричного повзуна} \\ & \text{(або поршня) в площині вектора сили } F_e (R_{34}), \\ 1 & \text{- для точок плоского повзуна;} \end{cases} \quad (4.20)$$

$$d = \begin{cases} \frac{4}{\pi} & \text{- для точок циліндричної напрямної;} \\ 1 & \text{- для плоскої напрямної.} \end{cases} \quad (4.21)$$

При роботі механізму зношуються за окремі проміжки часу області робочих поверхонь поршня (або повзуна) та циліндра (або напрямної), які знаходяться в силоній взаємодії. Зокрема, при зображеному на рис. 4.4.а напрямку реакції  $R_{34}$  в поступальній КМ має місце знос в точках, розміщених у верхній області поршня (або повзуна) та циліндра (або напрямної). В нижній області елементи КМ не зношуються. При зміні напрямку реакції  $R_{34}$  на протилежний поршень (або повзун) і циліндр (або напрямна) будуть зніходитись в силоній взаємодії нижніми частинами робочих поверхонь, в точках яких і спричиняється знос. У точках верхньої області поршня (або повзуна) та циліндра (або напрямної) зносу не буде.

<sup>\*</sup>Формула (4.18) одержана за умови рівномірного розподілу тиску по робочих поверхнях поршня, циліндричного або плоского повзуна.

Для дезаксіального та аксіального КМ друга ділянка відсутня, якщо  $\ell_n \geq H_B$ , причому

$$H_{вз} = \begin{cases} \ell_1 \left[ \sqrt{(\lambda_2+1)^2 - \lambda_e^2} - \sqrt{(\lambda_2-1)^2 - \lambda_e^2} \right] & \text{— для дезаксіального КМ} \\ 2\ell_1 & \text{— для аксіального КМ.} \end{cases} \quad (4.22)$$

#### 4.2. Послідовність та основні особливості обчислень розрахунків зносу елементів КП

Для оцінки очікуваного зносу елементів КП мають бути відомі кінематична схема механізму, тип, розміри, матеріали та технологія виготовлення, умови роботи КП; координати точок прикладення, значення та характер силових навантажень; середня частота обертання початкової ланки; термін служби механізму і число циклів його навантаження, а також дані кінематичного розрахунку (положення, передаточних відношень, аналогів швидкостей), динамічного (закон руху початкової ланки) та силового (модулі і кутові координати реакцій в КП) розрахунків.

При розв'язанні оберненої задачі задають значення максимально допустимого зносу за весь термін служби механізму.

Розрахунок очікуваного зносу елементів КП, які утворюються ланками  $j$  та  $(j+1)$  [скорочено КП  $j-(j+1)$ ] рекомендується виконувати в такій послідовності:

1) вибрати залежно від матеріалів та умов роботи КП (величини питомого тиску, температури, наявності КМ та Іп.) значення інтенсивності зношування матеріалів елементів Кі (дав. розд. 2 та [9, 11, 13]);

2) обчислити середнє за цикл значення питомого тиску:

$$f_{j,j+1}^{(m)} = \frac{4}{\pi \ell \cdot d \cdot n} \cdot \sum_{i=1}^{N_p} R_{j,j+1}^{(i)}; \quad (4.23)$$

3) визначити значення коефіцієнтів зносу матеріалів елементів КП;

\* В відсутності даних кінематичного, динамічного та силового розрахунків рекомендується використовувати програми [17, 18] та методи з [6, 12, 16] розрахунків.

$$k_{\gamma} = \frac{I_{s,i}}{\rho_{i,j+1}^{(m)}} \quad (\text{де } \gamma = j, j+1); \quad (1.24)$$

4) вибрати точки елементів КП, для яких необхідно оцінити знос і визначити їх координати;

5) обчислити значення зносів елементів  $j$ -ї та  $(j+1)$ -ї ланок для точок, які розглядаються, і координати яких відомі. При цьому використати формули (4.12) та (4.13) у випадку, коли розглядаєте обертальну КП і формули (4.14), (4.15) - поступальну КП.

Окремі особливості розрахунків зносів елементів КП наведено в попередньому розділі.

Визначення величин та епюр розподілу зносів робочих поверхонь (поверхонь тертя) елементів КП механізмів потребує проведення досить трудомістких розрахунків. Програми розрахунків, написані на мовах "Паскаль" і "Фортран" стосовно ЛЕОМ типу ІВМ, дозволяють оцінити знос елементів КП кривошипно-повзунного і шарнірного чотириланкового механізмів.

