

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ
З КУРСУ «ДЕТАЛІ МАШИН»
для студентів спеціальностей 7.090210,
7.090211, 7.090214, 7.090215

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1

«МЕТОДИ ВИПРОБОВУВАНЬ І ВИМІРЮВАЛЬНІ ЗАСОБИ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ ВИПРОБОВУВАННЯХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН»

Мета роботи - ознайомити студентів із найбільше поширеними вимірювальними засобами і деякими методами випробовувань деталей машин.

Стислі відомості про випробовування

Деталі машин випробовують відповідно до їхніх критеріїв працездатності на точність, втрати на тертя, міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість.

Виміри механічних параметрів при випробовуваннях деталей машин зводяться до вимірів переміщень (деформацій), швидкостей, сил, а також моментів сил, напруг, температури, прискорень і т. ін.

Для виміру **переміщень (деформацій), сил, моментів** найбільше застосування знайшли тензорезистори (тензодатчики).

«Тензо» по-латинському означає «розтягування». Тензодатчик, як відомо, являє собою плоску спіраль із тонкого константанового дроту (або іншого тензочутливого матеріалу) (рис. 1, а) або фольги (рис. 1, б), що наклеюється на підложку, яка у свою чергу наклеюється на деталь. Датчик деформується разом із деталлю. Відносна зміна його електричного опору пропорційна відносній деформації спіралі в напрямку подовжніх її ділянок.

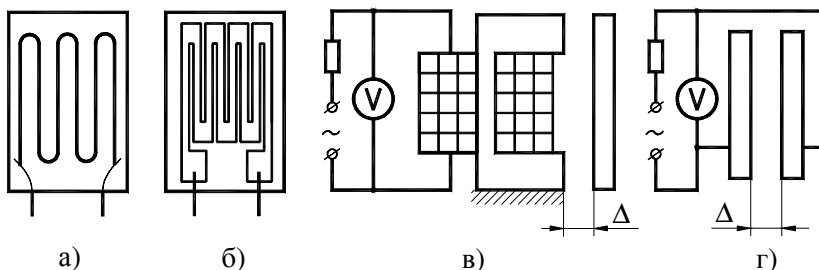


Рис. 1. Різновиди датчиків

Фольгові датчики допускають підвищений струм завдяки більшій поверхні контакту спіралі з поверхнею деталі (тому вони мають і кращий тепловідвід). Вони навіть можуть працювати без посилення сигналу і мають меншу чутливість до поперечних деформацій.

Індуктивний датчик (рис. 1, в) складається із сердечника, якоря і котушки індуктивності. Сердечник і ярів об'єднуються з деталями, відносний зсув яких потрібно виміряти. При взаємному зсуві деталей змінюється зазор і ін-

дуктивний опір котушки.

Ємнісний датчик (рис. 1, *г*) являє собою електричні ізольовані паралельні платівки (конденсатор), зазор між якими і ємність конденсатора змінюються відповідно переміщенням, що вимірюються.

Для виміру переміщень, які швидко змінюються в часі, використовують індуктивні і ємнісні датчики. Вони можуть застосовуватися як безконтактні засоби вимірювань.

Для виміру *кутових швидкостей* використовують стробоскопи (рис. 2) або індукційні датчики (рис. 3). Принцип роботи індукційних датчиків заснований на визначенні наведеної в обмотці ЕРС, яка виникає при перетинанні витками обмотки магнітного поля і пропорційна швидкості переміщення.

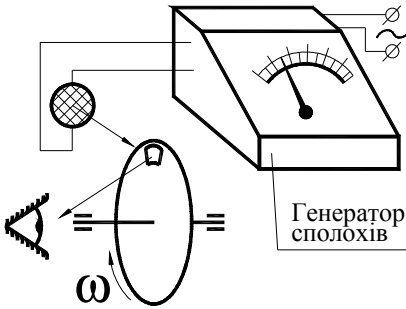


Рис. 2. Стробоскоп

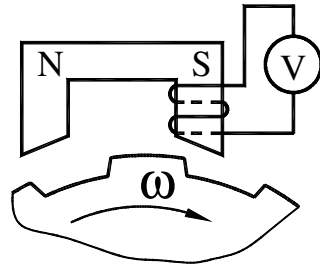


Рис. 3. Індукційний датчик

Сили вимірюють динамометрами. У динамометрах застосовуються пружні системи у формі кілець (рис. 4, *а*), П-образних балок (рис. 4, *б*) або рам (рис. 4, *в*).

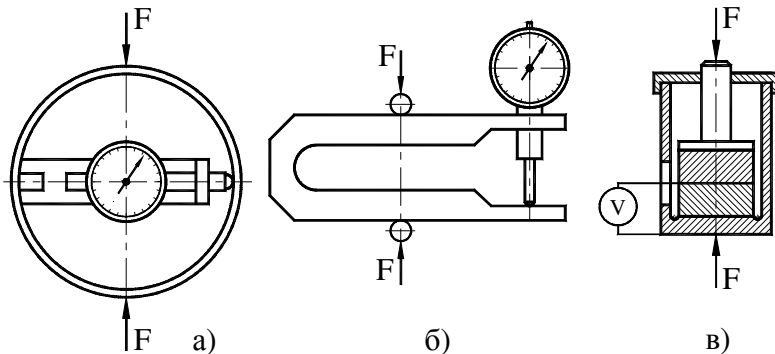


Рис. 4. Динамометричні прилади

Пружні системи не повинні мати стиків, тому що останні вносять нелінійність і демпфірування. Вимірювальними засобами звичайно служать індикатор годинникового типу або тензодатчики.

Якщо сили перемінні, то використовуються п'єзодатчики (рис. 4, в). У п'єзодатчиках («п'єзо» по-латинському позначає «стиск») на гранях поверхні кристала (кварц, турмалін, титанат барію й ін.), що є чутливим елементом, виникає електричний заряд, пропорційний силі стиску кристала. Для виміру прискорень також застосовуються п'єзодатчики.

Для виміру *моментів сил*, що підводяться до випробуваного вузла, звичайно використовують балансирні електродвигуни (рис. 5), тобто електродвигуни, статори яких виконані поворотними і підвишеними, як правило, на підшипниках кочення.

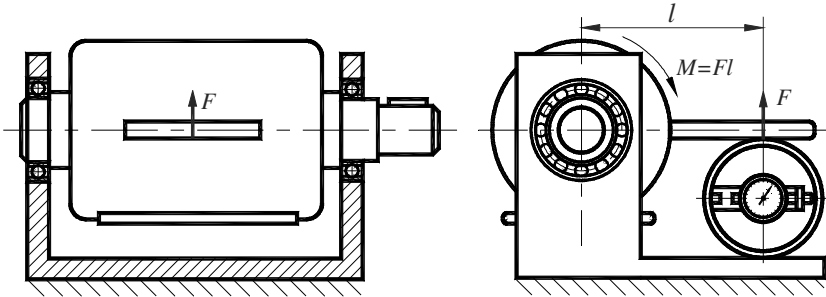


Рис. 5. Вимірювання моменту сили

Момент сил на статорі, рівний моменту сил на роторі, визначається звичайно за допомогою динамометра. Момент сил на виході в найпростішому випадку можна вимірювати за допомогою стрічково-колодкового гальма (рис. 6, а). Регулювання гальмівного моменту сил досягається зміною натягу стрічки.

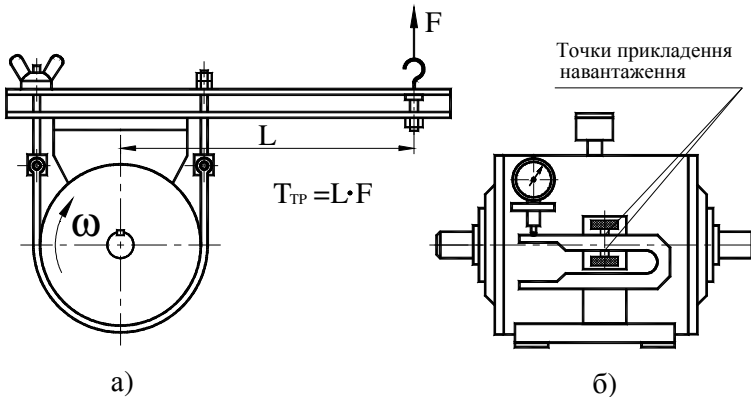


Рис. 6. Застосування гальм для вимірювання моменту сил

Найбільш зручні для створення і визначення моменту сил на виході порошоків електричні гальма (рис. 6, б), у яких робочим середовищем служить залізний порошок, який притисається зсуву під дією магнітного потоку тим більше, чим сильніше він намагнічений.

Момент сил можна також вимірювати за допомогою динамометрично-го шківів, на спицях якого наклеєні тензодатчики. При цьому електричний сигнал з обертової деталі знімається за допомогою струмознімача. Розроблено і безконтактні методи вимірів моменту сил.

Втрати під навантаженням і ККД визначаються по різниці потужності на вході і виході (рис. 7, а) на установці, яка складається з двигуна, випробовуваного вузла і гальма. Ці потужності близькі між собою, а тому повинні вимірюватися з великою точністю.

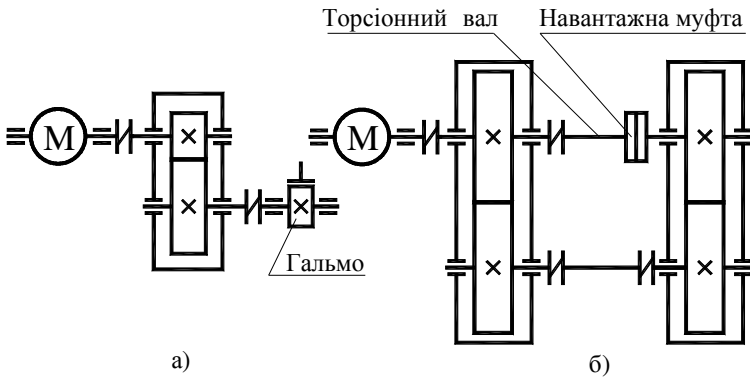


Рис. 7. Вимірювання витрат під навантаженням і ККД

Для підвищення точності застосовують установки з використанням замкнутого силового контуру, де потужність приводу витрачається тільки на подолання сил тертя (рис. 7, б). Контур піддається внутрішньому навантаженню шляхом попереднього деформування пружного елемента (звичайно торсіонного валика). У ремінних передачах навантаження регулюють примусово, змінюючи скловзання незначним варіюванням передатного числа однієї з двох передач, що входять у контур.

При випробовуваннях на **зносоустійкість** знос оцінюють по зміні лінійних розмірів або по зменшенню ваги зразків та ін. Зміну лінійних розмірів визначають або шляхом виміру нових лінійних розмірів, або по зменшенню радіоактивності активованого поверхневого прошарку, або методом відбитків (лунок). Останній знайшов найбільше застосування. Він полягає в тому, що на зношувану поверхню наносять неглибоку лунку, яка звужується поступово. У результаті навіть невеличкого зносу довжина лунки сильно зменшується.

По зменшенню довжини лунки обчислюють знос.

Температуру деталей найбільше часто вимірюють за допомогою термометрів і термопар. У термопарі, що складається з двох зварених або спаяних кінцями різнорідних провідників, виникає електрорушійна сила, що залежить від температури. При температурі в інтервалі $0 \dots 150^{\circ}\text{C}$ найбільше підходять є матеріали пари термоелектродів «мідь - константан», «залізо - константан», «ніхром - константан».

Індуктивні, ємнісні, індукційні, а також тензо- і п'єзодатчики останнім часом знаходять застосування в роботі машин із слідкуючими приводами в якості датчиків зворотного зв'язку.

Опис установки для експериментального визначення прогинів консолі

Установка ДМ-76 (рис. 8) демонструє способи вимірів електричними методами переміщень конструкцій під дією статичних і динамічних навантажень. Вона виконана у виді балки 1, затисненої з одного боку, яка навантажується консольною силою через динамометр 2. Переміщення балки визначаються за допомогою тензодатчиків 7, наклеєних на пружне кільце малої жорсткості, і індуктивного датчика 6. При динамічному навантаженні сигнали від датчиків записують на стрічку шлейфного осцилографа. У виконуваній лабораторній роботі навантаження статичне, і для спрощення установки сигнали виводять на стрілочні гальванометри. Тарировку датчиків виконують індикатором 5 годинникового типу при статичному навантаженні балки.

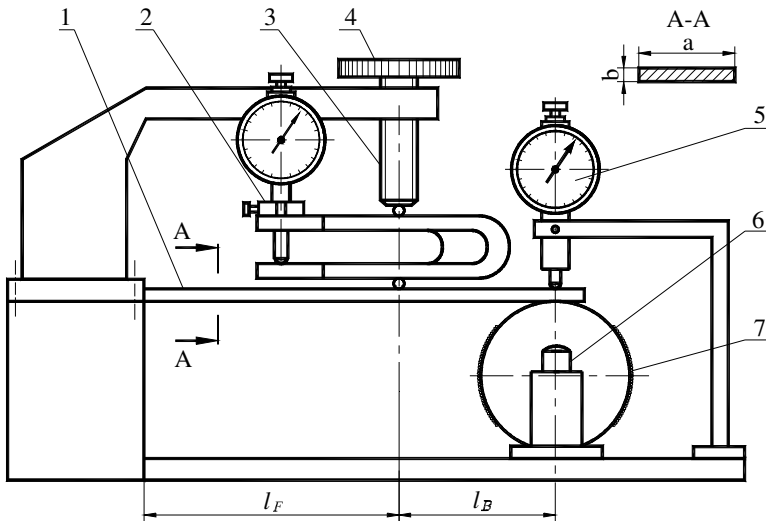


Рис. 8. Схема установки ДМ-76

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з вимірювальними засобами і методами випробувань деталей машин по опису роботи, плакатах і вітрині. Заповнити відповідні таблиці протоколу звіту.

2. Провести тарировку індуктивного датчика і пружного кільця установки ДМ-76 з тензодатчиками. Для цього кінець балки зсунути гвинтом 3 щодо свого початкового положення на деяку величину (рекомендується $f_{\text{мар}}=0,2$ мм), контрольовану індикатором годинникового типу. Записати значення $\delta_{\text{мар}}$ і показання гальванометрів індуктивного датчика $h_{\text{мар}}$ і тензодатчиків $h_{\text{мар}}$. Повернути балку у початкове положення.

3. Навантажити консоль силою F (рекомендується надати $F=100$ Н). Записати навантаження F , показання гальванометрів індуктивного датчика h_I і тензодатчиків h_T .

4. Обчислити прогин кінця балки δ_F у міліметрах по відомій силі

$$\delta_F = f + \theta_F \cdot l_B = \frac{12Fl_F^3}{3Eab^3} + \frac{12Fl_F^2}{2Eab^3} l_B = \frac{Fl_F^3}{Eab^3} \cdot \left(4 + 6 \frac{l_B}{l_F} \right),$$

де $l_F=170$ мм - довжина консолі до точки прикладення сили;

$l_B = 30$ мм - довжина балки між точками прикладення сили і вимірів;

$a = 30$ мм, $b = 12$ мм - ширина і висота балки;

f - прогин консолі в точці прикладення сили, мм;

θ_F - кут повороту консолі в точці прикладення сили, рад;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу балки.

5. Провести випробування на установці ДМ-76. (**УВАГА!** Апаратура, призначена для посилення сигналу від електричних засобів вимірів, має напругу на вході 220 В. Тому студентам слід дотримуватись обережності в поводженні з апаратурою).

Обчислити прогини за показниками гальванометра, підключеного до індуктивного датчика,

$$\delta_I = \delta_{\text{мар}} \cdot \frac{h_I}{h_{I \text{ мар}}}$$

і за показниками гальванометра, підключеного до тензодатчиків

$$\delta_T = \delta_{\text{мар}} \cdot \frac{h_T}{h_{T \text{ мар}}}.$$

На закінчення порівняти δ_I , δ_T і δ_F . Зазначити позитивні сторони вимірів із використанням тензодатчиків і індуктивних датчиків.

6. Письмово відповісти на контрольні питання.

Контрольні питання

1. Який принцип роботи індуктивного датчика і які вимірювані ним величини?
2. Який принцип роботи індукційного датчика і які вимірювані ним величини?
3. У чому полягають особливості устрою і принцип роботи замкнутого силового контуру?

