

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Навчально-науковий Аерокосмічний інститут
Механіко-енергетичний факультет
КАФЕДРА МАШИНОЗНАВСТВА

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри _____ (Кіндрачук М.В.)
(підпис) (ПІБ)

«_____» _____ 2016 р.

Методичні рекомендації з лабораторних робіт
з дисципліни «**Деталі машин**»

Галузь знань 0701 «Транспорт і транспортна інфраструктура»

Напрямок 6.070103 «Обслуговування повітряних суден»

Розробники: П.Носко
П.Філь

K 44
A 38

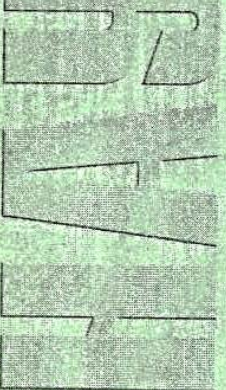


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет



ДЕТАЛІ МАШИН

Лабораторний практикум
для студентів спеціальностей 6.100100
"Літаки і вертольоти", 6.100100 "Технології
та технологічне обладнання аеропортів",
6.100100 "Виробництво, технічне обслуговування
та ремонт повітряних суден і авіадвигунів"



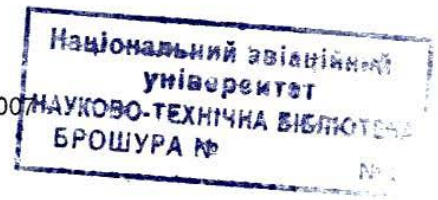
VIVERE!
VINCIERE!
CREARE!

Київ 2007

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет

ДЕТАЛІ МАШИН

Лабораторний практикум
для студентів спеціальностей 6.100100
"Літаки і вертольоти", 6.100100 "Технології
та технологічне обладнання аеропортів",
6.100100 "Виробництво, технічне обслуговування
та ремонт повітряних суден і авіадвигунів"



УДК 621.81(042.4)
ББК К44я 7
Д 38

Укладачі: В.М.Павлов, Г.М.Борозенець, Є.М.Бабенко,
А.С. Крижанівський, О.В.Голубничій

Рецензент В.Ф.Лабунець

Затверджено на засіданні науково-методично-редакційної
ради Аерокосмічного інституту НАУ 19 квітня 2005 року.

Д 38 **Деталі машин:** Лабораторний практикум/ Уклад.:
В.М. Павлов, Г.М. Борозенець, Є.М. Бабенко та ін. – К.:
НАУ, 2007. – 48 с.

Містить загальні методичні рекомендації та описання
лабораторних робіт за кредитно-модульною системою
навчання з дисципліни "Деталі машин", а також список
рекомендованої літератури.

Для студентів третього курсу спеціальностей 6.100100
„Літаки і вертольоти”, 6.100100 „Технології та технологічне
обладнання аеропортів”, 6.100100 „Виробництво, технічне
обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигунів”.

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

Лабораторний практикум із дисципліни "Деталі машин" сприяє закріпленню теоретичних знань, здобутих студентами на лекційних та практичних заняттях, набуттю навиків самостійного вирішення окремих завдань дослідження, проектування та розрахунку деталей машин. Під час виконання лабораторних робіт студенти набувають практичних навиків дослідження роботи болтових з'єднань для різних методів навантаження (зовнішньою осьовою силою, силою зсуву) з методиками визначення коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора, критичної частоти обертання вала; втрати на тертя в підшипниках кочення.

Для ефективної підготовки до лабораторних занять студент повинен вивчити рекомендовану літературу, ознайомитися зі змістом і порядком виконання лабораторної роботи, оформленням звіту (дод. 1–6). Під час самостійної роботи студент має можливість отримати додаткову кваліфіковану консультацію викладача.

Після виконання лабораторної роботи і відповідного оформлення звіту в кінці заняття студент повинен захистити виконану роботу та отримати залік. Студенти, які до закінчення заняття не отримали заліку з лабораторної роботи, повинні з'явитися до викладача в дні проведення консультацій для захисту лабораторної роботи.

Студенти, які пропустили лабораторне заняття з поважних причин, повинні протягом двох наступних тижнів самостійно виконати пропущену роботу. Для цього студент повинен ретельно ознайомитися зі змістом і порядком виконання лабораторної роботи, з'явитися до викладача на співбесіду і отримати дозвіл на виконання роботи у лабораторії кафедри. День і час самостійної роботи студентів у лабораторії визначає кафедра.

Якщо студент успішно виконав передбачені у кожному модулі заплановані лабораторні роботи, то він допускається до виконання контрольної модульної роботи.