Розглянемо основні характеристики та особливості однієї з програм розрахунку очікуваного зносу елементів КП кривошипно-повзунних механізмів:

1. Ім'я програми: ISNKP KPM;

2. Призначення: оцінні розрахунки очікуваних зносів елементів обертальних і поступальних КП кривошипно-повзунних механізмів (аксіального і дзаксіального типів);

3. Вихідні дані (значення параметрів, список, розмірність та позначення в програмі) наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1  
Вихідні дані до програми ISNKP KPM

Параметри	Розмірність	Позначення	Ідентифікатор
Довжина кривошипа	м	$l_1$	L1
Відносна довжина шатуна	-	$\lambda_2$	LAM
Дезаксіал	м	$e$	E
Діаметр циліндра	м	$D_n$	DP
Довжина поршня	м	$L_n$	LP
Діаметр робочої поверхні поршневого пальця	м	$d_{23}$	D23

Параметри	Розмірність	Позначення	Ідентифікатор
Довжина робочої поверхні поршневого пальця	м	$l_{23}$	L23
Діаметр шийки шатунного підшипника	м	$d_{12}$	D12
Довжина шатунного підшипника	м	$l_{12}$	L12
Діаметр шийки корінного підшипника	м	$d_{14}$	D14
Довжина корінного підшипника	м	$l_{14}$	L14
Середня частота обертання початкової ланки (кривошипа)	об/хв	$n_1$	N
Розрахункове число циклів роботи механізму	-	$N_c$	NC
Інтенсивність зношування елементів:	-		
- обертальних КП:			
- КП, утворених стояком і кривошипом;	-	$i_{3,14}$	IS14
- КП, поздовжених кривошипом і шатуном;	-	$i_{5,12}$	IS12
- КП, створених шатуном і повзулом;	-	$i_{5,23}$	IS23
- поступальної КП	-	$i_{5,34}$	IS34
Число положень механізму, які досліджуються	-	$N_p$	NP
Число точок, які розглядаються, в КП			
- КП 1-4	-	$N_{14}$	N14
- КП 1-2	-	$N_{12}$	N12
- КП 2-3	-	$N_{23}$	N23
- КП 3-4	-	$N_{34}$	N34
Число циклів навантаження		$N_c$	NCIKL
Сила тиску на поршень	Н	$F_3$	F3
Реакції в КП:			
- КП 1-4	Н	$R_{14}$	R14
- КП 1-2	Н	$R_{12}$	R12
- КП 2-3	Н	$R_{23}$	R23
- КП 3-4	Н	$R_{34}$	R34

Значення параметрів  $F_3$ ,  $R_{14}$ ,  $R_{12}$ ,  $R_{23}$ ,  $R_{34}$ ,  $\varphi_2$ , ...  
...  $U_2$ ,  $V_{об}$  одержують після проведення кінематичного, си-  
лового та динамічного розрахунків.

Ідентифікатори  $F_3$  і нижче є іменами масивів, розмірність яких відповідає числу положень, що досліджуються.

Параметри	Роз- мір- ність	Позна- чення	Ідентифі- кація
Кути, що координують рівнодіючі реакції в КП:			
- КП 1-4	град	$\gamma_{14}$	GAM14
- КП 1-2	град	$\gamma_{12}$	GAM12
- КП 2-3	град	$\gamma_{23}$	GAM23
Кут, що координує положення шатуна	град	$\varphi_2$	FI2GR
Передаточне відношення від другої ланки до першої	-	$U_{21}$	U21
Аналог швидкості повзуна	м/рад	$V_{qB}$	VQB

4. Основні положення та формула розрахунку описано в під-розд. 4.1, а також у праці [1].

5. Значення вхідних і вихідних параметрів після виконання розрахунків на ПЕОМ можуть виводитись на екран монітора або принтер у вигляді таблиці (табл. 4.2).

Програму складено з восьми блоків. Після опису змінних задають значення постійних параметрів (типу  $\pi$ ,  $\pi/2$  та ін.). Далі розміщують блок вводу і виводу вхідних даних. У четвертому блоці за формулою (4.23) визначають середнє за цикл значення питомого тиску та коефіцієнтів тертя для кожної КП.

У подальших чотирьох блоках обчислюють значення зносу (спочатку в точках елементів трьох обертальних КП, а потім - в точках елементів поступальної КП).

Значення вихідних параметрів виводять послідовно: в кінці кожного з блоків, які йдуть один за одним.

Інтеграли, які входять до формули (4.12) - (4.15), обчислюються приблизно шляхом додавання площ прямокутників. Їх висота дорівнює полусумі сусідніх ординат, а ширина - кроку зміни узгалянюючої координати механізму.

У програмі з використанням логічних операторів враховують можливу відсутність тиску в обертальних КП (коли  $|\psi| > 90^\circ$ ) та в поступальній КП (коли повзун і циліндр не притискується один до одного).

Ротационная машина тур. Тигранов 0.1. (29.05.97 г.)