Література

1. Машины и стенды для испытаний деталей. Под ред. Д. Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2 «ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РЕМІННОЇ ПЕРЕДАЧІ НА МАШИНІ ЗАМКНУТОГО КОНТУРУ»

Мета роботи - експериментально дослідити сковзання і ККД клино-ремінної передачі і визначити оптимальний рівень навантаження передачі, що відповідає найбільшому ККД.

Короткі теоретичні відомості

Для оцінки працездатності передачі досліджують експериментальні залежності коефіцієнта відносного сковзання ξ і ККД від переданого окружного зусилля F_t при постійному попередньому натягу $2F_0$.

Для передачі з постійним попереднім натягом справедлива залежність

$$F_1 + F_2 = 2F_0,$$

де F_1 і F_2 - натяг ведучої і веденої гілок (рис. 1).

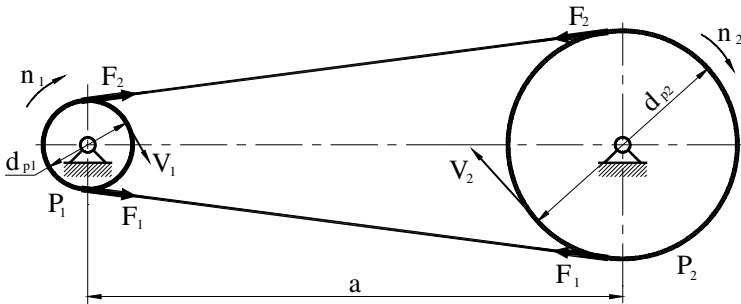


Рис. 1. Ремінна передача

Попередній натяг визначають по формулі

$$F_0 = [\sigma_0] \cdot A, \tag{1}$$

де $[\sigma_0]$ - допустиме напруження від попереднього натягу, МПа;

A - площа поперечного перерізу ремня, мм².

Різниця натягу гілок дорівнює окружному зусиллю:

$$F_t = F_1 - F_2.$$

Оцінку рівня навантаження передачі роблять, використовуючи коефіцієнт тяги

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}.$$

Коефіцієнт відносного сковзання ξ визначають по залежності

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}, \tag{2}$$

де V_1, V_2 - окружні швидкості на ведучому і веденому шківках.

ККД передачі знаходять по залежності

$$\eta = P_2/P_1,$$

де P_1, P_2 - потужності на ведучому і веденому шківках.

На рис. 2 подані зразкові залежності ККД η і коефіцієнта відносного сковзання ξ від коефіцієнта тяги ψ , отримані експериментальним шляхом.

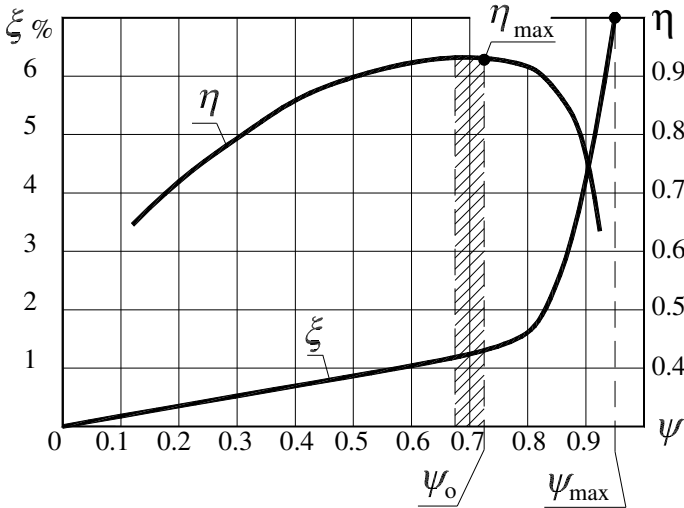


Рис. 2. Криві сковзання ремінної передачі

Зі збільшенням коефіцієнта тяги до деякого значення (до ψ_0) сковзання зростає майже лінійно і ККД підвищується, ремінь працює в зоні пружного сковзання.

При $\psi > \psi_0$ ремінь починає пробуксовувати, а ККД передачі падає.

При $\psi = \psi_{max}$ настає повне буксування і ведений шків зупиняється ($n_2=0, \xi=1, \eta=0$).

Найбільший ККД передачі має місце поблизу точки ψ_0 .

Зона найбільш бажаного рівня навантаження передачі позначена на рис. 2 штрихуванням, при цьому звичайно

$$\eta_{max} = 0,94 \dots 0,97; \quad \xi = 0,01 \dots 0,02.$$

Визначивши при випробуваннях значення ψ_0 , одержують основу для призначення оптимальної окружної сили $F_{1\text{ опт}}$ і потужності $P_{2\text{ опт}}$.

$$F_{1\text{ опт}} = 2\psi_0 F_0; \tag{3}$$

$$P_{2\text{ опт}} = \frac{F_{1\text{ опт}} \cdot V}{1000} = \frac{2\psi_0 F_0 V}{1000}. \tag{4}$$

де $P_{2\text{ опт}}$ - оптимальна потужність, кВт;

$F_{2\text{ опт}}$ - окружне оптимальне зусилля, Н;

Потужність двигуна в машині з замкнутим контуром витрачається для надолуження втрат і складає лише 10...15 % від уявної (циркулюючої потужності), що навантажує випробовувані передачі. Значна економія енергії при довгострокових випробовуваннях є основною перевагою машин із замкнутим контуром. Уявна потужність у замкнутому контурі залежить від співвідношення розрахункових діаметрів шківів 8, 3, 18, 15. Шківів 3, 8, 15 мають однакові діаметри d_p (рис. 4), а діаметр шківів 18 (d_p') може бути змінений під час роботи машини ручкою 19 шляхом зміни відстані між двома частинами шківів. При $d_p' = d_p$ циркуляція потужності в контурі відсутня, і передачі працюють вхолосту.

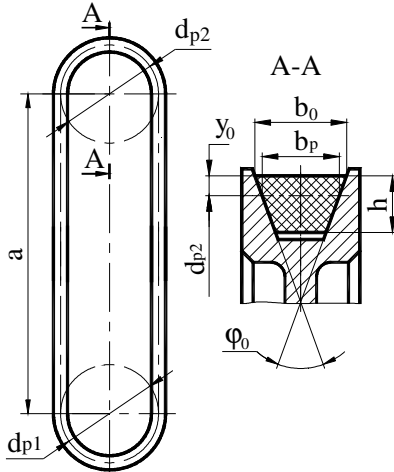


Рис. 4. Клиноремінна передача

При $d_p' > d_p$ у контурі виникає сковзання і, отже, з'являється циркулююча потужність. При $d_p' < d_p$ шків 8 - ведучий, проводиться тензобалкою 4, консоль якої притиснута до центру обертового динамометричного устрою шківів. Під дією переданого моменту сил пружні елементи вимірювача деформуються в осьовому напрямку, що викликає прогин тензобалки. Тензодатчики 20 і 4, створюючи окремі вимірювальні електричні мости, підключаються через тензопідсилювачі до приладів 21 і 5, показання яких зчитують. Для визначення сковзання в передачах використаний вимірювальний устрій із фоторезисторами. На валах установлені диски 14 і 17 із прорізами.

Прорізи переривають світлові потоки від ламп 12 і 12' до фоторезисторів 11 і 11'. Імпульси току від фоторезисторів надходять на частотомір 10.

Порядок виконання роботи

УВАГА! Машина працює при напрузі мережі 380 В. Студентам забороняється відчиняти огороження машини.

Умови випробувань забезпечуються конструкцією машини: клиновий ремінь перерізу А по держстандарту 1284. 1-80 (площа поперечного перерізу $A=81 \text{ мм}^2$); шківів однакового діаметра $d_{p1} = d_{p2} = 140 \text{ мм}$ (рис. 4); напруження попереднього натягу σ_0 ; сила попереднього натягу ремня $2F_0 = 2\sigma_0 \cdot A$.

1. При випробуваннях ремінну передачу послідовно навантажують дискретно змінюючи значення обертового моменту T_q шляхом зміни рукою 19 діаметра шківів 18 (рис. 3). На кожному рівні навантаження до протоколу заносять такі дані: n_1, n_2 - частоти обертання ведучого і веденого шківів, показання приладів 21 і 5, по яких з урахуванням масштабних коефіцієнтів визначають значення величин обертових моментів T_n і T_q .

2. Обчислення результатів випробувань виконують по наступних залежностях.

Окружна сила на веденому шківі

$$F_t = \frac{2T_q \cdot 10^3}{d_p}, \quad (5)$$

де F_t - окружна сила, H ;

T_q - обертовий момент, $Нм$;

d_p - розрахунковий діаметр, $мм$.

Коефіцієнт тяги

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (6)$$

Коефіцієнт відносного сковзання ξ обчислюють, використовуючи залежність (2), замінюючи окружні швидкості частотою обертання і розрахунковими діаметрами шківів:

$$V_1 = \pi \frac{d_{p1} n_1}{1000}; \quad V_2 = \pi \frac{d_{p2} n_2}{1000}.$$

Тут n - частота обертання, c^{-1} .

Тоді

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{d_{p1} n_1 - d_{p2} n_2}{d_{p1} n_1} = 1 - \frac{n_2 d_{p2}}{n_1 d_{p1}}.$$

При ідеально виконаних розмірах шківів ($d_{p1} = d_{p2}$)

$$\xi = 1 - \frac{n_2}{n_1}.$$

Проте розрахункові діаметри реально виготовлених шківів мають невеличкі відхилення від номінального розміру. Тому для знаходження дійсного відношення діаметрів шківів d_{p2}/d_{p1} вимірюють відношення частот обертання вала n_{10}/n_{20} при холостому ході ремінної передачі.

При цьому сковзання відсутнє:

$$\xi = 0 = 1 - \frac{n_{20}}{n_{10}} \frac{d_{p2}}{d_{p1}},$$

тобто

$$d_{p2}/d_{p1} = n_{10}/n_{20}.$$

Отже,

$$\xi = 1 - \frac{n_2}{n_1} \frac{n_{10}}{n_{20}}. \quad (7)$$

ККД ремінної передачі, випробовуваної в замкнутому контурі, визначають по залежності [2]

$$\eta = \sqrt{\frac{T_q}{T_q + T_n}}, \quad (8)$$

де T_q - обертовий момент на динамометричному шківі;

T_n - обертовий момент, який підводиться від електродвигуна в контур.

3. Результати заносять у лабораторний журнал і виконують необхідні розрахунки.

4. Дані випробувань ремінної передачі подають у вигляді кривої сковзання $\xi = f(\psi)$ і кривої ККД $\eta = f(\psi)$, одержуваних шляхом візуальної апроксимації послідовності експериментальних точок. На цих кривих знаходять максимальне значення ККД і коефіцієнт тяги ψ_0 , який відповідає η_{max} .

5. У висновку по лабораторній роботі слід визначити оптимальну окружну силу $F_{t\text{ ОПТ}}$ по залежності (3) і оптимальної потужності $P_{2\text{ ОПТ}}$ по залежності (4) для точки з $\psi = \psi_0$, у якій рівень навантаження є оптимальним, і відповісти на контрольні питання.

Контрольні питання

1. У чому полягають переваги методу випробувань передач у замкнутому силовому контурі?
2. Що характеризує коефіцієнт тяги ремінної передачі і як його визначають?
3. Як визначають ККД і коефіцієнт відносного сковзання в ремінній передачі?
4. Як використовують отримані дані експериментів для призначення оптимального рівня навантаження ремінної передачі?

Література

1. Машины и стенды для испытаний деталей. Под ред. Д. Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
2. Решетов Д. Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1974. - 656 с.

Для проведення лабораторних робіт №№ 3, 4, 5, 6 використовується універсальна випробувальна машина ДМ-30А. Принципова схема машини ДМ-30А приведена на рис. 1.

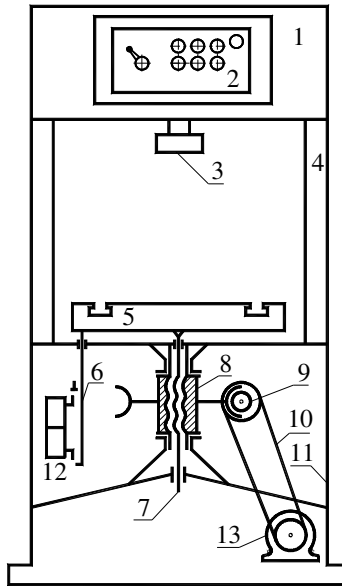


Рис. 1. Схема машини ДМ-30А

Машина має литу підставу 11, дві стійки 4 і поперечину 1. Від електродвигуна 13 за допомогою клиноременної передачі 10 приводиться в рух черв'ячна пара 9. Черв'ячне колесо обертає гайку 8 гвинтової пари. Гвинтова пара перетворює обертальний рух гайки в поступальний рух гвинта 7, забезпечуючи вертикальне переміщення вниз або вверх робочого столу 5. Гвинт 7 і стіл 5 жорстко сполучені між собою. Штанга 6 жорстко скріплена зі столом 5, у станині 11 для штанги 6 передбачена направляюча. Штанга 6 перешкоджає повороту робочого столу 5 навколо вертикальної осі.

Керування машиною здійснюється за допомогою пульта 2, укріпленого на поперечині. Передбачено ручний і автоматичний режим роботи машини. В автоматичному режимі здійснюється наступний цикл роботи: рух столу униз на задану відстань і повернення у вихідне положення. Хід столу обмежують кінцеві вимикачі 12, на які впливають регульовані упори, закріплені на штанзі 6.

Прийомлення для проведення лабораторних робіт №№ 3, 4, 5, 6 кріпляться до робочого столу 5 і верхнього захвату 3. У конструкції верхнього захвату передбачений захисний устрій у виді штифта, що зрізається при осьовому навантаженні понад 20000 Н.

Звіти з виконаних лабораторних робіт складаються кожним студентом

відповідно з протоколом лабораторної роботи. Форми протоколів надаються студентам керівником лабораторних занять. Студент може переписати та перекреслити форму протоколу, або придбати на кафедрі у свою власність її друкований варіант.

Кожна лабораторна робота розрахована на 4 академічні години

Технічна характеристика універсальної випробувальної машини ДМ-30А

1. Гранична що розтягує або стискує, <i>H</i>	20000
2. Точність визначення сили, <i>H</i>	± 100
3. Хід столу, <i>мм</i>	90
4. Швидкість вертикального переміщення столу, <i>м/с</i>	0,001
5. Найбільша відстань від столу до верхнього захвату, <i>мм</i>	565
6. Відстань між стійками у світлі, <i>мм</i>	385
7. Розміри столу, <i>мм</i>	290 × 290
8. Потужність електродвигуна, <i>кВт</i>	0,55
9. Габарити, <i>мм</i>	490 × 500 × 1600
10. Маса, <i>кг</i>	306

Вказівки по техніці безпеки

Звертається особлива увага на дотримання обережності під час роботи з машиною ДМ-30А:

1. Перед початком лабораторної роботи перевірити наявність заземлення випробувальної машини і приладів. Без заземлення або з ушкодженим заземленням проводити лабораторну роботу забороняється.

2. Забороняється доторкатися до досліджуваного з'єднання при включеному приводі машини ДМ-30А.

3. Вмикання машини ДМ-30А провадиться тільки майстром або викладачем, що веде заняття.

4. Обслуговування випробуваного з'єднання (приспосовання ДМ-30А) дозволяється тільки при відсутності зовнішнього навантаження.

5. Під час роботи приводу переміщення столу машини ДМ-30А не допускається перебування рук експериментатора в робочій зоні машини.

6. При регулюванні резисторів використовувати викрутку з пластмасовою ручкою, тримати викрутку тільки за ручку.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3 «НАПРУЖЕНИЙ СТАН БОЛТА У ЗАТЯГНУТОМУ З'ЄДНАННІ»

Мета роботи - експериментальне обґрунтування спрощеного методу розрахунку болта в затягнутому з'єднанні, визначення виграшу в силі при затягуванні болта ключем.