Лабораторна робота 1

ДОСЛІДЖЕННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ, НАВАНТАЖЕНИХ СИЛАМИ ЗСУВУ

Мета роботи

1. Закріпити теоретичні знання з розділу „Різьбові з'єднання”.
2. Визначити залежності потрібної сили затяжки болта від сили зсуву деталей.
3. Розрахувати потрібний діаметр болта за умовою міцності на розтяг деталей.
4. Побудувати графік залежності сили зсуву від сили затяжки болта.

Теоретичні відомості

У болтовому з'єднанні, яке навантажено силами зсуву, основною умовою надійності є відсутність відносного зсуву деталей. Розглянемо два варіанти виконання з'єднання.

1. Болт установлено в отвори деталей із зазором (рис. 1, а).

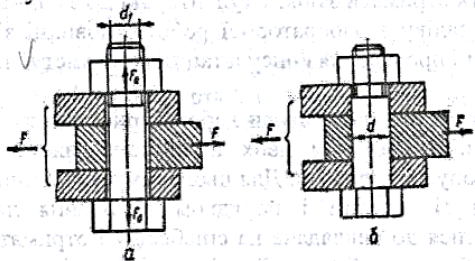


Рис. 1. Болтове з'єднання: з'єднання болтом, установленим із зазором (а) і без зазору (б)

У цьому випадку болт необхідно затягти із зусиллям F_0 , що забезпечує між деталями, які стягуються, силу тертя $F_{тр}$, яку можна визначити за формулою

$$F_{тр} = if_c F_0,$$

де i – кількість пар площин стику; f_c – коефіцієнт тертя ковзання в площинах стику.

Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має такий вигляд

$$F \leq F_{тр} = if_c F_0,$$

де F – зовнішня сила зсуву деталей.

Якщо ввести коефіцієнт надійності з'єднання k , то можна визначити потрібну силу затяжки болта

$$F_0 = \frac{kF}{if_c}.$$

Значення коефіцієнта k вибирають:

- 1,3...1,5 – при статичному навантаженні з'єднання;
- 1,8...2,0 – при дії змінного навантаження.

У розглянутому з'єднанні зовнішня сила F безпосередньо на болт не передається. Тому болт розраховують тільки на статичну міцність за потрібною силою затяжки навіть при дії змінної в часі зовнішньої сили. Потрібний внутрішній діаметр різьби d_1 визначають із умови міцності болта на розтягання:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[\sigma]_p}},$$

де $[\sigma]_p$ – допустиме напруження розтягання, яке можна визначити за формулою:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S},$$

де σ_T – межа текучості матеріалу болта; S – коефіцієнт запасу міцності болта ($S = 2...3$).

2. Болт встановлено в отвори деталей без зазору (рис. 1, б).

Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя між деталями не враховуються, а затяжка болта не обов'язкова.

Болт у цьому з'єднанні розраховують за умовою міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq [\tau]_{зр},$$

де $\tau_{зр}$, $[\tau]_{зр}$ – розрахункове і допустиме напруження зрізу відповідно; $A_{зр}$ – площа перерізу; d – діаметр стрижня болта.

Тут зріз болта відбувається у двох площинах, тому

$$A_{зр} = 2 \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}.$$

Потрібний діаметр стрижня болта може бути визначений за виразом:

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi[\tau]_{зр}}}.$$

Порівнюючи два варіанти постановки болта (із зазором та без зазору), слід зазначити, що перший варіант дешевший за другий, оскільки він не потребує точних розмірів болта і отвору. Однак при тій самій зовнішній силі F на з'єднання потрібний діаметр болта, встановлений із зазором, суттєво більший, ніж діаметр болта, встановлений без зазору.

Описання лабораторної установки

Для виконання лабораторної роботи використовується універсальний прес ДМ30, на якому закріплюють робочий вузол досліджуваного болтового з'єднання ДМ23М. У комплект необхідного устаткування входять: тарувальний ключ, штангенциркуль, різьбомір, набір болтів з гайками М16; М16х1; М16х1,5; М18х1; М18х1,5; М20; М20х1; М20х1,5. Набір втулок під болти М16; М18; М20, набір вкладок та пластин із шорсткістю поверхонь, які мають висоту нерівностей профілю

$$R_z = 2,5; 0,63; 0,16 \text{ мкм.}$$

Конструктивну схему вкладок преса ДМ30 зображено на рис. 2. Він складається з основи 10, на якій закріплено стіл 7.

Черв'ячно-гвинтова передача 9 дозволяє коректувати висоту стола. До основи преса закріплені дві колони 8, на яких закріплена траверса 2 з повзуном 4. Рух повзуна при осьовому розтягуванні або стисканні досліджених об'єктів виконується гвинтовим механізмом 3, обертанням штурвала 1. Натискаючи пресом на повзун, одночасно деформуємо динамометричне кільце 5 з індикатором 6. За показаннями індикатора за допомогою тарувального графіка визначають величину осьової сили (у нашому випадку силу зсуву деталей). За допомогою тарувального ключа створюють необхідну величину моменту загвинчування (рис. 3).