РЕЗУЛЬТАТЫ РИЗЬКОВАНИВ ЗВОДУ ЕЛЕМЕНТІВ КІП КІМ ДІАГНОСТИЧНОГО АВАРИЙНОГО БІВ									
Видані дані									
№ 10, 1045 м, L2= 180 м, L4= 200 м, Lpp= 0.025 м, Kpp= 0.010 м, L3= 0.076 м, Kp= 0.075 м, L22= 4.000 м									
J11= 0.000E+00, I11= 0.250E-10, I12= 0.250E-11, I13= 0.250E-11, I14= 0.000E+00									
K1= 0.0E+00, M1= 0.740E+04 об/с, N= 1.1									
F1, м	R1, м	K1, м	L1, м	F12, град	G12, град	W1, рад/с	U1, рад/с		
-697.0	1324.0	.0	-25.0	361.9	359.8	.0000E+00	.2500E+03		
-11930.0	10567.0	3013.0	-2182	352.8	347.4	-.2740E-01	-.2500E+03		
-5567.0	5640.0	1725.0	-1129	347.5	333.3	-.4430E-01	-.2512E+03		
-2E51.0	5266.0	3449.0	.0000	342.5	320.0	-.0500E-01	-.2517E+03		
-1723.0	4668.0	2766.0	.1283	347.5	321.7	-.3630E-01	-.2522E+03		
-1320.0	3471.0	1467.0	.2182	352.6	334.9	-.1760E-01	-.2527E+03		
.0	2927.0	.0	.7500	.0	.0	.0000E+00	-.2537E+03		
-132.5	1561.0	811.0	.2182	7.2	37.4	-.1750E-01	-.2522E+03		
-132.5	2294.0	-1828.0	.1286	12.5	52.6	-.3630E-01	-.2516E+03		
-291.6	2511.0	-2062.0	.6000	14.5	52.5	-.0500E-01	-.2509E+03		
-1050.0	811.0	-684.0	-.1283	12.5	55.0	-.4430E-01	-.2506E+03		
-2550.0	217.0	-2466.0	-.2182	7.2	59.6	-.2740E-01	-.2504E+03		
-6997.0	1324.0	.0	-.2500	360.0	359.5	.0000E+00	-.2500E+03		
Почасові значення параметрів ротації									
K1= 0.1440E+04, M1= 0.1000E+04 м, K2= 0.2468E+04 м, P2= 0.8820E+07 м/с, K3= 0.3087E+03 м									
P4= 0.1156E+06 м/с, K4= 0.6743E-17 м, Y2= 0.2651E-01 м, Y3= 0.2830E-17 м, Y4= 0.1038E-01 м									
A= 0.1759E-16 м, Y2= 0.5667E+00 м, A= 0.2659E-16 м, Y4= 0.8411E+00 м									
INT2= -.1566E-03 DELTA2= -.7851E-05 мм, DELTA3= -.1694E-05 мм									
F11, град	F12, град	F13, град	F14, град	F15, град	F16, град	F17, град			
.000E+00	.900E+02	.900E+02	.627E+01	.363E+03	.363E+03	.363E+03			
.300E+02	.900E+02	.900E+02	.599E+01	.363E+03	.363E+03	.363E+03			
.61E+02	.900E+02	.900E+02	.567E+01	.363E+03	.363E+03	.363E+03			
.360E+03	.900E+02	.900E+02	.16E+01	.363E+03	.363E+03	.363E+03			
Integral3= .1381E+02 DELTA3P= .7820E+02 мм DELTA4= .187E+03 мм									
BETA2, град	DELTA2, мм	BETA3, град	DELTA3, мм	Y2, мм	DELTA4, мм				
.0	.000E+00	.0	-.1604E-05	.000E+00	.000E+00				
10.0	-.3851E-05	10.0	-.1604E-05	.7440E-02	.000E+00				
20.0	-.3851E-05	20.0	-.1604E-05	.2677E-01	.1835E+02				
360.0	-.3851E-05	360.0	-.1604E-05						