Короткі теоретичні відомості

Відомо, що в затягнутому різьбовому з'єднанні болт знаходиться в складнонапруженому стані (розтяг і крутіння), оцінкою якого може служити еквівалентне напруження, розраховане по одній з гіпотез міцності, зокрема, по енергетичній гіпотезі міцності

$$\sigma_{ек} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2}, \quad (1)$$

або після перетворень

$$\sigma_{ек} = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_p} \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \right]^2}, \quad (2)$$

де σ_p , $\tau_{кр}$ - напруження нормальні (розтягу) і дотичні (крутіння) в стержні болта;

$$\sigma_p = F_{зат} / A_p; \quad \tau_{кр} = T_p / W_p;$$

де $F_{зат}$ - осьова сила, що виникає в болті при затягуванні;

T_p - момент сил у різьбі болта при затягуванні;

A_p , W_p - площа і момент опору крутінню поперечного розрахункового перерізу болта;

d_2 і d_p - середній і розрахунковий діаметр різьби болта;

φ' - приведений кут тертя в різьбі;

ψ - кут підйому різьби по середньому діаметру.

З огляду на геометричну подібність метричних різьб різних діаметрів, можна в середньому прийняти:

$$d_2 / d_p = 1,12; \quad \psi = 2^{\circ} 30';$$

коефіцієнт тертя в різьбі сталевих кріпильних виробів в умовах граничного тертя $f = 0,15$.

Після остаточних перетворень одержують

$$\sigma_{ек} \approx 1,3 \sigma_p. \quad (3)$$

Таким чином, **ураховання впливу напружень крутіння на міцність болта в наближених розрахунках можна проводити збільшенням напружень від розтягу в 1,3 рази**. Обґрунтованість цієї величини і необхідно перевірити в даній роботі.

Лабораторна установка ДМ-27А

Для випробування різьбового з'єднання в автоматичному режимі з метою визначення напружень розтягу і крутіння в болті затягнутого з'єднання служить установка ДМ-27А (рис. 1), що монтується на столі випробувальної машини ДМ-30А. Випробовуваний болт стягає пружний елемент 3, тензометричну втулку 5 і корпус 4. Корпус встановлений в отвір підстави 8 із можливістю повороту і фіксується в заданому кутовому положенні рукою 7. На втулці 5 наклеєні тензодатчики для виміру подовжньої сили в болті.

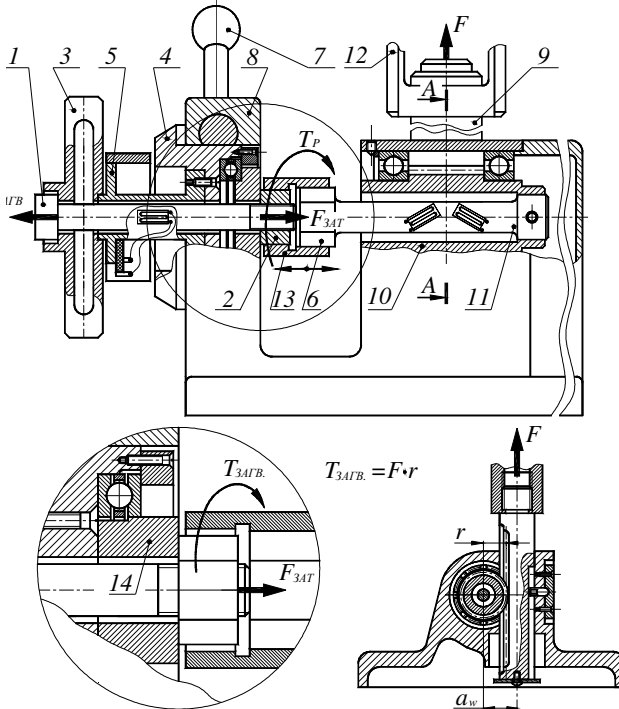


Рис. 1. Установка ДМ-27А

Для закручування гайки 2 установка постачена навантажним пристроєм, який містить торсіонний валик 11, одним кінцем сполучений через муфту 6 із гайкою 2, а іншим - із шестернею 10. Шестерня 10 знаходиться в зачепленні з зубчастою рейкою 9, закріпленою в нерухомому захваті машини через перехідник 12. На торсіонному валику 11 наклеєні тензодатчики 2 для виміру моменту закручування.

Передбачено два варіанти складання установки з використанням змінних опорних кілець 13 і 14. Застосування змінних опорних кілець дозволяє окремо виміряти момент закручування і момент у різьбі.

Порядок виконання роботи

Об'єктами випробувань служать болти з різьбою М16. Величина напружень крутіння в стрижні болта і, отже, еквівалентних напружень значною мірою залежить від коефіцієнта тертя в різьбі. З огляду на нестабільність коефіцієнта тертя і залежність його від багатьох чинників, експериментальне визначення відношення $\sigma_{\text{эк}}/\sigma_p$ слід виконувати за результатами можливо більшого числа дослідів (рекомендується не менше 10). Для економії часу на проведення експерименту можна частково використовувати дані, отримані попередніми групами.

Експериментально повинні бути отримані дві залежності: сили затягування $F_{\text{зат}}$ від моменту в різьбі T_p і сили затягування від моменту закручування $T_{\text{закр}}$.

Перша з цих залежностей використовується для оцінки величини напружень крутіння при затягуванні і, отже, визначення відношення $\sigma_{\text{эк}}/\sigma_p$, друга - для визначення співвідношення сили затягування $F_{\text{зат}}$ і сили на ключі $F_{\text{кл}}$ при закручуванні з'єднання ключем стандартної довжини (рис. 2).

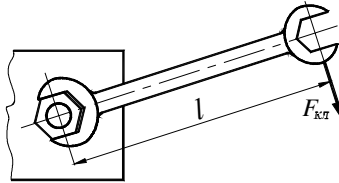


Рис. 2. Закручування з'єднання ключем стандартної довжини

Для одержання залежності $F_{\text{зат}}=f(T_p)$ установка збирається з використанням змінного кільця 13 (рис. 1). При цьому момент на торці гайки стає дуже малим (він дорівнює моменту тертя в упорному шарикопідшипнику) і момент на торсіонному валику 11 практично дорівнює моменту в різьбі, від величини якого і залежить величина напружень крутіння.

Таким чином, у цьому експерименті сигнал від датчика 2 буде пропорційний моменту в різьбі T_p , від датчика 1 - подовжній силі в стрижні болта, тобто $F_{\text{зат}}$. Реєстрація цих сигналів провадиться за допомогою комп'ютерного комплексу.

Для одержання залежності сили затягування від моменту закручування з урахуванням тертя на торці, тобто $F_{\text{зат}} = f(T_{\text{закр}})$, установка збирається з використанням змінного кільця 14. У цьому випадку сигнал від датчика 2 буде пропорційний моменту закручування $T_{\text{закр}}$, рівному сумі моментів у різьбі і на опорній поверхні гайки.

Порядок виконання лабораторної роботи

1. Заповнити таблицю 1 у бланку протоколу лабораторної роботи, ви-

користовуючи ДЕРЖСТАНДАРТ на розміри різьби. Коефіцієнтом запасу s задаються за рекомендацією викладача.

2. Дати стислий опис конструкції установки і її складання.

3. Виконати складання установки ДМ-27А і закручування болта в автоматичному режимі роботи машини ДМ-30А. Кожна бригада студентів установлює новий болт із гайкою і закручування робить двічі: спочатку з використанням змінного кільця 13, а потім - 14.

4. По закінченні експерименту кожна бригада студентів одержує дві діаграми з двома кривими. Одна діаграма відповідає складанню установки зі змінним кільцем 13, а інша - зі змінним кільцем 14.

5. Зробити опрацювання результатів випробувань і заповнити табл. 2, 3, 4 у бланку протоколу:

- Для отримані діаграми виконати апроксимацію прямими лініями і поблизу максимальних значень провести вертикальні лінії, які перетинають обидві прямі (рис. 3).

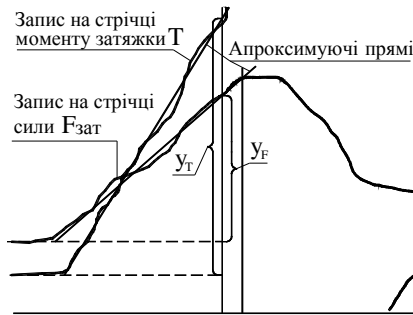


Рис. 3. Діаграма випробувань зтягування болта

- Виміряти значення y_T і y_F в мм і з урахуванням масштабних коефіцієнтів μ_T і μ_F знайти значення сили $F_{зат} = y_F \cdot \mu_F$, Н і обертового моменту $T = y_T \cdot \mu_T$, Нмм.

У бланку протоколу побудувати графіки $F_{зат} = f(T_p)$ і $F_{зат} = f(T_{зав})$. Графіки умовно показуються лінійними.

Результати опрацювання кривих занести в табл. 2 з урахуванням результатів, отриманих у даній групі (допускається частково використовувати результати попередніх груп), і знайти середні значення відношення $\sigma_{эк}/\sigma_p$ і середньоквадратичне відхилення, які характеризують розсіювання досліджуваного параметра.

Контрольні питання

1. Чому при закручуванні гайки в стрижні болта виникають дотичні напру-

ження?

2. Від яких чинників залежать дотичні напруження в болті при його затягуванні?

3. Як провадиться урахування цих напружень при розрахунку болта в затягнутому з'єднанні?

4. Який вигравш у силі дає різьба?

Студент повинен вміти оцінювати напружений стан стрижня болта в затягнутому з'єднанні при виконанні наближених розрахунків.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 «ВИВЧЕННЯ РОБОТИ ЗАТЯГНУТОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ»

Мета роботи - розрахункове й експериментальне визначення для однопобового різьбового з'єднання значень коефіцієнта основного навантаження χ , який визначає величину діючої на болт частини зовнішньої відривної сили, прикладеної до затягнутого різьбового з'єднання.

Короткі теоретичні відомості

Сила, що розтягує болт у затягнутому болтовому з'єднанні, залежить від сили затягування $F_{зат}$ болта і зовнішньої сили F_a , прикладеної до з'єднання. При цьому зовнішня сила F_a розподіляється між елементами з'єднання таким чином, що частина її, рівна $\chi \cdot F_a$, навантажує болт, а частина $k(1 - \chi)F_a$ зменшує тиск у стикі сполучених деталей, отриманий початковим затягуванням болта.

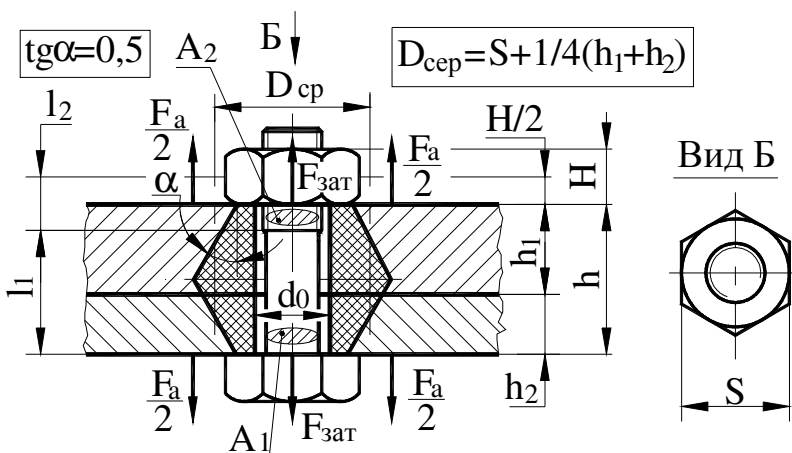


Рис. 1. Одноболтове з'єднання в затягнутому стані

Отже, сила, що розтягує болт у затягнутому різьбовому з'єднанні, буде визначатися залежністю

$$F_з = F_{зат} + \chi F_a. \quad (1)$$

Величина χ для кожного конкретного з'єднання не є постійною і залежить від співвідношення $F_{зат}$ і F_a .

Затягнуте болтове з'єднання являє собою статично невизначену систему. Рішення рівняння спільності пружних переміщень у спрощеній моделі

з'єднання при $h \leq 2d$ і $F_{зам} = F_a$ (рис. 1) дає

$$\chi = \frac{\lambda_\sigma}{\lambda_\sigma + \lambda_\sigma}, \quad (2)$$

де λ_σ - податливість деталей, що з'єднуються, мм/Н;

λ_σ - податливість болта, мм/Н.

Податливість болта з перерізом стрижня, який змінюється дискретно, визначається по залежності

$$\lambda_\sigma = \frac{1}{E_\sigma} \sum_1^i \frac{\ell_i}{A_i}, \quad (3)$$

де E_σ - модуль пружності матеріалу болта, МПа;

ℓ_i мм - довжина деформованої частини стрижня болта з площею поперечного перерізу, A_i мм².

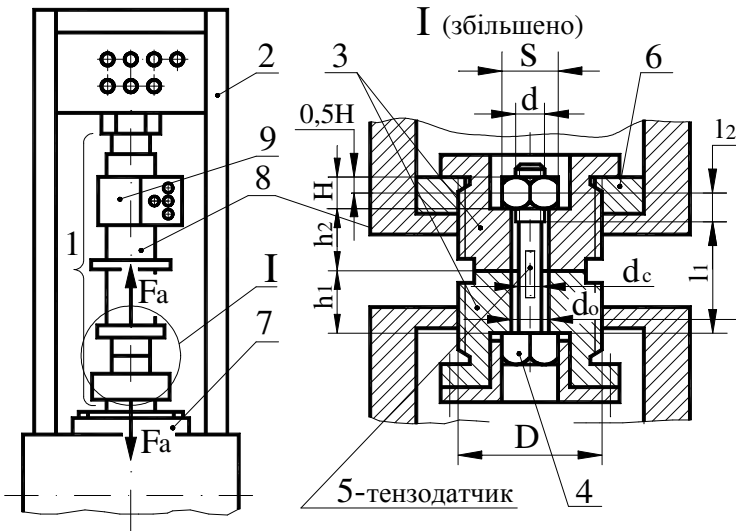


Рис. 2. Розміри елементів болтового з'єднання

Зауважимо, що у випадках, коли довжина стрижня болта $\sum \ell_i > 6d$ (d - діаметр різьби болта), довжину різьбової частини болта, яка взаємодіє з витками гайки, у розрахунках його податливості можна не враховувати. При визначенні податливості різьбової частини стрижня «короткого» болта ($\sum \ell_i \leq 6d$) до довжини різьбової ділянки болта, що піддається розтягу, додавають розмір, рівний половині висоти гайки, чим враховується податли-

вість болта на ділянці закручування, а також податливість різьби і голівки болта. Таким чином, для болта досліджуваного з'єднання

$$\lambda_{\sigma} = \frac{1}{E_{\sigma}} \left(\frac{\ell_1}{A_1} + \frac{\ell_2}{A_2} \right). \quad (4)$$

Площу поперечного перерізу різьбової частини болта визначають по розрахунковому діаметру d_p .

Для досліджуваного з'єднання (рис. 2) із болтом М16 $d_p=14,12$ мм.

Розміри елементів з'єднання в мм (рис. 2) приведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Розміри елементів болтового з'єднання

Болт				Гайка		Деталі		
d	d_c	l_1	l_2	H	S	d_0	D	$h_1=h_2$
16	13,6	30	8,5	13	24	16	60	16

Податливість деталі з'єднання

$$\lambda_{\sigma} = \frac{1}{E_{\sigma}} \sum_0^i \frac{h_i}{h_{\sigma i}} \quad (5)$$

для досліджуваного з'єднання

$$\lambda_{\sigma} = \frac{1}{E_{\sigma}} \left(\frac{h_1}{A_{11}} + \frac{h_2}{A_{22}} \right), \quad (5a)$$

з огляду на те, що товщини деталей, які з'єднуються, однакові

$$\lambda_{\sigma} = \frac{h}{E_{\sigma} A_{\sigma}}, \quad (5b)$$

де $h=h_1+h_2$ - сумарна товщина деталей, що з'єднуються, мм;

E_{σ} - модуль пружності матеріалу деталей, МПа;

A_{σ} - площа поперечного перерізу деталі, мм².

При визначенні A_{σ} вважають, що при дії сили уздовж осі болта активний опір стиску (рівномірна деформація деталі) має місце тільки усередині полого конуса, який починається від опорних поверхонь гайки і голівки болта (рис. 1).

З метою спрощення розрахунків при визначенні величини A_{σ} порожнисті конуси заміняють порожнистим циліндром, площа якого в осьовому перерізі дорівнює площі конусів у тому ж перерізі. На підставі викладеного

$$A_{\sigma} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{h_1+h_2}{4} \right)^2 - d_0^2 \right], \quad (6)$$

де S , d_0 , h_1 , h_2 - див. у таблиці 1.