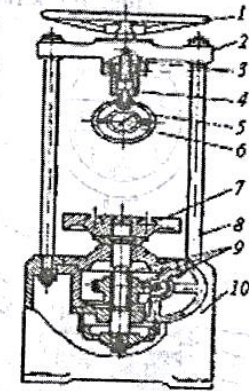


Рис. 2. Гвинтовий прес ДМ30

Величину моменту загвинчування визначають за згином стрижня ключа 4, який фіксують індикатором 3, закріпленим на важелі 2. Ціну поділки індикатора визначають таруванням.

Схему робочого вузла болтового з'єднання зображено на рис. 4.

Робочий вузол лабораторної роботи складається з основи 1, стояків 3 та 11, які з'єднані віссю 2, що закріплена від повороту планкою 12. В отвори стояків встановлені втулки 7 і 9, з яких одна має виріз, в який входить частина голівки болта 6 для закріплення його при затягуванні. Досліджуване болтове з'єднання складається з пари пластин 4 та вкладиша 5, які з'єднані болтом 6 та гайкою 10.

Риски, які мають вкладку і пластини, дозволяють контролювати процес зсуву деталей.

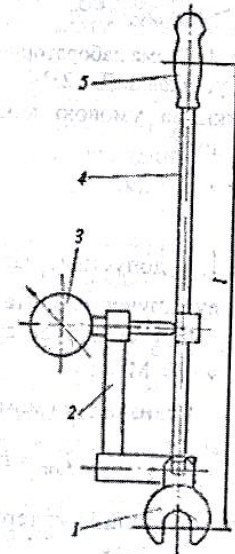


Рис. 3. Динамометричний ключ

Порядок виконання лабораторної роботи

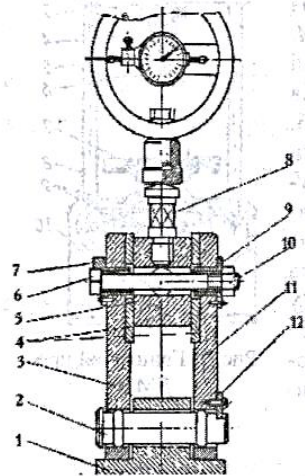


Рис. 4. Схема лабораторної установки ДМ 23М

1. Вибрати з комплексу лабораторної роботи набір із болта, гайки, втулок, вкладки та пари пластин. Визначити: зовнішній діаметр різьби болта – d ; крок різьби – p ; діаметр отвору деталей під болти – d_0 ; зовнішній діаметр опорної площини гайки – D_1 . Розміри d і p необхідно узгоджувати з стандартом, та визначити середній діаметр різьби болта – d_2 .

2. Виконати розрахунки:

а) визначити кут підйому гвинтової лінії різьби за виразом:

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi d_2},$$

б) визначити допустиму силу

затяжки за умовою міцності стрижня болта на розтягання та кручення

$$[F_0] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma]_p}{4 \cdot 1,3},$$

де $[\sigma]_p$ – допустиме напруження розтягання; 1,3 – коефіцієнт, що враховує кручення болта при затяжці.

Для болтів зі сталі марок Ст0, Ст2, Ст3 можна взяти $[\sigma]_p = 120$ МПа;

в) визначити момент загвинчування за виразом:

$$T_{\text{зар}} = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_c \frac{D_1 + d_0}{4} \right],$$

де ρ' – зведений кут тертя в різьбі; f_c – коефіцієнт тертя ковзання в стикі деталей.

У цій роботі беремо коефіцієнт тертя $f_c = 0,15 \dots 0,20$.

Зведений кут тертя в різьбі визначаємо за виразом:

$$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg f',$$

де f – коефіцієнт тертя в різьбі; α – кут профілю різьби. Для метричної різьби: $\alpha = 60^\circ$; $f' \approx 1,15 f$.

Беремо $f_c = 0,15$;

г) визначити силу зсуву деталей для моментів загвинчування, рівних $0,2T_{\text{зар}}$; $0,4T_{\text{зар}}$; $0,6T_{\text{зар}}$; $0,8T_{\text{зар}}$ і $T_{\text{зар}}$ за виразом:

$$F = \frac{ifT_{\text{зар}}}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_c \frac{D_1 + d_0}{4} \right]}$$

1. Скласти робочий вузол лабораторної роботи. Риска на вкладці повинна збігатися з верхньою рисою на пластині.

2. Накреслити схему лабораторної установки.

3. Затягнути болтове з'єднання тарувальним ключем до моменту $0,2T_{\text{зар}}$.

4. Встановити робочий вузол установки на столі пресу.