ВИДЧЕНО ЗАКІНЧЕНО

### 4.3. Приклади та аналіз розрахунків очікуваного зносу елементів КП

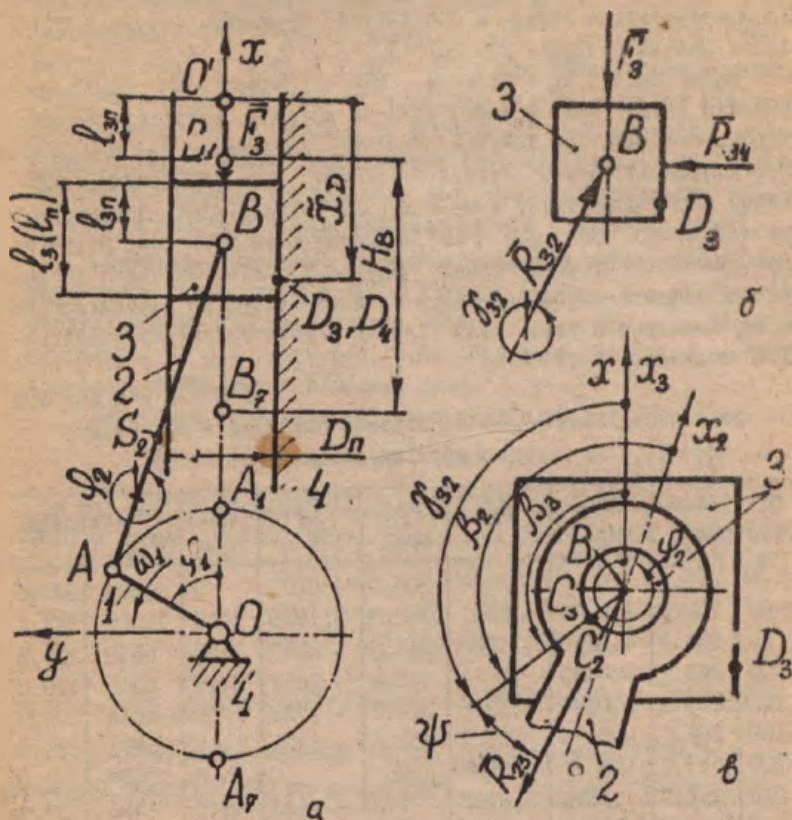


Рис. 4.6

Приклад. Подано: кінематичну схему механізму (рис. 4.6) одноциліндрового двотактного ДВС енергетичної установки; довжина кривошипа  $l_1 = 0,045$  м, шатуна  $l_2 = 0,18$  м, безаксіал  $e = 0$ , відносно розміщення центра мас шатуна  $\lambda_{B_2} = l_{A_5_2} / l_2 = 0,38$ ; діаметри і довжини робочих поверхонь, відповідно, поршня  $D_n = 0,075$  м;  $L_n = 0,076$  м, поршневого пальця  $d_{23} = 0,02$  м;

$\ell_{223} = 0,025$  м. Матеріали і приблизні значення інтенсивностей їх зношування; переніть - чавун із спеціальним покриттям ( $I_{sp} = 2 \cdot 10^{-12}$ ); гільза циліндра - спеціальний високоміцний чавун ( $I_{sp} = 3 \cdot 10^{-12}$ ); поршневий палець - сталь, яка цементується і загартовується ( $I_{sp} = 0,6 \cdot 10^{-10}$ ); підшипник (втулка) КП 2-3 - бронза ( $I_{sp} = 1,0 \cdot 10^{-10}$ ).

Маси ланок:  $m_1 = 14,8$  кг,  $m_2 = 1,8$  кг,  $m_3 = 1,33$  кг. Моменти інерції мас рухомих деталей втулки, редуктора та колінчастого вала, по зведенні до осі кривошипа,  $J_{s1} = 0,09$  кг·м<sup>2</sup>. Номінальна частота обертання кривошипа  $n = 2400$  об/хв; значення відносного тиску в циліндрі ІВВ відповідають значенням, наведеним в табл. 6.2 [16], максимальний тиск газу в циліндрі при робочому ході поршня  $p_{max} = 3,0$  МПа. Значення параметрів до кінематичного, силового та динамічного розрахунків механізму наведено в табл. 4.3\*. Термін роботи механізму дорівнює 1000 годинам.

Т а б л и ц я 4.3  
Значення кінематичних та силових параметрів механізму,  
що досліджується

$\varphi_1$ , град	$\omega_1$ , рад/с	$V_{qb}$ , м/рад	$U_{21}$	$\varphi_2$ , град	$F_3$ , Н	$R_{34}$ , Н	$R_{32}$ , ( $R_{23}$ ), Н	$\gamma_{32}$ , град
0	250.8	0	-0.2500	360.0	-6097	0	1324	359.6
30	250.9	-0.0274	-0.2187	352.8	-11930	3013	10507	343.4
60	251.2	-0.0440	-0.1280	347.5	-5587	3720	6540	325.3
90	251.7	-0.0450	0	345.5	-2651	3449	5366	320.0
120	252.3	-0.0340	0.1280	347.5	-1723	2766	4668	323.7
150	252.7	-0.0176	0.2187	352.8	-1325	1467	3471	334.9
180	252.7	0	0.2500	0	0	0	2927	0
210	252.3	0.0176	0.2182	7.2	-133	-841	1356	37.4
240	251.6	0.0340	0.1280	12.5	-133	-1828	2299	52.6
270	250.9	0.0450	0	14.5	-398	-2002	2518	52.5
300	250.6	0.0440	-0.1280	12.5	-1060	-664	811	55.0
330	250.8	0.0274	-0.2182	7.2	-2651	-2456	2847	59.8
360	250.8	0	-0.2500	360.0	-6097	0	1324	359.6

\*Значення параметрів одержано при використанні програми DWS [16]



Потрібно оцінити за вказаний термін роботи механізму очікувані значення зносу в точках  $C_2$ ,  $C_3$ , які лежать на поверхнях тертя КП 2-3 та належать відповідно, другій і третій ланкам. Точки характеризуються кутами  $\beta_2 = 190^\circ$ ,  $\beta_{C_3} = 190^\circ$  [скорочено:  $C_2$  ( $\beta_{C_2} = 190^\circ$ ),  $C_3$  ( $\beta_{C_3} = 190^\circ$ )] (див. рис. 4.2 при  $\varphi_1 = 0$ ) в точці  $D_4$ , яка знаходиться в найбільш навантаженій правій області циліндра та визначається лінійною координатою  $X_{D_4} = 0,062$  м, і в точках правої поверхні пошпика (рис. 4.6). На основі результатів розрахунків на ПЕОМ потрібно визначити розподіл очікуваного зносу робочих поверхонь окремих елементів вказаних КП та виконати аналіз одержаних даних\*.