У деяких конструкціях для забезпечення герметичності з'єднання між

деталлями вводять пружну прокладку (гума, картон і т. ін.), що істотно збільшує сумарну податливість деталей і призводить до росту величини λ_0 , а, отже, і χ .

Порядок виконання розрахунків

1. Після ознайомлення із розмірами з'єднання по таблиці, накреслити в протоколі звіту розрахункову схему і визначити по формулі (4) податливість болта - λ_0 .
2. Накреслити розрахункову схему і визначити по формулі (5) з урахуванням залежності (6) податливість деталей - λ_0 .
3. По формулі (2) визначити розрахункове значення коефіцієнта основного навантаження χ для досліджуваного з'єднання.

Лабораторна установка для експериментального визначення коефіцієнта основного навантаження

Досліджуване різьбове з'єднання (рис. 2), що є основною частиною пристосування ДМ-22А «Одноболтове з'єднання» (1), установлюється на машині ДМ-30А (2) для випробування з'єднань. З'єднання складається з двох однакових сталевих деталей 3, що попередньо стягуються болтом 4 по плоскому стику, перпендикулярному до осі болта, і які навантажуються надалі центральною відривною силою F_a .

Болт, що затягується торцевим ключем, оснащений датчиком деформації 5, який складають із наклеєних на стрижень болта тензорезисторів, сполучених по відомій мостовій схемі. Деталі, що стягаються, мають уступи у виді круглих гайок 6, які дозволяють змінювати по висоті деталей місце прикладення зовнішньої осьової сили F_a^* . Нижня деталь через шарнір Гука кріпиться до рухомого столу 7, який має можливість переміщатися по вертикалі. Верхня деталь через захват (рознімний стакан 8), силовимірювач 9 і другий шарнір Гука кріпиться до нерухомої траверси. Наявність шарнірів Гука забезпечує центральне прикладення сил F_a до з'єднання. При русі столу униз, завдяки наявності в силовимірювачі пружного елемента (пружини), відбувається плавне навантаження досліджуваного з'єднання зовнішньою осьовою силою F_a . Пружний елемент оснащений другим датчиком деформацій, аналогічним першому. Сигнали від тензодатчика № 1 (рис. 3), встановленого на болті, і датчика №2, встановленого в силовимірювачі через тензопідсилювач надходять на аналого-цифровий перетворювач. Перетворені в цифрову форму сигнали через інтерфейс подаються на персональний комп'ютер, опрацьовуються і потім результати досліду у вигляді графіків або таблиць роздруковуються на принтері.

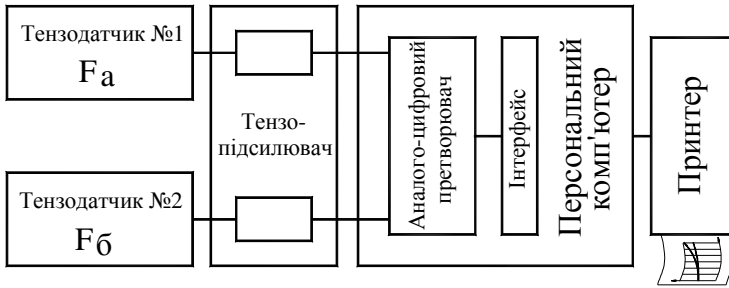


Рис. 3. Блок-схема перетворень результатів дослідів

Таким чином, комп'ютерний комплекс дозволяє одночасно реєструвати зміни величин F_a і F_b , а також подавати результати дослідів у вигляді таблиць, або у вигляді графічної залежності $F_b = \Phi(F_a)$.

На початку, у міру зростання F_a (рис. 4), спостерігається невеличке, практично лінійне збільшення F_b . Перед розкриттям стику залежність має нелінійний характер, що пов'язано з впливом контактної жорсткості стику, деформацією витків різьби і голівки болта. Після розкриття стику графік залежності $F_b = \Phi(F_a)$ знову стає лінійним.

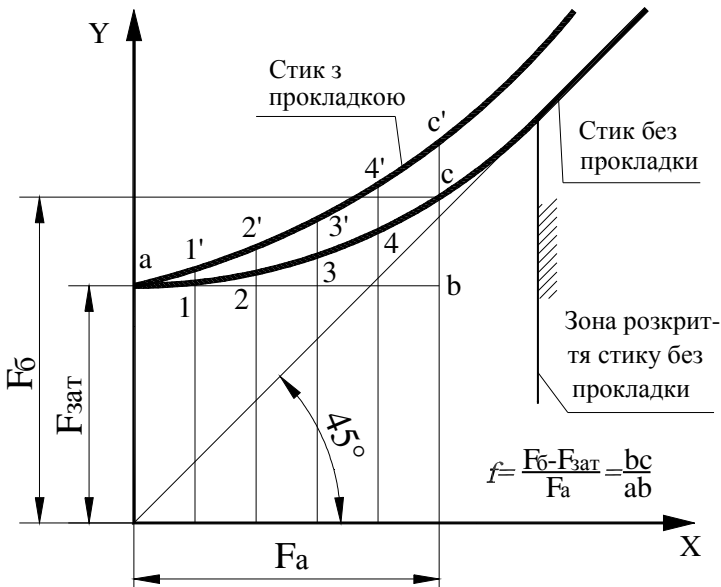


Рис. 4. Експериментальні криві навантаження болтового з'єднання

Зауважимо, що при рівності масштабів по координатних осях (рис. 4) процес розкриття стику характеризується лінійною залежністю з кутом нахилу, рівним 45° .

Постановка в стик пружної прокладки веде до збільшення сумарної податливості деталі, а, отже, і до росту величини χ . При дуже податливих прокладках $\chi \rightarrow 1$.

Порядок виконання експерименту

1. Перевірити за допомогою тензопідсилювача балансування вимірвальних мостів (датчики № 1 і № 2).

2. Включити комп'ютер і завантажити необхідну для даної роботи програму. Надалі весь хід експерименту ведеться під контролем програми.

3. Затягти болт за допомогою торцевого (накидного) ключа до сили наляжки $F_{зат} = 3000 \dots 8000 \text{ Н}$. Величину $F_{зат}$ контролюють за показниками на екрані монітора (у цифровій формі).

4. Включити випробувальну машину ДМ-30А. Комп'ютерний комплекс реєструє дані досліді і після їхнього опрацювання принтер роздруковує графік навантаження $F_{\sigma} = \Phi(F_d)$.

5. Після розвантаження з'єднання і вимикання машини ДМ-30А перевірити відсутність зовнішнього навантаження на з'єднання по наявності відносного переміщення деталей шарнірів Гука і зняти затягування болта.

6. У площині стику між деталями встановити пружну прокладку і повторити експеримент (п. п. 1...4).

7. На отриманих експериментальних графіках виділити зону, що передує розкриттю стику (рис. 4).

8. Виділену зону розбити на n ділянок: а -1; 1 - 2; і т. д. (рис. 4). Для кожної ділянки визначити значення χ , отримані експериментально для з'єднання з прокладкою і без прокладки.

Контрольні питання

1. Як розподіляється навантаження на з'єднання по його елементах?
2. Які чинники впливають на величину χ ?
3. Як змінюється величина χ при установці прокладки між деталями?
4. У яких випадках доцільно використовувати пружні прокладки між деталями?
5. Які конструктивні й інші заходи сприяють зменшенню величини коефіцієнта основного навантаження?
6. Яка методика експериментального дослідження сил у різьбовому з'єднанні?

Студент повинен уміти по заданих параметрах різьбового з'єднання розрахувати величину коефіцієнта основного навантаження.

Література

1. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. - 656 с.
2. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. - 256 с.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5 «ГРУПОВЕ РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ, НАВАНТАЖЕНЕ ВІДРИВАЮЧИМИ СИЛАМИ І МОМЕНТАМИ»

Мета роботи - дослідження розподілу осьових сил, що розтягують болти (гвинти або шпильки), у груповому різьбовому з'єднанні, навантаженому зовнішньою силою, перпендикулярною площині стику, і моментом, які розкривають стик.

Короткі теоретичні відомості

У досліджуваному груповому різьбовому з'єднанні застосовані однакові болти, розташовані рівномірно по площі стику деталей з'єднання і симетрично відносно двох взаємно перпендикулярних осей симетрії. Розміри (у мм) досліджуваного з'єднання приведені на рис. 1.

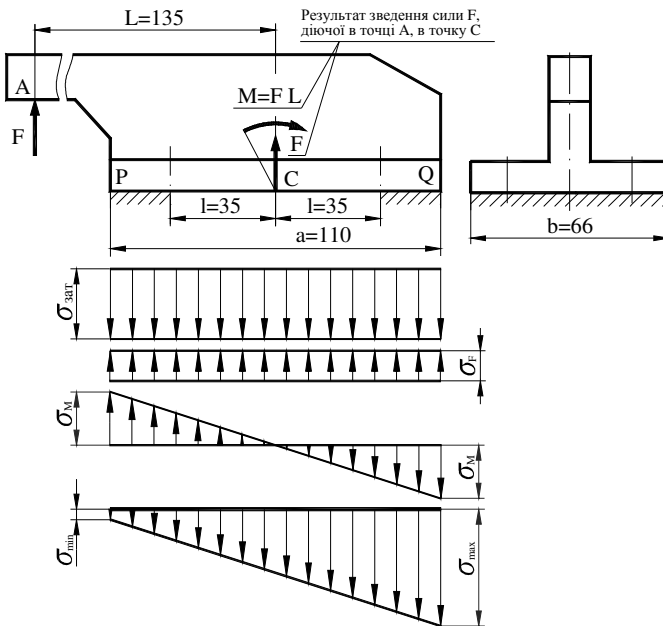


Рис. 1. До розрахунку досліджуваного болтового з'єднання

Після затягування болтів на стик деталей з'єднання з'являються стискальні напруження, рівномірно розподілені по стикі.

$$\sigma_{зат} = \frac{6F_{зат}}{A_{СТ}}$$

де $F_{зат}$ - сила затягування одного болта, вона для всіх болтів однакова;

$z = 6$ - число болтів;

$A_{CT} = a \cdot b$ - площа стику деталей.

Прикладення зовнішньої сили F призводить до зміни зусиль у болтах і напруг на стику з'єднання.

Для розрахунку змін зовнішню нецентральну силу замінюють центральною силою F і моментом сил $M = F \cdot L$, що утворюються при переносі зовнішньої сили в центр тяжіння площі стику деталей з'єднання (точка C).

На стику деталей з'єднання додатково з'являться (рис. 1):

- рівномірно розподілені по стику напруження від дії центральної сили F

$$\sigma_F = \frac{(1 - \chi)F}{A_{CT}},$$

де F - зовнішня центральна відривна сила;

χ - коефіцієнт основного навантаження (для металевих стиків його можна прийняти рівним $0,2 \dots 0,3$);

- напруження від моменту сил M , що змінюються за законом трикутника як при вигині; при цьому вважається, що нейтральна вісь (вісь повороту стику) проходить через центр тяжіння площі стику (точку C); максимальне значення напружень від дії моменту $M = F \cdot L$ на стику деталі буде

$$\sigma_M = \frac{(1 - \chi)M}{W_{CT}},$$

де $W_{CT} = \frac{b \cdot a^2}{6}$ - момент опору площі стику вигину.

Склавши напруження, одержимо, що найменші напруження стиску в стику діють на лівій грані P :

$$\sigma_{MIN} = \sigma_{ЗАТ} - \sigma_F - \sigma_M,$$

а найбільші напруження стиску в стику діють на правій грані Q :

$$\sigma_{MAX} = \sigma_{ЗАТ} - \sigma_F + \sigma_M.$$

Вважається, що стик з'єднання не розкривається, якщо після прикладення до з'єднання всіх навантажень у будь-якій точці стику сумарні напруження залишаться стискальними, тобто умова не розкриття стику запишеться у вигляді

$$\sigma_{MIN} > 0.$$

Умову міцності деталей стику можна записати як

$$\sigma_{MAX} \leq [\sigma]_{ЗМ},$$

де $[\sigma]_{ЗМ}$ - допустимі напруження зминання для менш міцної деталі з'єднання.

Для аналізованого з'єднання розподіл сил між болтами визначається в наступний спосіб (рис. 2).

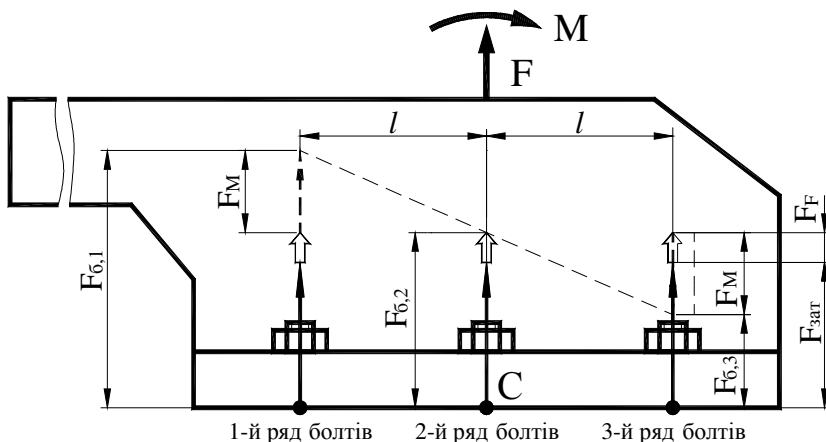


Рис. 2. Розподіл сил між болтами з'єднання

У початковий момент часу всі болти розтягнуті однаковою силою $F_{зам}$. Після прикладення центральної сили F кожний болт додатково розтягується силою F_F :

$$F_F = \frac{\chi \cdot F}{z}$$

Дія моменту $M = F \cdot L$ виражається в тому, що болти першого ряду додатково розтягуються, навантаження болтів другого ряду не змінюється, а навантаження на болти третього ряду зменшуються на стільки ж, на скільки збільшилася навантаження на болти першого ряду.

У загальному випадку вважається, що додатково виникаючі в болтах сили від дії зовнішнього моменту, що розкриває стик деталей, прямо пропорційні відстані від нейтральної осі повороту. Для найбільш віддалених болтів осьове навантаження від моменту F_M визначається по формулі

$$F_M = \frac{\chi \cdot M \cdot l_{MAX}}{\sum l_i^2},$$

де l_{MAX} - відстань від нейтральної осі до найбільш віддаленого болта; для нашого випадку це болти першого ряду і $l_{MAX} = l$ (рис. 1 і 2);

l_i - відстань від нейтральної осі до i -го болта; для нашого випадку в болтів першого ряду $l_1 = l$; у болтів другого ряду $l_2 = 0$; у болтів третього ряду $l_3 = l$, а число болтів у ряду два (рис. 3) і тоді

$$\sum l_i^2 = 2l_1^2 + 2l_2^2 + 2l_3^2 = 4l^2.$$

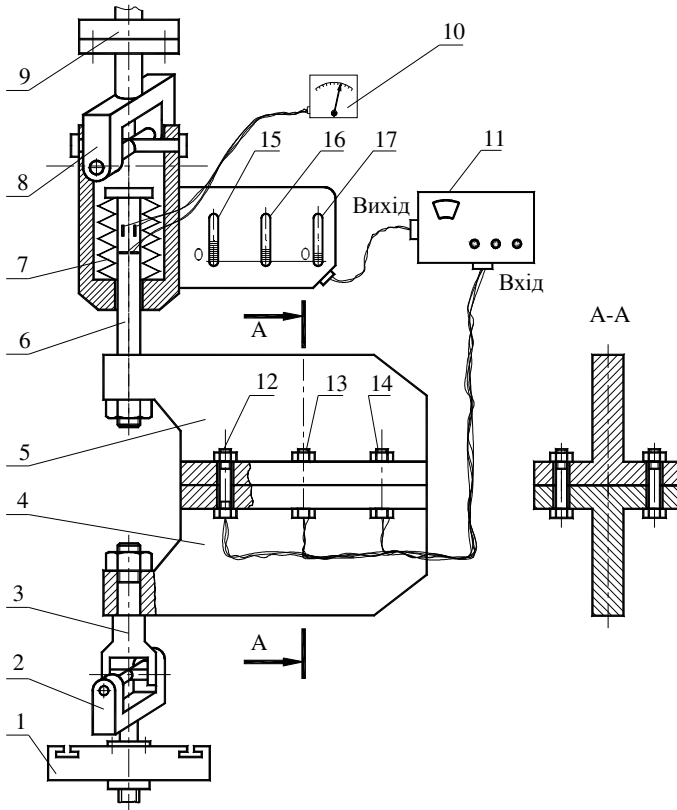


Рис. 3. Схема установки ДМ-39А

Сумарна осьова розтяжна сила кожного болта першого ряду має вид (рис. 2)

$$F_{\delta,1} = F_{3AT} + F_F + F_M, \text{ або } F_{\delta,1} = F_{3AT} + \chi \frac{F}{z} + \frac{\chi \cdot FL}{4l};$$

для кожного болта другого ряду

$$F_{\delta,2} = F_{3AT} + F_F, \text{ або } F_{\delta,2} = F_{3AT} + \chi \frac{F}{z};$$

для кожного болта третього ряду

$$F_{\delta,3} = F_{3AT} + F_F - F_M, \text{ або } F_{\delta,3} = F_{3AT} + \chi \frac{F}{z} - \frac{\chi \cdot FL}{4l}.$$

Умова міцності найбільш навантажених болтів першого ряду

$$\sigma_3 = \frac{1,3F_{3AT} + \chi \frac{F}{z} + \chi \cdot \frac{FL}{4l}}{A_p} \leq [\sigma]_p,$$

де 1,3 - коефіцієнт, що враховує скручування стрижня болта при затягуванні;

A_p - розрахункова площа болта;

$[\sigma]_p$ - допустимі напруження розтягу для матеріалу болта.