Спочатку розглянемо за вказаний термін роботи механізму розрахунок очікуваного зносу в точках  $C_2$  та  $C_3$  ( $\beta_2 = 190^\circ$ ) обертальної КП 2-3 та в точках  $D_3$  і  $D_4$  ( $X_D = 0,061$  м) поотупальної КП 3-4 (дав. рис. 4.6). При цьому використаємо послідовність, викладену в підрозд. 4.2.

Визначимо розрахункове число циклів роботи механізму:

$$N_c = 60 \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 2400 \cdot 1000 = 1,44 \cdot 10^8.$$

А) Оцінка очікуваного за вказаний термін роботи зносу в точках  $C_2$  і  $C_3$  ( $\beta_2 = \beta_3 = 190^\circ$ ) обертальної КП 2-3.

1. Визначити середньоарифметичне значення реакції (див. табл. 4.3):

$$R_{23}^{(m)} = \frac{1}{N_p} \sum_{l=1}^{N_p} R_{23}^{(l)} =$$

$$= \frac{1}{13} (1324 + 10507 + 6540 + \dots + 2847 + 1324) \approx 3468 \text{ (Н)}.$$

2. Знайти за формулою (4.23) середній питомий тиск в точках робочої поверхні КП, що розглядається, по лінії дії сили:

$$p_{23}^{(m)} = \frac{4R_{23}^{(m)}}{\pi \cdot l_2 \cdot d_{23}} = \frac{4 \cdot 3468}{3,1416 \cdot 0,025 \cdot 0,02} = 8,8 \cdot 10^6 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

3. Обчислити коефіцієнти зносу:

$$k_{23}^{(2)} = \frac{j_{23}^{(2)}}{p_{23}^{(m)}} = \frac{1,0 \cdot 10^{-10}}{8,8 \cdot 10^6} = 1,14 \cdot 10^{-17}.$$

\*Оцінка зносу поршневих кілець КПМ ДВЗ - непросте завдання. Окремі її питання розглянуто, наприклад, у праці [8].

$$k_{23}^{(3)} = \frac{\gamma_{5,23}^{(3)}}{\rho_{23}^{(m)}} = \frac{0,6 \cdot 10^{-10}}{8,8 \cdot 10^6} \cdot 0,68 \cdot 10^{-17}$$

4. Розрахувати за формулами (4.7) та (4.8) значення кутів  $\psi_2$  і  $\psi_3$ , а також, для  $N_p$  положень кривої ланки (початкової ланки), значення підінтегральної функції (див. формули (4.10), (4.11)). Якщо при розрахунках кутів  $\psi_2$  і  $\psi_3$  одержимо, що  $|\psi_2| > \pi/2$  або  $|\psi_3| > \pi/2$ , то їх значення приймаємо такими, що дорівнюють нулю та  $\rho = 0$ .

Дані розрахунків підінтегральної функції заносимо в табл.

4.4.

Таблиця 4.4

Значення кутів  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  підінтегральної функції  
для різних положень початкової ланки

$\varphi_1$ , град	$\beta_2 = 190^\circ$		$\beta_3 = 190^\circ$		$R_{34} \cdot  V_{qB} $ , Н и/рад
	$\psi_2$ , град	$R_{23} \cdot  U_2  \times$ $\times \cos \psi_2$	$\psi_3$ , град	$R_{23} \cdot  U_2  \times$ $\times \cos \psi_3$ , кН	
0	200.0	311	189.6	326	0
30	190.6	2252	173.4	2277	83
60	177.8	836	-10	760	164
90	174.5	0	196.9	0	155
120	176.2	596	117.7	536	94
150	182.1	756	129.9	716	61
180	200.0	688	-165.4	721	0
210	230.2	194	-186.5	204	0(15)
240	240.1	147	-180.5	132	0(62)
270	238.0	0	-178.0	0	0(90)
300	242.5	48	-179.8	60	0(29)
330	252.6	185	-175.2	314	0(68)
360	199.4	311	167	326	0

5. Визначити значення коефіцієнтів:

$$a_2 = \frac{2 \cdot 10^6 k_{23}^{(3)} N_4}{\pi \cdot \ell_z} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 1,14 \cdot 10^{-17} \cdot 1,44 \cdot 10^8}{3,1415 \cdot 0,25} = 0,042,$$

$$a_3 = \frac{2 \cdot 10^6 R_{23}^{(3)} \cdot N_c}{\pi \cdot t_z} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,68 \cdot 10^{-17} \cdot 1,44 \cdot 10^8}{3,1415 \cdot 0,025} = 0,025$$

6. Розрахувати за формулами (4.10) та (4.11) значення зносів в точках, які розглядають, за заданий час роботи механізму. При цьому  $d\varphi_1 \approx \Delta\varphi_1 = 2\pi / (N_p - 1) = 2 \cdot 3,1415 / (13 - 1) = 0,432$ , а інтеграли

$$\delta_2 = a_2 \cdot \int_0^{2\pi} R_{23} |U_{21}| \cos \psi_2 d\varphi \approx$$

$$\approx 0,042 \frac{6,2832}{12,2} [(311 + 2252) + (2252 + 836) + \dots + (185 + 311)] \approx 88 \text{ (мкм)},$$

$$\delta_3 = a_3 \cdot \int_0^{2\pi} R_{23} |U_{21}| \cos \psi_3 d\varphi \approx$$

$$\approx 0,025 \frac{6,2832}{12,2} [(326 + 2277) + (2277 + 760) + \dots + (314 + 326)] = 36 \text{ (мкм)}.$$

б) Оцінка очікуваного за певний термін роботи зносу в точках правої області поршня та в точці D ( $x_D = 0,072$  м) поступальної КП 3-4.

1. Визначити середньоарифметичне значення всіх сил (див. табл. 4.3), що діють від поршня на частину циліндра:

$$R_{34}^{(m)} = \frac{1}{N_p} \sum_{i=1}^{N_p} R_{34}^{(i)} = \frac{1}{13} \cdot (0 + 3013 + 3720 + \dots + 1467 + 0) \approx 1109 \text{ (Н)}.$$

При розрахунках прийняти  $R_{34}^{(i)} = 0$ , якщо  $R_{34}^{(i)} < 0$ .

2. Знайти середній питомий тиск поступальної КП 3-4 в точках правої області (згідно з табл. 4.3 сила  $R_{34}$  навантажує більшу мірою праву половину поршня та циліндра) робочої поверхні циліндра в площині вектора сили  $R_{34}$ :

$$p_{34}^{(m)} = \frac{4 R_{34}^{(m)}}{\pi \cdot L_{\text{п}} \cdot D_{\text{п}}} = \frac{4 \cdot 1109}{3,1416 \cdot 0,076 \cdot 0,075} \approx 0,248 \cdot 10^6 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

3. Визначити коефіцієнти зносу матеріалів поршня та циліндра:

$$k_{34}^{(3\text{п})} = \frac{j_{3,34}^{(3\text{п})}}{p_{34}^{(3\text{п})}} = \frac{0,2 \cdot 10^{-11}}{0,248 \cdot 10^6} = 0,81 \cdot 10^{-17}$$

$$k_{34}^{(4)} = \frac{J_{3,34}^{(4)}}{P_{34}^{(4)}} = \frac{2,35 \cdot 10^{-11}}{0,248 \cdot 10^6} = 1,41 \cdot 10^{-17}$$

4. Розрахувати для положень початкової ланки, яка розглядається з використанням даних табл. 4.3, значення функції  $f_3 = f_3(\varphi_1) = R_{43}^{(1)} |V_{q,v}|$ . Дані розрахунків внести в табл. 4.4. При цьому пам'ятати: якщо  $R_{43}^{(1)} > 0$ , то задавати  $R_{43}^{(1)} = 0$ .

5. Визначити значення коефіцієнтів:

$$a_{3n} = \frac{k_{34}^{(2,1)} \cdot 10^6 N_4}{\pi D_n L_n} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0,81 \cdot 10^{-17} \cdot 1,44 \cdot 10^8}{3,1416 \cdot 0,075 \cdot 0,076} \approx 0,261,$$

$$a_4 = \frac{4 \cdot 10^6 k_{34}^{(4)} N_4}{\pi D_n L_n} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 1,41 \cdot 10^{-17} \cdot 1,44 \cdot 10^8}{3,1416 \cdot 0,075 \cdot 0,076} \approx 0,454.$$

6. Знайти значення зносів в точці  $D_3$ , яка лежить на поршні:

$$\delta_{3n} = a_{3n} \cdot \int_{\varphi_1=0}^{360^\circ} |R_{43} V_{q,v}| d\varphi_1 \approx 0,261 \cdot \frac{2 \cdot 3,1415}{12} \cdot \frac{1}{2} \times$$