Індикаторні трубки змонтовані в одному блоці, прикріпленому до корпусу верхньої тяги. Осьова розтяжна сила, прикладена до кожного болта першого ряду, визначається за показниками світної індикаторної трубки 15, силу болтів другого ряду показує трубка 16 і силу болтів третього ряду - трубка 17. З'єднання в зібраному виді кріпиться верхньою тягою 6 до верхнього захвату 9, а нижньою - тягою 3 до рухомого робочого столу 1 машини ДМ-30А за допомогою шарнірів Гука 2 і 8. На верхній тязі 6 наклеєні тензорезистори, сигнал від яких використаний для виміру приладом 10 зовнішньої сили F , прикладеної до кронштейнів. Пакет тарілчастих пружин 7 зменшує жорсткість системи випробувальної навантажувальної машини. Для забезпечення однакової сили початкового затягування болтів використовується ключ граничного моменту, устрій якого показано на рис. 4. Голівка 1 для захвату шестигранних гайок сполучена шарнірно з важелем 2. У важелі 2 запресований загартований ролик 4, до якого при затягуванні гайки (ключ обертається в напрямку стрілки) притискається кулька 5, затиснута пружиною 6. Кулька 5 і пружина 6 встановлені в ручці 7.

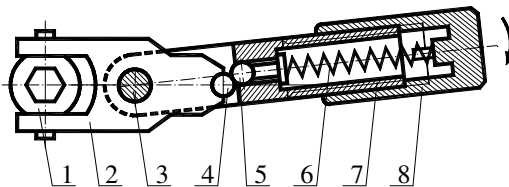


Рис. 4. Ключ граничного моменту

Силу стиску пружини 6 можна регулювати накидною гайкою 8, при цьому момент спрацьовування ключа зміниться. Ручка 7 сполучена з важелем 2 шарнірно за допомогою осі 3. Якщо до ручки 7 прикласти силу більше деякого визначеного значення (обумовленого силою стиску пружини 6), то кулька 5 утоплюється в ручці, і остання вільно провертається відносно осі 3, не передаючи обертовий момент. Після цього вважається, що гайка затягнута на необхідну величину моменту, а для закручування іншої гайки ключ необхідно повернути на 180° відносно його подовжньої осі. У разі потреби можна важіль 2 і ручку 7 з'єднати нерухомо спеціальним шрифтом, тоді ключ стає

звичайним жорстким ключем із накидною голівкою.

Порядок виконання роботи

До початку лабораторної роботи потрібно встановити пристосування ДМ-39А на машину ДМ-30А, підключити блок світних індикаторних трубок і, увімкнувши тензопідсилювач, прогріти його протягом приблизно 20 хв. Болти, що з'єднують обидва кронштейни, не повинні бути затягнуті (гайки вільно обертаються від руки), пристосування не повинно бути навантажено зовнішньою силою (кронштейни вільно погойдуються від руки).

Перед початком експериментів установлюють на нульову відмітку показання світних індикаторних трубок 15, 16, 17 і показання приладу 10 (рис. 3).

Спочатку експериментально визначають розподіл навантажень між болтами з'єднання у випадку, коли затягування болтів мале і відбувається розкриття стику. Для цього затягують від руки всі шість гайок так, щоб не було суттєвого погойдування одного кронштейну відносно іншого, і навантажують з'єднання зовнішньою відривною силою F (не більш 5000 Н), надаючи столові машини ДМ-30А рух униз. За показниками приладів визначають і записують зовнішню силу і силу, що розтягує болт кожного ряду. Після чого зовнішнє навантаження знімають до нуля, даючи столові машини рух угору.

Потім експериментально визначають розподіл навантаження між болтами у випадку, коли болти затягнуті силами, достатніми для запобігання розкриття стику. При зовнішній силі $F=5000$ Н сила затягування болтів з умови не розкриття стику повинна бути не менше $F_{sam,min}=2000$ Н.

Для одержання необхідної сили затягування болтів виконують затягування гайок ключем граничного моменту, затягування починають із гайок другого ряду. Після першого затягування всіх гайок проводять у тому ж порядку друге затягування всіх гайок до спрацьовування ключа граничного моменту.

Знімають показання світних індикаторних трубок і підраховують середнє значення сили затягування болтів.

З'єднання знову завантажують такою ж по величині, як у першому експерименті, зовнішньою силою. Отримані після навантаження величини осьової розтяжної сили болтів і зовнішньої осьової сили записують у бланку лабораторної роботи.

Потім з'єднання розвантажують, виключають прилади, послабляють затягування болтів.

При опрацюванні експериментальних даних потрібно обчислити напруження, що діють на стику кронштейнів, використовуючи формули, приведені на стор. 32, 33, 34 і побудувати графіки:

- а) експериментальний розподіл сил, що діють на болти;
- б) епюри напружень, що діють на стику кронштейнів.

Після цього оцінюють можливість розкриття стику для випадку затягнутих і незатягнутих болтів; розраховують запас міцності болтів, знаючи, що застосовані болти М16 класу міцності 3,6 по ДЕРЖСТАНДАРТУ 1759-82; визначають, проходить вісь повороту через центр тяжіння перерізу стику чи ні для випадку незатягнутих і затягнутих болтів.

Положення осі повороту перерізу стику кронштейнів визначається графічно (рис. 5). На осі абсцис відзначають положення рядів болтів із відстанню між ними в натуральну величину $l = 35 \text{ мм}$. По осі ординат у будь-якому масштабі відкладають від відповідних міток рядів болтів експериментально отримані сумарні розтяжні навантаження. Проводять горизонталь на рівні навантаження $\bar{F}_{ЗАТ} + F_F$, де $\bar{F}_{ЗАТ}$ - середня експериментальна сила затягування болта. Перетинання цієї горизонталі з лінією розподілу сумарних розтяжних навантажень між болтами дає положення осі повороту.

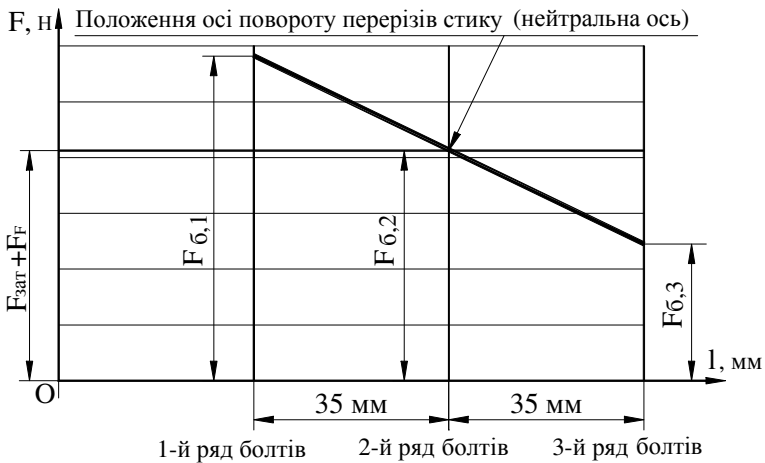


Рис. 5. Визначення положення осі повороту стику

Контрольні питання

1. Де і як розташовується вісь повороту кронштейну при навантаженні його силами і моментами, що лежать у площині, перпендикулярній стику у випадках: а) болти не затягнуті, б) болти так затягнуті, що розкриття стику не відбувається.
2. Як записати умову не розкриття стику аналізованого з'єднання?
3. Як записати умову міцності болтів (гвинтів, шпильок) аналізованого з'єднання?

Література

1. Машины и стенды для испытаний деталей. Под ред. Д. Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
2. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. - 656 с.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6 «З'ЄДНАННЯ З НАТЯГОМ»

Мета роботи - експериментально визначити граничні (за критерієм міцності зчеплення) навантаження досліджуваного з'єднання; осьову силу; обертовий момент. Побудувати графіки зміни сил у процесі запресування і випресування. Визначити коефіцієнти тертя при запресуванні, випресуванні і провороті з'єднання.

Короткі теоретичні відомості

У роботі досліджують з'єднання з натягом двох деталей: вала 1 і втулки 2 (рис. 1).

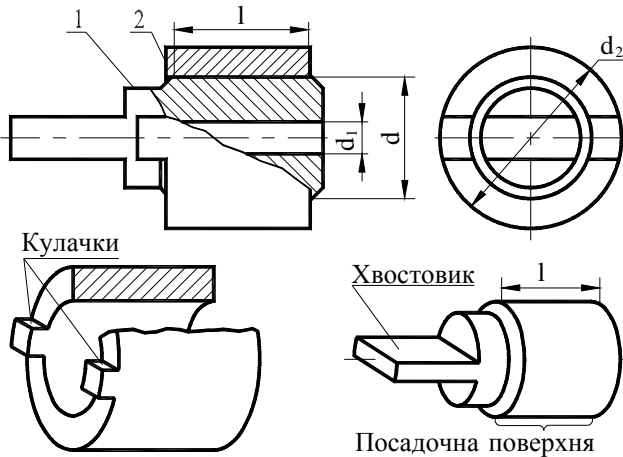


Рис. 1. З'єднання вала і втулки з натягом

Вал 1 постачаний хвостовиком, а втулка 2 - двома кулачками, необхідними для захвату при навантаженні з'єднання обертовим моментом. Складання з'єднання здійснюється механічним пресуванням.

У процесі запресування і випресування ведеться автоматичний вимір сил тертя.

З'єднання з натягом деталей типу «вал-втулка» може передавати осьову силу, обертовий і згинний моменти. Величина навантажень, сприйманих з'єднанням, залежить від розмірів деталей, величини натягу, коефіцієнта тертя і пружних властивостей матеріалів.

При запресуванні вала у втулку із натягом (рис. 2) відбувається радіальний розтяг втулки і стиск вала.

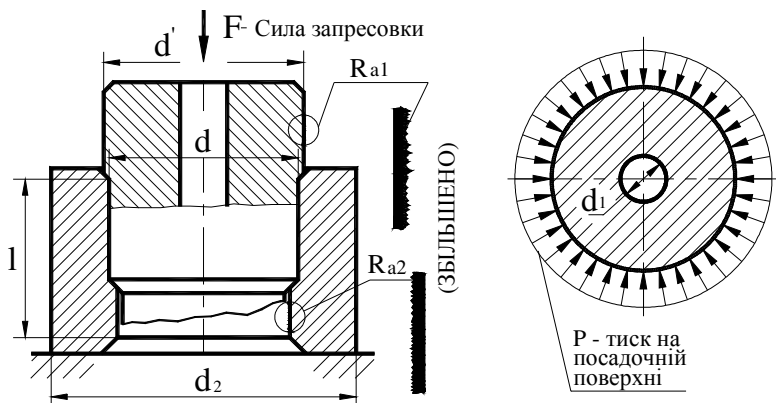


Рис. 2. Запресування вала у втулку

На сполучених поверхнях має місце змінання гребінців мікронерівностей і виникає тиск p , МПа, який може бути визначений по залежності [1]

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d}, \quad (1)$$

де δ - розрахунковий натяг, мкм;

E_1 і E_2 - модулі пружності матеріалу вала і втулки, МПа;

d - номінальний діаметр з'єднання; зовнішній діаметр вала і внутрішній діаметр втулки, мм;

c_1 і c_2 - коефіцієнти, що залежать від розмірів деталей і коефіцієнтів Пуансона (матеріалу вала - μ_1 і втулки - μ_2) і визначаються по формулах:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad (2)$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (3)$$

де d_1 - діаметр отвору вала, мм;

d_2 - зовнішній діаметр втулки, мм.

Розрахунковий натяг δ пов'язаний з вимірюваним натягом N , мкм, наступною залежністю, яка враховує змінання мікронерівностей сполучених поверхонь вала і втулки,

$$\delta = N - 6 \cdot (R_{a1} + R_{a2}), \quad (4)$$

де R_{a1} і R_{a2} - середні арифметичні відхилення профілю поверхні вала і втулки, мкм.

Допустима осьова сила $[F]$ з'єднання з натягом дорівнює граничній осьовій силі F_{lim} , розділеній на коефіцієнт запасу по зчепленню, тобто

$$[F] = F_{lim} / k.$$

За аналогією допустимий обертовий момент $[T]$ приймають

$$[T] = T_{lim} / k,$$

де T_{lim} - граничний обертовий момент.

Вплив на з'єднання осьової сили $F \geq F_{lim}$ або обертового моменту $T \geq T_{lim}$ призводить до відносного зсуву посадкових поверхонь, що рівнозначно відмові з'єднання за критерієм міцності зчеплення.

Граничні навантаження $F_{lim}(H)$, і $T_{lim}(HM)$, розраховують по залежностях

$$F_{lim} = p \cdot f_B \cdot \pi \cdot d \cdot l; \quad (5)$$

$$T_{lim} = 0,5 \cdot p \cdot f_{II} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \quad (6)$$

де p - тиск на посадкових поверхнях, МПа;

f_B, f_{II} - коефіцієнти тертя відповідно при випресуванні і провороті;

d - номінальний діаметр, мм;

l - довжина посадкових поверхонь, мм.

Сила запресування $F_{3II}(H)$, знання котрої необхідно при виборі преса для складання з'єднання з натягом, визначають по формулі

$$F_{3II} = p \cdot f_{3II} \cdot \pi \cdot d \cdot l, \quad (7)$$

де f_{3II} - коефіцієнт тертя при запресуванні

Характеристика з'єднання

Номінальні і габаритні розміри деталі d, d_1, d_2 і l (див. рис. 1 і 2) вимірюють із точністю $\pm 0,1$ мм, що цілком відповідає точності виміру штангенциркулем. Для визначення величини натягу відхилення посадкових діаметрів вала і втулки від номінального повинні бути вимірювані з точністю не менше $1...3$ мкм. Відхилення вала вимірюють пассаметром; відхилення втулки - нутромір.

На посадковій поверхні вала вибирають декілька рівновіддалених перерізів і для кожного перерізу в двох взаємно перпендикулярних напрямках роблять виміри відхилення вала. Середнє значення відхилення вала визначають по формулі

$$\Delta_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta_{li},$$

де Δ_{li} - відхилення вала в i -му вимірі, мкм;

n - число вимірів.

Обмірюваний натяг N , мкм, у з'єднанні обчислюють по залежності

$$N = \Delta_1 - \Delta_2 . \quad (8)$$

У відповідності зі стандартом СТ СЭВ 144-75 установлюють, яким полям допусків основних відхилень вала і втулки (таблиця 1) відповідають обмірjовані відхилення вала Δ_1 і втулки Δ_2 . Знайдені поля допусків наносять на ескіз (рис. 2 протоколу звіту по лабораторній роботі).

Таблиця 1. Поля допусків вала й отвору (мкм)
при номінальних діаметрах 30...40 мм

Отвір			Вал						
H6	H7	H8	p6	r6	s6	t6	s7	u7	u8
0...16	0...25	0...39	26...42	34...50	43...59	48...64	43...68	60...85	60...99

По встановлених допусках вала й отвору вибирають відповідну посадку з ряду посадок, що рекомендуються СТ СЭВ 144 - 75: H6/r5, H6/s5, H7/p6, H7/r6, H7/s6, H7/t6, H7/s7, H7/u7, H8/s7, H8/u8, H8/x8, H8/z8.

Шорсткість посадкових поверхонь вала і втулки (R_{a1} і R_{a2}) визначають порівнянням з еталонними зразками.

Лабораторна установка

Експериментальне дослідження з'єднання з натягом проводять на машині для випробувань з'єднань ДМ-30А, що по суті є універсальним пресом, постаченим спеціальним рухомим столом і нерухомою траверзою преса. Початкова позиція вала 1 і втулки 2 при запресуванні зазначена на рис. 3; при випресуванні - на рис. 4. Для виміру обертового моменту при провороті запресоване з'єднання вставляють у спеціальний устрій типу ножиць (поз. 3 на рис. 3 і рис. 5), який вкладають у поглиблення підстави (поз. 4, рис. 3).

Величину сили, що розвивається пресом, реєструють за допомогою тензодатчиків 5, наклеєних на стрижень трубчастого перерізу 6. Переміщення столу, отже, і відносне переміщення втулки і вала вимірюють за допомогою потенціометра, який складається зі штанги 7, жорстко сполученої з повзуном 8, що переміщається по резистору 9.

У процесі запресування, випресування і провороту одночасно реєструють силу і відносне переміщення вала і втулки. Реєстрацію проводять за допомогою вимірювального комплексу, що включає в себе підсилювачі, аналого-цифровий перетворювач, інтерфейсну плату, встановлену в слоті комп'ютера, комп'ютер і принтер.

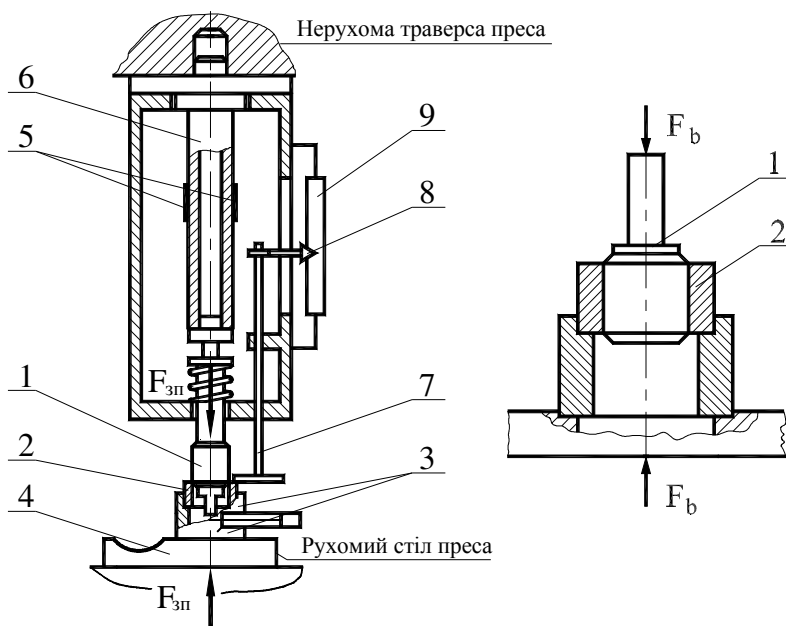


Рис. 3. Устрій для провороту з'єднання Рис. 4. Запресування вала у втулку

Порядок виконання роботи

1. Встановити з'єднання в положення для запресування (рис. 3). Провести запресування з одночасною реєстрацією на діаграмі двокоординатного самописного приладу залежності сили $F_{зп}$ від довжини запресування.

2. Встановити запресоване з'єднання в положення для виміру обертового моменту при провороті (рис. 5). Увімкнути механізм переміщення рухомого столу преса. У процесі навантаження реєструються переміщення столу і сила F_T , що прикладається до «ножиць» (рис. 5). Навантаження припиняють відразу ж після припинення росту сили F_T , тобто в момент початку провороту з'єднання. Максимальна сила F_T , помножена на плече прикладення сили R , приймається рівною граничному обертовому моменту.

3. Встановити з'єднання в положення для випресування (рис. 4). Провести випресування з одночасним записом на діаграмі двокоординатного самописного приладу залежності сили випресування від довжини випресування.

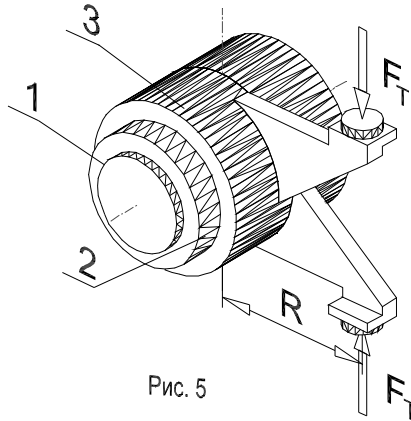


Рис. 5

Обробка результатів дослідів

Коефіцієнти тертя, що діють у випробовуваному з'єднанні, доцільно розраховувати при максимальних значеннях сили і обертового момента (при повній довжині запресування). По залежності (8) визначають обмірюваний натяг N , а по формулі (4) - розрахунковий натяг δ . Величину тиску p на робочих поверхнях визначають по залежності (1), де модуль пружності E можна приймати рівним: для сталі $2,0 \cdot 10^5$ МПа, для чавуна $1,0 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуасона μ для сталі дорівнює 0,3, для чавуна - 0,25. Коефіцієнти c_1 і c_2 визначають по залежності (2) і (3).

Формули для розрахунків коефіцієнтів тертя при запресуванні $f_{зм}$, випресуванні f_e і провороті f_T одержують із залежностей (5) - (7).

Статистичному опрацюванню підлягають значення коефіцієнтів тертя, отриманих для одного (за указівкою викладача) виду випробувань, тобто при запресуванні, випресуванні або провороті.

При заповненні зведеної таблиці значення коефіцієнтів тертя використовують результати даного дослідів, а також попередніх дослідів.

Середнє значення \bar{f} і середнє квадратичне відхилення коефіцієнта тертя визначають по таких залежностях:

$$\bar{f} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f_i ; s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (f_i - \bar{f})^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \left[\sum_{i=1}^n f_i^2 - n\bar{f}^2 \right]},$$

де f_i - значення коефіцієнта тертя, отриманого в i -ому досліді;

n - число дослідів.

При розрахунках несучої спроможності пресового з'єднання інтерес подає мінімальне значення коефіцієнта тертя, тоді як при виборі преса для

механічного пресування використовують його максимальні значення. Отримані в експерименті максимальне f_{max} і мінімальне f_{min} значення служать оцінкою меж поля розсіювання коефіцієнта тертя. Істинні значення верхньої f_B і нижньої f_H меж поля розсіювання коефіцієнта тертя визначають по формулах

$$f_H = \bar{f} - ks; \quad f_B = \bar{f} + ks,$$

де k - коефіцієнт, обумовлений формулами математичної статистики в залежності від заданої вірогідності P улучення значень коефіцієнта тертя в інтервал $[f_H, f_B]$, числа випробувань і необхідної довірчої вірогідності P_δ .

При найбільш поширених значеннях вірогідності $P=0,94$ і $P_\delta=0,95$ коефіцієнт k у залежності від числа випробувань n приймає різні значення (див. таблицю 2).

Таблиця 2. Значення коефіцієнта k

n	10	12	14	16	18	20	30	50	100
k	3,92	3,77	3,66	3,57	3,50	3,45	3,26	3,06	2,42

Контрольні питання

1. Принцип роботи з'єднання з натягом.
2. Від яких чинників залежить навантажувальна спроможність з'єднання з натягом?
3. Від яких чинників залежить коефіцієнт тертя в з'єднанні?
4. Як впливає шорсткість поверхонь деталей на працездатність з'єднань?

Студент повинен уміти:

1. Виміряти натяг у з'єднанні вал - втулка.
2. Оцінювати шорсткість поверхонь.
3. Розраховувати граничні по міцності зчеплення навантаження в з'єднанні з натягом.

Література

1. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. - 656 с.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7

«ВІВЧЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ І ЇХНІХ ВУЗЛІВ»

Мета роботи - вивчення класифікації, умовних позначень, конструкцій підшипників кочення, а також ознайомлення з вузлами опор кочення і з деякими методами їхніх випробувань.

1. Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікують (лист 229, [1]) по таких основних ознаках: напрямку сприйманих навантажень, формі тіл кочення, числу рядів тіл кочення, конструктивних особливостях.

По напрямку сприйманих навантажень підшипники розділяються на чотири групи: а) радіальні - призначені для сприйняття тільки радіальних або переважно радіальних навантажень; б) радіально-упорні - призначені для сприйняття комбінованих, радіальних і осьових навантажень;

в) упорно-радіальні - призначені для сприйняття осьових навантажень, але спроможні сприймати і невеличкі радіальні навантаження;

г) упорні - призначені для сприйняття тільки осьових навантажень.

За формою тіл кочення підшипники діляться на кулькові і роликові.

Роликові підшипники бувають: а) з короткими циліндричними роликами; б) з конічними роликами;

в) з голчастими роликами;

г) зі сферичними або сфероконічними роликами.

Циліндричні і конічні ролики виготовляють у даний час із невеличкою (7...30 мкм на сторону) опуклістю поверхні кочення (бомбіною) і з округленими торцями. Підшипники з такими роликами відрізняються підвищеним ресурсом і меншою чутливістю до перекосів кілець.

По числу рядів тіл кочення підшипники підрозділяються на одно-, дво- і чотирирядні.

По основній конструктивній ознаці підшипники розділяються на несамовстановлені і самовстановлені (сферичні).

Крім основних підшипників кожного типу виготовляють їхні конструктивні різновиди: із канавками під упорне кільце, із захисними шайбами, із додатковими бортами, із конічним отвором внутрішнього кільця і т. ін.

2. Умовні позначення

Основне умовне позначення, додаткові знаки і знак заводу-виготовлювача (наприклад, ДПЗ-1) нанесені на торці кілець підшипників [2]. Основне умовне позначення складається з цифр (максимальна кількість цифр 7) і характеризує внутрішній діаметр підшипника, його серію, тип, конструктивний різновид. Порядок відліку цифр справа ліворуч (рис. 1).

Для підшипників із внутрішнім діаметром від 20 до 495 мм, за винят-

ком радіально-упорних кулькових із знімним зовнішнім кільцем, **дві перші цифри** позначення є часткою від ділення внутрішнього діаметра в мм на 5. За тим же винятком внутрішні діаметри 10, 12, 15 і 17 мм позначаються відповідно 00, 01, 02 і 03.

Третя і сьома цифри вказують серію підшипників усіх діаметрів, крім малих (до 9 мм включно). Третя цифра, що позначає серію діаметрів, разом із сьомою цифрою, що позначає серію ширини, визначають розмірну серію підшипників. Якщо сьома цифра - 0, то цифра на третьому місці характеризує серію по діаметру і ширині.

Четверта цифра позначає тип підшипника:

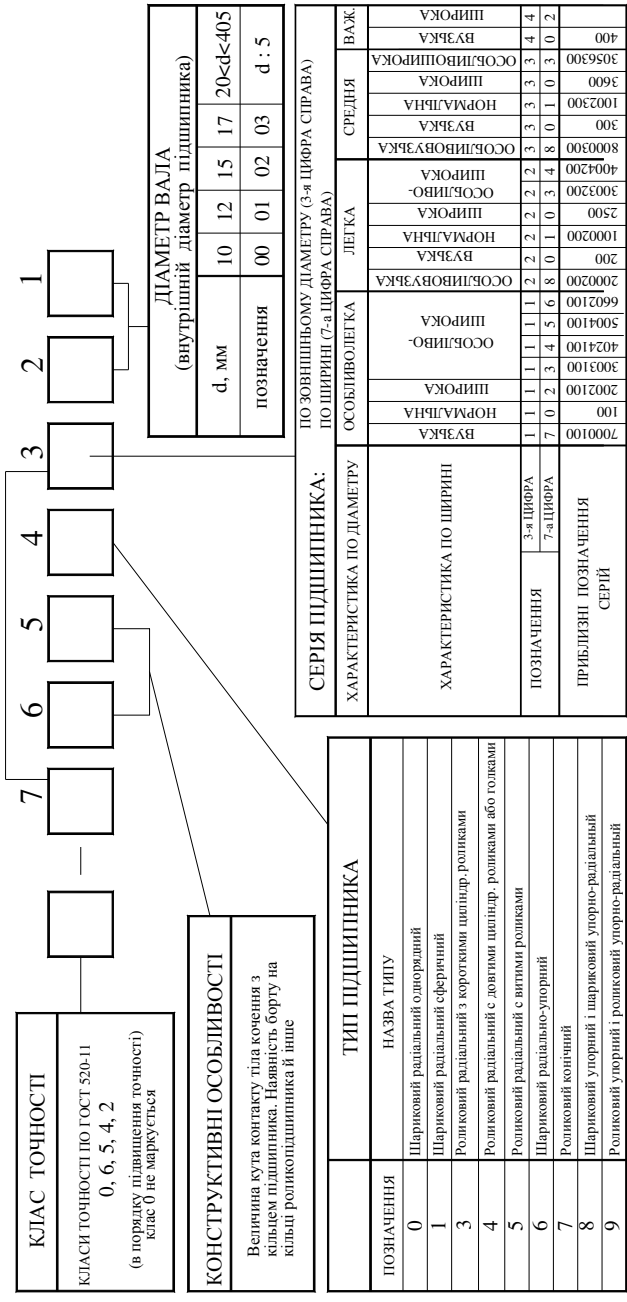
кульковий радіальний однорядний.....	0
кульковий радіальний сферичний	1
роликовий радіальний із короткими циліндричними роликами.....	2
роликовий радіальний сферичний.....	3
роликовий радіальний із довгими циліндричними або голчастими роликами.....	4
роликовий радіальний із витими роликами	5
кульковий радіально-упорний	6
роликовий конічний.....	7
кульковий упорний і кульковий упорно-радіальний.....	8
роликовий упорний і роликовий упорно-радіальний.....	9

П'ята або п'ята із шостою цифрою позначають конструктивний різновид підшипника, наявність канавки під упорне кільце, номінальний кут контакту тіл кочення з зовнішнім кільцем підшипника в радіально-упорних підшипниках і ін.

В основному умовному позначенні нулі, що стоять лівіше останньої значущої цифри, опускаються. Крім цифр основного позначення зліва і справа від нього можуть маркіруватись додаткові знаки (буквені або цифрові). Наприклад, клас точності підшипника маркірується цифрою зліва через тире від основного позначення.

Позначення класів точності в порядку зростання точності: 0, 6, 5, 4, 2. Клас точності підшипника «0» не проставляється. Зліва від позначення класу точності можуть бути проставлені додаткові знаки, які вказують на те, що підшипник виготовлений по спеціальних вимогах до радіального зазору і моменту тертя. При наявності цих знаків позначення класу точності «0» зберігається.

Справа від основного позначення можуть стояти буквені знаки, що характеризують матеріал деталей підшипника (наприклад, буква Е означає, що сепаратор виконаний із пластичних матеріалів, буква Р - деталі підшипника виготовлені з теплостійких сталей, буква Ю - усі або частина деталей виготовлені з нержавіючої сталі), конструктивні зміни деталей підшипника позначають буквою К з цифрами, букви Т, Т1, Т2, ... , Т6 вказують на спеціальну термообробку підшипника (темп-ра відповідно 200°, 225°, 250°, ..., 450°С).



ПРИКЛАД ПОЗНАЧЕНЬ:
 4074108 - Підшипник роликовий радіальний з голковими роликами особливолегкої особливоширокої серії на діаметр вала 40мм, клас точності - 0.
 6-36208 - Підшипник шариковий радіально-упорний з кутом контакту 12° легкої вузької серії на діаметр вала 40мм, клас точності - 6.

Рис. 1. Умовні позначення підшипників кочення

3. Стисла характеристика підшипників основних типів [1,3...5]

Кулькові радіальні однорядні підшипники типу (0000) призначені для сприйняття радіальних і обмежених осьових навантажень будь-якого напрямку, є одними з найбільш поширених і дешевих підшипників. Динамічна і статична радіальна вантажопідіймальність їх нижче, ніж у роликоті підшипників рівних розмірів. Вони характеризуються порівняно малими радіальною й особливо осьовою жорсткістю, не рекомендуються для застосування у вузлах, що потребують точної осьової фіксації валів. Допустимі кути взаємного перекошу кілець (внутрішнього відносно зовнішнього) підшипників із нормальними радіальними зорами при радіальному навантаженні - до $6'$ (тут і далі дані про допустимі перекоши відносяться до підшипників класів точності 0 і 6).