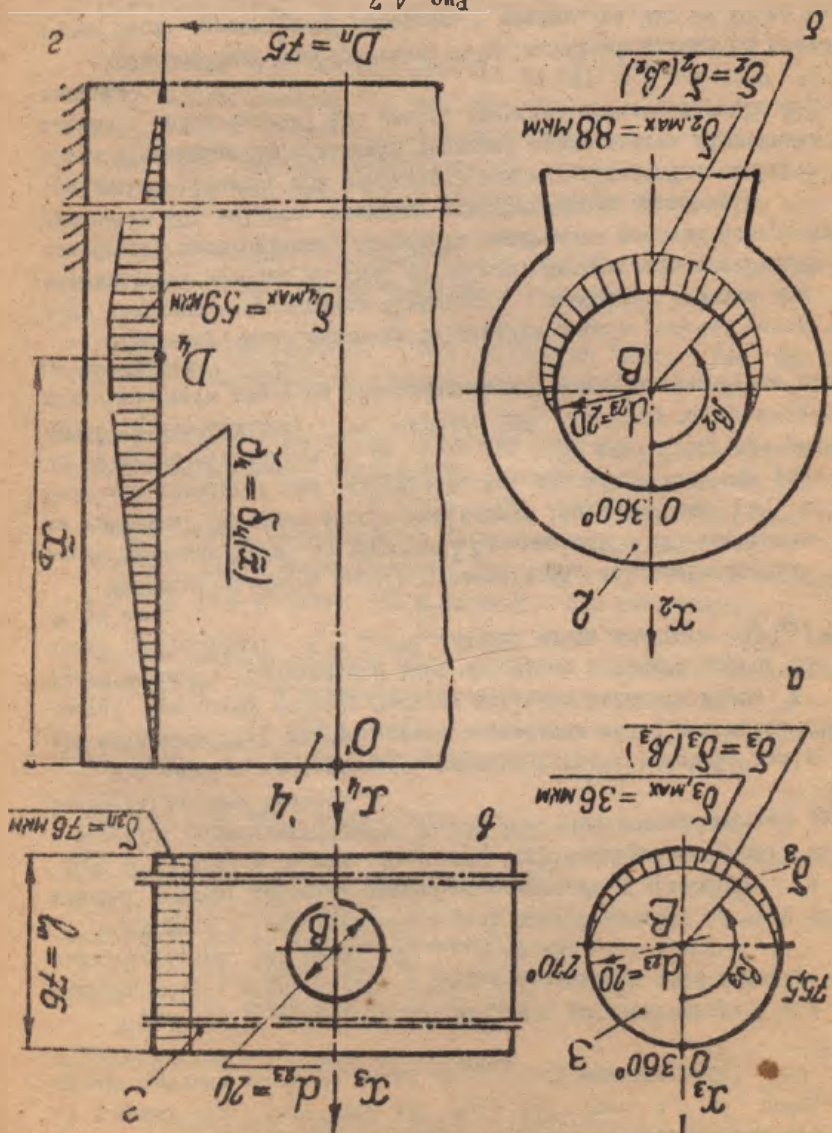
$$\times [(0+83) + (83+164) + (164+155) + \dots + (61+0)] = 76 \text{ (мкм)}$$

7. Визначити значення зносу за заданий час роботи механізму в точці  $D_4$ , яка розміщена в правій області циліндра:

$$\begin{aligned} \delta_4 &= a_4 \cdot \left[ \int_{\varphi_1=0}^{\varphi_1=120^\circ} |V_{q,v} R_{43}| d\varphi_1 + \int_{\varphi_1=330^\circ}^{360^\circ} |V_{q,v} R_{43}| d\varphi_1 \right] = \\ &= 0,454 \cdot \frac{2 \cdot 3,1416}{12 \cdot 2} \cdot [(0+83) + (83+164) + \dots + (68+10)] = 43 \text{ (мкм)}. \end{aligned}$$

Табл. 4.2 побудовано по програмі ІSNKPKPM на ПЕОМ за результатами очікуваних зносів в окремих точках робочої поверхні елементів КП 2-3 та КП 3-4 механізму, що досліджується, а з використанням даних цих розрахунків - графічні залежності розподілу очікуваних зносів робочих поверхонь елементів КП, що показано на рис. 4.7.

Проаналізуємо наведені результати розрахунків.



Значний знос робочої поверхні поршневого пальця має місце в межах від  $\beta_3 = 100^\circ$  до  $\beta_3 = 270^\circ$  (рис. 4.7, а), причому максимальне значення зносу  $\delta_{3, \text{MAX}} = 36$  мкм при  $\beta_3 = 180 \dots 200^\circ$ .

З рис. 4.7, с видно, що значний знос робочої поверхні підшипника КП 2-3 відбувається в тому ж діапазоні, що й попереднього елемента. При цьому  $\delta_{2, \text{MAX}} \approx 68$  мкм.

Оскільки в розрахунковій моделі припускається, що тиск по довжині робочої поверхні поршня розподіляється рівномірно, то  $\delta_{3n} = \text{const} = 76$  мкм. При цьому потрібно мати на увазі, що в перерізі, перпендикулярному до осі ДВЗ, знос розподіляється за косинусоїдальним законом.

Для найбільш навантаженої частини (правої області) циліндра механізму, який розглядається, характерна наявність трьох областей. При цьому основну частину циліндра займають перша й третя області. Максимальний знос має місце в точках другої області (в інтервалі  $X \approx 0,076 \dots 0,090$  м) та дорівнює  $\delta_{4, \text{MAX}} \approx 59$  мкм.

Одержані значення зносів елементів КП, які розглядаються, мають значення, менші за допустимі. Для циліндрів ДВЗ максимальні допустимі значення зносів дорівнюють 150...180 мкм [8]. Найбільш імовірний знос елементів, які досліджуються, має робоча поверхня підшипника КП 2-3 ( $\delta_{2, \text{MAX}} = 68$  мкм). Тому при роботі та експлуатації зазначеного ДВЗ, в першу чергу, необхідно звертати увагу на працездатність такого елемента, як підшипчик (втулка) КП 2-3.