Кулькові радіальні дворядні сферичні підшипники (тип 1000) призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати й обмежені осьові навантаження будь-якого напрямку. Радіальна вантажопідіймальність у них значно нижче, ніж у радіальних однорядних шарикоті підшипників. Допускають значні (до $40'$) взаємні перекоши кілець. Застосовуються у вузлах із нежорсткими валами й у конструкціях, у яких не може бути забезпечена належна співвісність отворів корпусів.

Роликові радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами (тип 2000) призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Виготовляють також підшипники з додатковим бортом на внутрішньому (42000) або зовнішньому (12000) кільці. Ці підшипники можуть сприймати крім радіального ще й обмежене осьове навантаження. Допускають роздільний монтаж внутрішнього (із комплектом роликів) і зовнішнього кілець підшипника. Підшипники з модифікованим контактом допускають взаємні перекоши до $6'$ (без модифікації - до $2'$).

Роликоті підшипники голчасті відрізняються великою радіальною вантажопідіймальністю при малих радіальних габаритах. Осьові навантаження сприймати не можуть. По допустимих частотах обертання вони поступаються роликоті підшипникам із короткими циліндричними роликами, але добре працюють в умовах хитання одного з кілець; дуже чутливі до взаємних перекосів кілець (однорядні без модифікації профілю допускають перекоши до $1'$, із модифікацією до $4'$).

Кулькові радіально-упорні підшипники призначені для сприйняття радіальних і осьових навантажень. Регульовані підшипники типів 6000, 36000, 46000 і 66000 спроможні сприймати осьове навантаження тільки в однім напрямку, без осьових навантажень в опорах працювати не можуть. При визначенні цих навантажень слід враховувати осьові сили, що виникають під дією радіальних навантажень через нахил контактних ліній. Нерегульовані підшипники (із розрізним зовнішнім або внутрішнім кільцем, а також дворядні підшипники) можуть сприймати осьове навантаження будь-якого напрямку і працювати без осьових навантажень. Номінальний кут контакту в підшипника

типів 6000 і 36000 дорівнює 12° , а в підшипників 46000 і 66000 відповідно - 26° і 36° . Номінальний кут контакту підшипників із розрізними кільцями дорівнює 26° . Чим менше кут контакту, тим більше радіальна і менше осьова жорсткість і вантажопідіймальність підшипників. З ростом кута контакту знижується гранична швидкохідність через негативний вплив гіроскопічного ефекту.

Радіально-упорні шарикопідшипники відрізняються від радіальних великим числом кульок, тому їхня жорсткість і вантажопідіймальність вищі.

Регульовані підшипники збирають у вузлах машин так, щоб при сталому температурному режимі радіальні й осьові зазори в них наблизилися до нуля, а в деяких випадках їх збирають із попереднім натягом. Допустимі взаємні перекоси кілець - $4' \dots 6'$ (більші значення відповідають малим кутам контакту).

Роликові радіально-упорні однорядні підшипники з конічними роликами призначені для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень. Без осьових навантажень в опорах, як і регульовані радіально-упорні шарикопідшипники, працювати не можуть. Для сприйняття двосторонніх осьових навантажень вони застосовуються в парі. Підшипники випускають із кутами $\alpha = 10^{\circ} \dots 18^{\circ}$ (тип 7000) і $\alpha = 20^{\circ} \dots 30^{\circ}$ (тип 27000).

Пару підшипників типу 27000 рекомендується встановлювати в одній, фіксуючій вал, опорі. У вузлі з радіально-упорними роликовими підшипниками повинно бути передбачене регулювання осьового зазору підшипників. У порівнянні з кульковими радіально-упорними підшипниками ці підшипники відрізняються більшою вантажопідіймальністю, меншими точністю обертання і граничною частотою обертання. Допускається роздільний монтаж зовнішнього і внутрішнього кілець із комплектом роликів. Підшипники з модифікованим контактом можуть мати взаємні перекоси кілець до $4'$ (без модифікації - до $2'$, із модифікацією контакту на робочій поверхні зовнішнього кільця - до $8'$).

Кулькові упорні одинарні підшипники (тип 8000) призначені для сприйняття одностороннього осьового навантаження, вони застосовуються при значно менших у порівнянні з іншими шарикопідшипниками частотах обертання, дуже чутливі до перекосів (допускають взаємний перекис кілець до $2'$).

4. Стислий опис вузлів з опорами кочення

По спроможності фіксувати осьове положення вала опори діляться на плаваючі і фіксуючі. Плаваючі опори припускають осьове переміщення вала в будь-якому напрямку, фіксуючі опори обмежують осьові переміщення в одному або в обох напрямках. Осьові навантаження можуть сприймати тільки фіксуючі опори. Звичайно вал установлюють на двох опорах, причому можливі різноманітні сполучення плаваючих і фіксуючих опор.

Схема 1. Обидві опори плаваючі. Застосовують у тих випадках, коли осьова фіксація здійснюється якимись іншими елементами конструкції, наприклад, зубцями шевронних зубчастих коліс. Тут зайвий зв'язок у виді фіксуючої опори призвів би до статичної невизначеності системи.

Схема 2. Одна з опор фіксує, друга - плаваюча. У такому вигляді система може бути подана у виді балки з однією шарнірно-рухливою й однією шарнірно-нерухомою опорами. У якості плаваючої доцільно застосовувати найменш навантажену опору. Величини осьових переміщень валів у фіксуючих опорах залежать від власного осьового зазору в підшипниках, засобів кріплення кілець підшипників на валах і в корпусах, а також від власної осьової жорсткості підшипників.

Основні переваги другої схеми:

- не потрібне точне розташування посадкових місць по довжині;
- опори можуть бути встановлені на будь-якій відстані одна від одної, тому що навіть значні температурні деформації будуть компенсуватися осьовими переміщеннями плаваючої опори;
- висока осьова жорсткість і вантажопідіймальність фіксуючих опор, особливо у випадку застосування двох радіально-упорних підшипників із великими кутами нахилу контактних ліній.

Схема 3. Кожна з опор обмежує переміщення вала в одному напрямку. Така схема найбільше проста, для її конструктивного рішення потрібна менша кількість деталей. Ця схема широко застосовується особливо при малих відстанях між опорами. При великих відстанях між опорами слід враховувати небезпеку порушення нормальної роботи вузла в результаті неоднакового подовження вала і корпуса при нагріванні.

5. Дослідження моменту сил опору обертанню в підшипниках кочення

Енергетичні втрати в підшипниках кочення виникають у результаті складного фізичного процесу.

Величина моменту сил опору визначається одночасною дією ряду явищ: прослизанням тіл кочення по площадках контакту, пружним гістерезисом у матеріалі контактних тіл, сковзанням тіл кочення по поверхні гнізд сепаратора, сковзанням масивного сепаратора по поверхнях центрувальних кілець, опором мастильного матеріалу і зовнішнього середовища.

Повна величина моменту опору може бути точно визначена тільки при експериментальних дослідженнях. Встановлено, що величина моменту опору залежить від величини і напрямку зовнішнього навантаження, типу, розміру і класу точності підшипника, частоти обертання, способу змащування, в'язкості мастильного матеріалу і точності монтажу.

Миттєве значення величини моменту опору мінливе й у процесі обертання при незмінних зовнішніх умовах роботи підшипника може змінюватися

в декілька разів за один оборот. Для практичних розрахунків звичайно використовують середні значення моментів опору, які оцінюють по емпіричних залежностях.

Для експериментальних досліджень застосовують різні прилади, наприклад, маятниковий прилад типу ДМ-28М, конструкція якого приведена на рис. 2. На кінці вала 1 установлені чотири підшипники. На зовнішні кільця двох середніх підшипників 2 насаджена жорстка втулка 3. Зовнішні кільця двох зовнішніх підшипників 4 закріплені в корпусі 5 і кришці корпусу 6. Втулка встановлена у корпусі з радіальним зазором. Навантажувальний устрій складається з динамометра 7, гвинта 8 і індикатора 9. При обертанні гвинта динамометр деформується силою $2F_r$, при цьому кожний підшипник навантажується силою F_r .

Навантаження вимірюють індикатором, шкала якого градуйована в H . Момент сил опору обертанню в чотирьох підшипниках намагається повернути корпус разом із маятником і вантажем 10 у напрямку обертання. Величину цього моменту визначають по шкалі 11 у Hm у залежності від величини відхилення маятника.

Величину сили, яка розвивається пресом, реєструють за допомогою тензодатчиків 5, наклеєних на стрижень трубчастого перерізу 6.

Переміщення столу, отже, і відносне переміщення втулки і вала вимірюють за допомогою потенціометра, який складається зі штанги 7, жорстко сполученої з повзуном 8, що переміщається по резистору 9. Для установки стрілки покажчика моменту сил опору в нульове положення використовують зрівноважений вантаж 12. Обертання від електродвигуна 13 до вала передається через клинний ремінь 14.

Переставляючи клинний ремінь на ступінчастих шківках, можна змінювати частоту обертання внутрішніх кілець підшипників. Пересуванням поршня 15 можна змінювати рівень мастильного матеріалу в підшипниках. У приладі передбачений вимір моментів тертя також і за допомогою тензодатчиків, наклеєних на вимірювальну пружину 16.

Методичні вказівки по виконанню досліджень моменту сил опору обертанню

Основна *мета* цієї частини *роботи* - вивчення приладу, застосовуваного для виміру моменту сил опору обертанню, тому робота носить демонстраційний характер. Студентів знайомлять з описом приладу і його конструкцією. Випробування виконують у якомусь одному режимі.

Докладні випробування в різних режимах, а також вивчення методів тарування і наладки приладу можуть виконуватися по лінії студентських науково-дослідних робіт.

СХЕМА ПРИБАДУ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТА
ОПОРУ КОЧЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Вид А

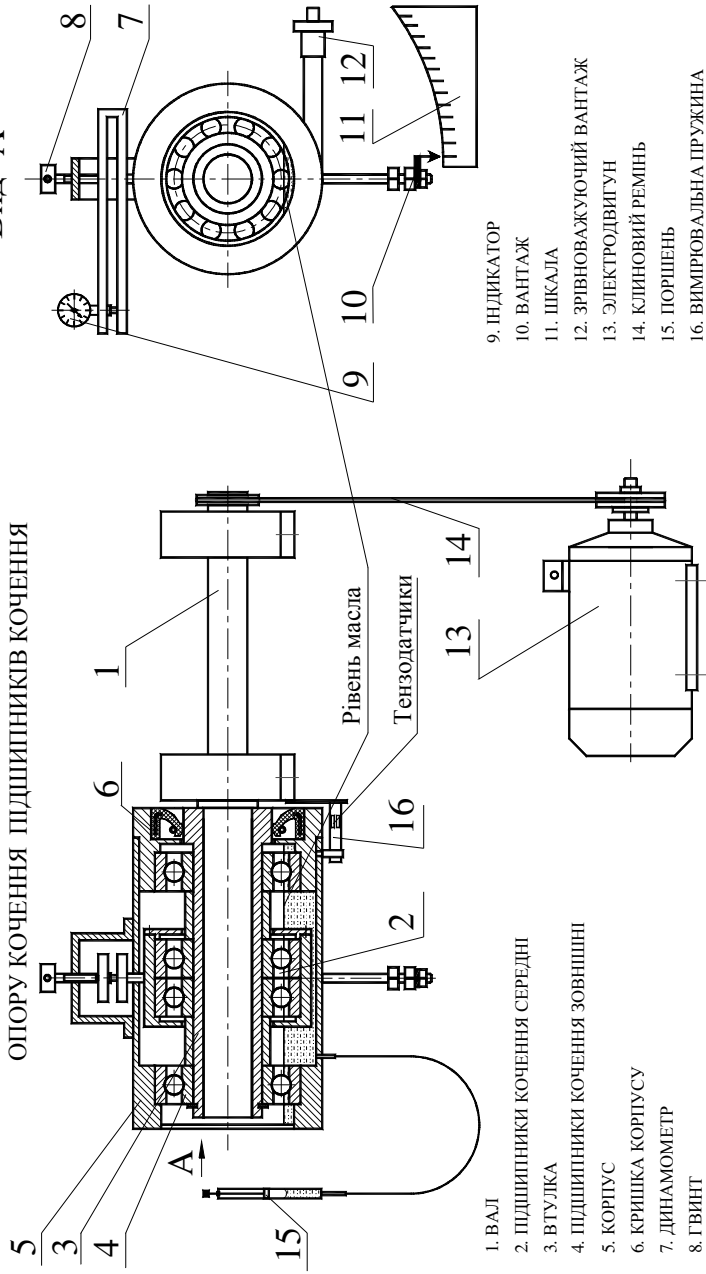


Рис. 2. Схема приладу ДМ - 28М

Порядок проведення роботи

По методичних вказівках і плакатах необхідно ознайомитися з класифікацією підшипників кочення, їхніми умовними позначеннями і підшипниковими вузлами.

Потім слід вивчити конструкцію підшипників по планшету зі зразками.

Після цього треба заповнити протокол звіту:

- показати стрілками на ескізах підшипників напрямки сприйманих навантажень;
- дати розшифрування умовних позначень підшипників, нанесених на торцях кілець;
- написати стисло характеристику кожного підшипника.

Під час демонстрації роботи стенда визначити момент сил опору обертанню в підшипниках кочення.

На закінчення необхідно захистити протокол звіту у викладача.

Контрольні питання

1. Навантаження яких напрямків може сприймати даний підшипник?
2. Чи забезпечує підшипник фіксацію вала в осьовому напрямку?
3. Чому дорівнюють допустимі межі взаємних перекосів кілець підшипників?
4. Дайте порівняльну оцінку вантажопідймальності і жорсткості підшипників (порівняйте з кульковим радіальним однорядним).

Література

1. Машины и стенды для испытаний деталей. Под ред. Д. Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
2. Подшипники качения: Справочник-каталог. /Под редакцией Нарышкина В. Н. и Коросташевского Р. В. - М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. - 656 с.
4. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. - 256 с.
5. Детали машин. Атлас конструкций. /Под редакцией Д. Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 368 с.
6. Перель Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. - М.: Машиностроение, 1983. - 543 с.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8

«ВИВЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ МУФТ ПРИВОДІВ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ МУФТ»

Мета роботи - вивчення конструкцій механічних муфт і експериментальне визначення основних характеристик пружних муфт.

У результаті виконання роботи студенти повинні знати: призначення, конструкції й область застосування найбільше поширених муфт приводів, основні критерії їхньої працездатності; призначення й основні властивості пружних муфт, конструкцію випробувальної установки.

Вміти визначати: крутильну жорсткість муфти, демпфірувальну спроможність муфти, навантаження від муфти на валах при їхньому взаємному зсуві.

1. Стислий опис муфт

Муфта фланцева - найбільше поширений тип глухих муфт. Вона складається з двох напівмуфт із фланцями, стягнутих болтами. Обертний момент передається силами тертя між фланцями і болтами, якщо вони поставлені без зазору. Муфти потребують строгої співвісності валів. Взаємне центрування напівмуфт здійснюють або болтами, які встановлюють у розвернуті отвори без зазору, або центрувальними фасками. Фланцеві муфти стандартизовані.

Зубчаста муфта - відноситься до жорстких компенсувальних. Муфта складається з двох втулок із зовнішніми зубцями і насадженої на них обойми з внутрішніми зубцями звичайного евольвентного профілю. Для поліпшення компенсувальних властивостей муфти зубці модифікують і виконують зі збільшеним бічним зазором. Для збільшення зносостійкості і зниження втрат на тертя зубці повинні працювати в рідкому мастилi великої в'язкості.

Муфта шарнірна - служить для з'єднання валів, що мають значні кути перекосу (45°). Муфти зі здвоєними шарнірами можуть працювати і з радіальним зсувом валів. Конструкцію з двома шарнірними муфтами, сполученими проміжною деталлю, називають карданним валом. Третьові поверхні муфти повинні мати високу твердість. Широке поширення одержали муфти із шарнірами кочення у вигляді голчастих підшипників. Шарнірні муфти стандартизовані.

Муфта з торовидною оболонкою - відноситься до типу пружних муфт з високими компенсувальними властивостями. Оболонки часто виконують із гуми, армованої нитками корда. Для зручності монтажу і спрощення конструкції муфти оболонку опуклого профілю іноді роблять із розрізом. Поширена відмова муфти - руйнація оболонки в зоні затискання борта. Переваги муфти - малі навантаження на вали й опори, відсутність зазорів і висока демпфірувальна спроможність. Вади - значні габарити, складність монтажу

нерозрізної оболонки, наявність осьових сил при значних частотах обертання. Муфти з оболонками опуклого й увігнутого профілів стандартизовані.

Муфта кулачкова - служить для з'єднання і роз'єднання валів за допомогою механізму керування. Муфта складається з двох напівмуфт із торцевими кулачками, які входять у западини між кулачками сполученої напівмуфти. Профіль кулачків може бути трикутним, трапецеїдальним, прямокутним або іншим. Кулачки прямокутного профілю не створюють осьових сил на валах. Для підвищення зносостійкості робочі поверхні кулачків повинні мати високу твердість.

Захисна муфта з руйнівним елементом - призначена для захисту механізмів від дії малоймовірних перевантажень. Муфта проста і надійна в роботі. Елемент, що руйнується - штифт - розміщують у загартованих втулках. При перевантаженнях штифт зрізається і вали розчіплюються, захищаючи механізм від поломок. Для підвищення точності спрацьовування штифти виконують із сталей підвищеної твердості і постачають V - образною кільцевою проточкою. Вади муфт - поступове зниження міцності штифта внаслідок накопичення втомлених ушкоджень, значне радіальне навантаження при наявності одного штифта; зниження точності спрацьовування при використанні декількох штифтів через неминучі помилки виготовлення.

Муфта фрикційна дискова - конструктивно може бути виконана як керована зчіпна або захисна. Обертовий момент у цих муфтах передається за рахунок тертя на робочих поверхнях фрикційних дисків, що працюють в маслі або насухо. Керування муфтою може бути важільним, гідравлічним, пневматичним і електромагнітним. Фрикційні муфти забезпечують плавне і безшумне вмикання механізмів без великих динамічних навантажень. Критерії працездатності фрикційних муфт - надійність зчеплення, зносостійкість і теплостійкість контактуючих поверхонь. У захисних муфтах стиск дисків здійснюють тарованими пружинами.

Обгінна муфта (муфта вільного ходу) призначена для передачі обертового моменту тільки в однім напрямку і за умови, що частота обертання веденого вала не перевищує частоти обертання ведучого. Найбільше простою і поширеною є фрикційна роликів муфта, що складається з зірочки, роликів, обойми і притискних устроїв. До переваг муфт відносять компактність, безшумність, наявність деякої кутової податливості і малий «мертвий» хід. Ведучою ланкою може бути зірочка або обойма. Оптимальний кут заклинення роликів $6^{\circ} \dots 8^{\circ}$. Деталі обгінних муфт повинні мати високу твердість, щоб уникнути пластичних деформацій через контактні напруження.

Відцентрова колодкова муфта - служить для автоматичного з'єднання валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Обертовий момент передається за рахунок сил тертя, що виникають від притискання колодок відцентровими силами до обойми. Колодки постачають фрикційними накладками для збільшення сил тертя і зменшення зносу. Використання нормально-розімкнутих відцентрових муфт у приводі дозволяє застосовувати для

розгону машин двигуни з малими пусковими моментами (звичайні асинхронні двигуни і ДВС). Критеріями працездатності відцентрової колодкової муфти є надійність зчеплення, зносостійкість і теплостійкість поверхонь тертя.

При вивченні конструкції вищевказаних муфт використовується комплект моделей муфт ДМ - 74/3.

2. Експериментальне визначення основних характеристик пружних муфт

Властивості пружних муфт

Крутильна жорсткість муфти характеризується відношенням малого збільшення обертового моменту до малого збільшення взаємного кута повороту напівмуфт. Якщо жорсткість муфти постійна, то таку муфту називають муфтою з лінійною характеристикою, у протилежному випадку - із нелінійною.

Демпфувальна спроможність - властивість муфти незворотно поглинати механічну енергію. Для кількісної оцінки демпфувальної спроможності служать коефіцієнт поглинання, рівний відношенню втраченої за цикл енергії до потенційної енергії пружного елемента при амплітудному значенні деформації, а також логарифмічний декремент коливань.

Компенсувальна спроможність - властивість муфт зменшувати навантаження, що діють на вали й опори при з'єднанні неспіввісних валів. Допустимі зсуви валів обмежуються довговічністю муфти і виникаючими навантаженнями на вали й опори.

Установка для дослідження пружних муфт

Установка ДМ -76 (рис. 1) призначена для комплексного дослідження пружних муфт і дозволяє визначати:

- крутильну жорсткість;
- демпфувальну спроможність;
- сили і згинаючі моменти, виникаючі від муфти на валах, при їхньому взаємному зсуві.

можуть бути проведені в неповному обсязі в залежності від майбутньої спеціальності студентів.

1. Визначення крутильної жорсткості муфти при статичному навантаженні. На рис. 2 показана кінематична схема установки.

Увімкнувши ручкою 7 (рис. 1) зчіпну муфту, за допомогою черв'ячної передачі здійснюють статичне навантаження досліджуваної муфти обертовим моментом T з реєстрацією петлі гістерезису. Тангенс кута нахилу діагоналі петлі гістерезису (рис. 3) чисельно дорівнює сумарній жорсткості тензOMETричного вала і муфти:

$$\operatorname{tg} \alpha = C.$$

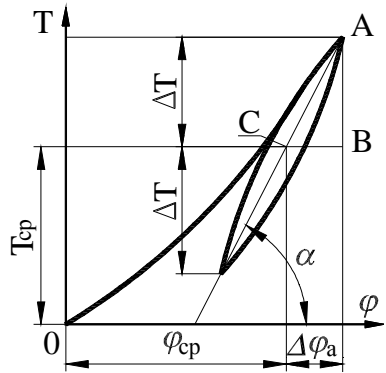
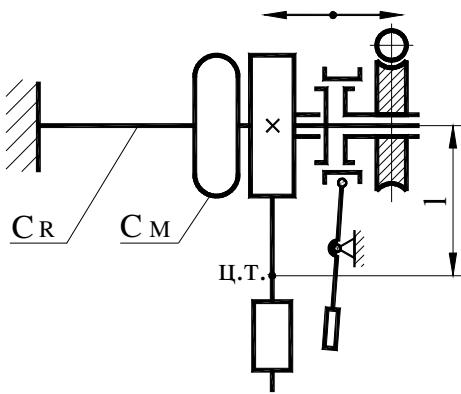


Рис. 2. Кінематична схема установки ДМ-76

Рис. 3. Петля гістерезису

Тому що з'єднання жорсткостей послідовне, то

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_M} + \frac{1}{C_B}, \quad (1)$$

де C_M - крутильна жорсткість муфти,

C_B - крутильна жорсткість тензOMETричного вала.

Звідси

$$C_M = C_B \cdot \operatorname{tg} \alpha / (C_B - \operatorname{tg} \alpha).$$

Крутильну жорсткість вала C_B визначають заздалегідь за допомогою спеціального тарувального устрою, що прикладається до установки.

При $C_M \ll C_B$ можна прийняти $C_M \approx \operatorname{tg} \alpha = \Delta T / \Delta \varphi_a$.

Для муфт із гумовими пружними елементами крутильна жорсткість залежить від амплітуди кута повороту $\Delta \varphi_a$ і швидкості навантаження.

2. Визначення крутильної жорсткості муфти при динамічному наван-

таженні. При динамічному навантаженні крутильна жорсткість муфти може бути визначена по віброграмі вільних коливань системи. Диференціальне рівняння руху цієї системи (рис. 2) при малих коливаннях має вигляд

$$J\ddot{\varphi} + (Mgl + C)\varphi = 0,$$

де J і M - момент інерції і маса коливних частин,

l - відстань від осі повороту до центру мас маховика з маятником,

g - прискорення вільного падіння,

φ - кут повороту.

Рішення рівняння дозволяє визначити кругову частоту коливань

$$\omega^2 = (Mgl + C)/J. \quad (2)$$

Якщо визначити частоту коливань системи зі знятою оболонкою ($C = 0$), то з рівняння (2) слідує

$$\omega_1^2 = Mgl/J. \quad (3)$$

Приймаючи до уваги (1) і вирішуючи систему рівнянь (2) і (3), можна визначити крутильну жорсткість муфти

$$C_M = \frac{Mgl(\omega^2 / \omega_1^2 - 1)C_B}{C_B - Mgl(\omega^2 / \omega_1^2 - 1)}.$$

Тому що кругова частота ω пов'язана з умовним періодом коливань τ співвідношенням $\omega = 2\pi/\tau$, а крутильна жорсткість муфти в даному випадку багато менше крутильної жорсткості тензометричного вала ($C_M \ll C_B$), то останню залежність можна спростити:

$$C_M \approx Mgl(\tau^2 / \tau_1^2 - 1).$$

Таким чином, для обчислення крутильної жорсткості муфти необхідно одержати дві віброграми вільних коливань системи: без муфти (рис. 4, *a*) і з муфтою (рис. 4, *b*) - і визначити відповідні періоди коливань τ_1 і τ . Віброграму коливань системи без муфти одержують заздалегідь при підготованні установки до експерименту і визначають період коливань τ_1 .

Для одержання віброграми коливань системи з муфтою необхідно зафіксувати маятник ручкою 9 (рис. 1) у відхиленому стані. Зубчаста зчпна муфта при цьому повинна бути вимкнена. Після вимикання фіксатора 9 маятник, жорстко пов'язаний із маховиком і муфтою, здійснює коливання, які автоматично записують або за допомогою шлейфового осцилографа, або на графобудівнику типу Н306, або в пам'яті ЕОМ із наступним виведенням на друкування.

Значення маси M зазначено в паспорті установки, а l обчислюють у залежності від положення маятника по висоті стрижня.

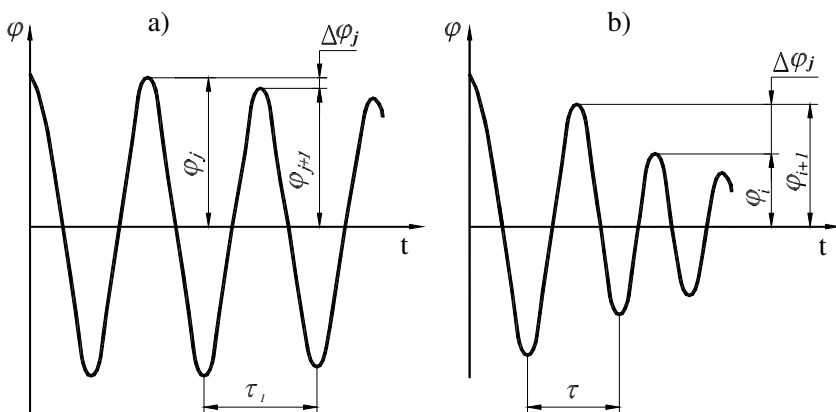


Рис. 4. Віброграми вільних коливань системи

3. Визначення демпфірувальної спроможності муфти при статичному навантаженні. Володіючи петлею гістерезису (рис. 3), отриманою при статичному навантаженні, коефіцієнт поглинання можна визначити по формулі

$$\psi(\Delta\varphi_a) = A_n/A_y,$$

де A_n - площа петлі гістерезису, пропорційна енергії, розсіяній за цикл деформування з амплітудою $\Delta\varphi_a$;

A_y - площа трикутника ABC , пропорційна потенційній енергії пружного елемента при амплітудному значенні деформації.

Даний спосіб використовують для муфт, у яких коефіцієнт поглинання не залежить від швидкості навантаження (деформації).

4. Визначення демпфірувальної спроможності муфти при динамічному навантаженні. Розсіювання енергії в муфті при коливаннях відбувається в затискачах бортів оболонки, гумі й у посадкових місцях напівмуфт на валах. Тому при вільних коливаннях системи кожний наступний розмах на віброграмі менше попереднього (рис. 4, б). Відношення двох послідовних напіврозмахів називають декрементом коливань, а логарифм цього відношення $\delta = \ln(\varphi_i / \varphi_{i+1})$ - логарифмічним декрементом коливань.

З урахуванням зменшення розмахів коливань, пов'язаного з втратами в опорах редуктора, логарифмічний декремент системи з муфтою знаходять як

$$\delta_M \approx \ln\left[\varphi_i / (\varphi_{i+1} + \Delta\varphi_j)\right],$$

де $\Delta\varphi_j$ - зменшення розмахів коливань через втрати в опорах редуктора.

Як показує експеримент (рис. 4, а), втрати в опорах дуже малі і розмахи складають арифметичну прогресію

$$\Delta\varphi_j = \varphi_j - \varphi_{j+1} = \Delta\varphi = const.$$

Для підвищення точності обчислень $\Delta\varphi$ необхідно використовувати декілька коливань. Тоді

$$\Delta\varphi = (\varphi_j - \varphi_{j+n}) / n,$$

де n - число періодів коливань.

У зв'язку з тим, що логарифмічний декремент у гумах залежить від швидкості деформування, експеримент слід проводити на частотах, близьких до експлуатаційних. Остаточна залежність логарифмічного декременту має вигляд

$$\delta_M(\bar{\varphi}_i) = \ln \frac{\varphi_i}{\varphi_{i+1} + \Delta\varphi}, \quad (4)$$

де $\bar{\varphi}_i = (\varphi_i + \varphi_{i+1}) / 2$ - середнє значення амплітуди.

Отримавши віброграму коливань системи з муфтою, за допомогою ЕОМ обчислюють логарифмічний декремент по формулі (4) і будують графік $\delta_M(\bar{\varphi}_i)$, який може бути використаний для рішення задач динаміки.

5. Визначення навантажень на валах від муфти. При радіальних і кутових зсувах валів (рис. 5, а і 5, б) тензометричний вал навантажується згинаючими моментами. Епюра згинаючих моментів тензометричного вала має вигляд, показаний на рис. 5, в.

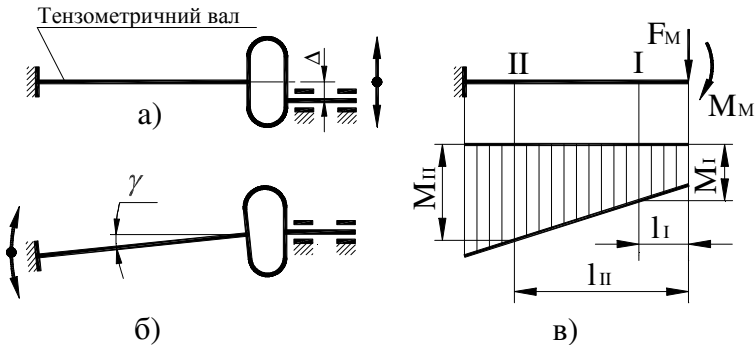


Рис. 5. Визначення навантажень вала від муфти

Замірюючи деформації на поверхні вала в перерізах I і II, пропорційні згинаючим моментам, можна знайти шукані навантаження від муфти, вирішуючи систему рівнянь

$$\begin{aligned} M_I &= F_M l_I + M_M, \\ M_{II} &= F_M l_{II} + M_M, \end{aligned}$$

де F_M і M_M - радіальна сила і згинаючий момент, діючі на вал від муфти;

M_I і M_{II} - сумарні згинаючі моменти, відповідно, у перерізах I і II тензومترчного вала. Тензорезистори в аналізованих перерізах попередньо протарировані за допомогою спеціальних пристосувань.

З рішення рівнянь слідує

$$F_M = (M_{II} - M_I) / (l_{II} - l),$$
$$M_M = (M_I l_{II} - M_{II} l) / (l_{II} - l).$$

Плавню змінюючи радіальний зсув валів Δ (рис. 5, а) ручкою 4 (рис. 1) і кутовий зсув валів γ (рис. 5, б) ручкою 5 (рис. 1), автоматично одержують залежності

$$F_M(\Delta), F_M(\gamma), M_M(\Delta) \text{ і } M_M(\gamma) \quad (5)$$

у графічній або табличній формах.

Контрольні питання

1. Які деталі й у якій послідовності беруть участь у передачі силового потоку від одного вала до іншого (для однієї з муфт - за указівкою викладача)?
2. Приведіть приклади практичного використання всіх розглянутих муфт.

Література

1. Иосилевич Г. В. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1988.- 368 с.
2. Кудрявцев В. Н. Детали машин. - Л.: Машиностроение, 1980. - 464 с.