У випадку, якщо значення очікуваних зносів робочих поверхонь одержано неприпустимо більшими, необхідно вибрати для виготовлень деталей КП інші матеріали, використати спеціальні технології виготовлення, покращити змащування робочих поверхонь, елементів КП, змінити значення конструктивних параметрів (збільшити діаметр, при можливості - довжину підшипника, змінити місце підведення ММ, поліпшити тепловий режим роботи підшипника, зменшити навантаження) або навіть вибрати іншу конструкцію підшипника.

Детально інші конструктивні та технологічні заходи по зменшенню зносів елементів КП наведено в працях [4, 5, 9, 10 та ін].

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.-М.: Наука, 1988. - 639 с.
2. Белоконев И.М. Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования.-К.: Вища школа, 1990. - 208 с.
3. Волошин Ч.И. Выбор смазочных материалов для узлов трения: Учеб. пособие.-Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1988. - 46 с.
4. Гаевик Д.Т. Подшипниковые опоры современных машин.-М.: Машиностроение, 1985. - 248 с.
5. Заблонский К.И. Детали машин.-Киев: Вища шк. 1985. - 280 с.
6. Заблонский К.И., Белоконев И.И., Цекин В.М. Теория механизмов и машин.-Киев: Вища шк. 1989. - 298 с.
7. Зозул В.Д., Шведков Е.Л., Ровинский Д.И., Браун Э.Д. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин.-Киев: Наук. думка, 1990. - 310 с.
8. Крагельский И.В., Добыгин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ.-М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.
9. Крылов К.А., Хайпзон М.Б. Долговечность узлов трения самолетов.-М.: Транспорт, 1976. - 181 с.
10. Орлов Г.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие. В 2 кн. / Под ред. П.И. Учайева.-М.: Машиностроение, 1988.
11. Полимеры в узлах трения машин и приборов: справочник / Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1988. - 328 с.
12. Попов А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / Под ред. К.В.Фролова.-М.: ГИИШ, 1986. - 295 с.
13. Справочник по триботехнике / Под общей ред. М.А.Лебедя и А.В.Чичинадзе. Т. 1-3.-М.: Машиностроение, Варшава, ВКЛ, 1989.
14. Трение, изнашивание и смазка: справочник. В 2 т. / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Аликина.-М.: Машиностроение, 1978.
15. Фигурнов В.Б. IBM PC для пользователя.-М.: финансы и статистика, 1991. - 288 с.
16. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова.-М.: Высш. школа, 1986. - 306 с.

17. Чайка А.И., Дорожнев В.Г., Козьминов Ф.Ф. Основы проектирования механизмов энергосиловых установок летательных аппаратов. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1992. - 102 с.

18. Чайка А.И. Проектирование и исследование кривошипно-ползунных механизмов машин различного назначения: / Учеб. пособие. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1993. - 94 с.

19. Чайка А.И. Расчет и проектирование высококоростных радиальных гидростатических подшипников. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1992. - 109 с.



## З М І С Т

Передмова.....	3
1. Основні поняття та параметри, що характеризують тертя і знос елементів КП.....	4
2. Загальні відомості про конструкції обертальних КП, оцінку їх характеристик та вибір значень окремих геометричних параметрів.....	11
2.1. Загальні положення.....	11
2.2. Підшипники сухого тертя.....	13
2.3. Підшипники полурідкого тертя.....	18
2.4. Підшипники рідкого тертя.....	20
3. Врахування тертя в КП при дослідженнях механізмів і машин.....	23
3.1. Словий розрахунок механізмів.....	23
3.2. Дослідження руху машинного агрегату.....	33
3.3. Механічний ККД.....	39
3.4. Основні особливості та приклади дослідження важільних механізмів з урахуванням тертя в КП.....	40
4. Оцінка зносу елементів КП та його врахування при проектуванні механізмів.....	45
4.1. Основні положення та залежності для розрахунку зносу елементів КП різних типів.....	45
4.2. Послідовність та основні особливості оцінних розрахунків зносу елементів КП.....	58
4.3. Приклади та аналіз розрахунків очікуваного зносу елементів КП.....	63
Список використаної та рекомендованої літератури.....	71

Анатолій Іванович Чайка  
Віталій Михайлович Засиленко

ПРОЕКТУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖЛИВИХ МЕХАНІЗМІВ  
З УРАХУВАННЯМ ТЕРТЯ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ

Редактори: В.М. Коваль, Л.О. Кузьменко

Зв. план, 1997

Підписано до друку 23.12.97

Формат 60x84 1/16. П. лір офс. № 2. Офс. друк.

Умовн.-друк. арк. 4,1. Облік.-вид. арк. 4,6. Т. 250 прим.

Замовлення 139 Ціна вільна

---

Харківський авіаційний інститут  
310070, Харків-70, вул. Чкалова, 17  
Ротапринт друкарні ХАІ  
310070, Харків-70, вул. Чкалова, 17