5. Підвісити наконечник гвинтового пресу до упору 8 і навантажити болтове з'єднання до початку зсуву вкладки відносно пластин. Цей момент визначається за стрибком стрілки індикатора динамометра.

За тарувальним графіком визначають відповідні сили зсуву F .

6. Провести випробування болтового з'єднання при затягуванні моментами загвинчування, рівними $0,2T_{\text{зар}}$; $0,4T_{\text{зар}}$; $0,6T_{\text{зар}}$; $0,8T_{\text{зар}}$ і $T_{\text{зар}}$. Під час випробувань необхідно слідкувати, щоб риска на вкладці не вийшла за нижню риску на пластині, інакше зникне зазор між деталями, і болт буде деформований.

7. Зробити висновки щодо причин розходження результатів розрахунку з експериментальними даними, пояснити чому зі збільшенням моменту загвинчування збільшується сила зсуву.

8. Оформити звіт з лабораторної роботи (дод.5).

Література: [1, с. 29–31]; [2, с.112–114].

Лабораторна робота 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАТЯГНУТОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, НАВАНТАЖЕНОГО ЗОВНІШНЬОЮ ОСЬОВОЮ СИЛОЮ

Мета роботи

1. Визначити навантаження на стрижень болта при спільній дії сили затяжки і зовнішньої осьової сили.
2. Визначити попередню затяжку болта, що забезпечує нерозкриття стику деталей та герметичність з'єднання.
3. Розрахувати потрібний діаметр різьби болта за умовою міцності на розтягання.

Теоретичні відомості

Приклади осьового навантаження з'єднань із попередньо затягнутими болтами (напрямок дії зовнішньої сили паралельний осі болта) є найпоширенішими у практиці. Для більшості таких з'єднань треба зберегти певні умови в площині стику (герметичність, нерозкриття стику та ін.) при дії зовнішнього навантаження.

Прикладами можуть бути болтові з'єднання фланців трубопроводів, кришок резервуарів підвищеного тиску, різних кронштейнів та інших деталей. Схему навантаження болтового з'єднання зображено на рис. 5. Вона складається із деталей 1 і 3, які з'єднуються, прокладки 2, болта 4 та гайки 5.

З'єднувальні деталі і прокладки мають циліндричну форму. Болт навантажений зусиллям попередньої затяжки $F_{зат.}$, яке забезпечує щільність стискання з'єднання. В результаті дії зусилля затяжки виникає розтягання стрижня болта і стискання деталей 1, 2 і 3.

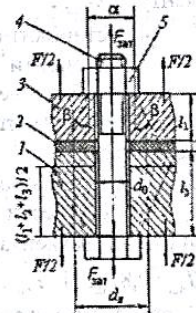


Рис. 5. Схема навантаження болтового з'єднання

Зовнішнє навантаження F , що прикладене до деталей, які з'єднуються, напрямлене на розкриття стику. При цьому тільки частина зовнішнього навантаження, що дорівнює γF , отримується стрижнем болта. В результаті цієї дії стрижень отримує додаткове розтягання. Залишкова частина зовнішнього навантаження $(1-\gamma)F$ витрачається на розвантаження стику деталей від стискання.

Коефіцієнт γ , що враховує частку зовнішнього навантаження, яку отримує стрижень болта, називається коефіцієнтом зовнішнього навантаження.

Задача про розподіл зовнішнього навантаження F між деталями болтового з'єднання є статично невизначеною. Розв'язання цієї задачі знаходять із умови рівності деформацій стрижня болта і деталей стику у вигляді:

$$\gamma F \lambda_б = (1-\gamma) F \lambda_д,$$

де $\lambda_б$ – піддатливість болта, яка дорівнює його деформації при одиничному навантаженні; $\lambda_д$ – сумарна піддатливість деталей з'єднання.

З цього рівняння визначають розрахункову величину коефіцієнта зовнішнього навантаження:

$$\gamma_p = \frac{\lambda_д}{\lambda_б + \lambda_д}.$$

Піддатливість болта знаходять, використовуючи вираз для абсолютного видовження розтягнутого стрижня за законом Гука.

У результаті отримують:

$$\lambda_б = \frac{l_б}{A_б E_б},$$

де $l_б$ – довжина деформованої частини перерізу стрижня болта; $A_б$ – площа поперечного перерізу стрижня болта; $E_б$ – модуль пружності матеріалу болта.

Піддатливість стику деталей $\lambda_д$ визначають за припущення, що деформація стику деталей з'єднання від гайки і головки болта розповсюджується по конусам з кутом β . Величина кута β дорівнює приблизно 30° , значення $\text{tg}(\beta) \approx 0,5$. Розміри менших основ конусів

a беруться рівними зовнішньому діаметру D_1 опорної поверхні гайки (розмір під ключ). Для спрощення розрахунків конуси тиску замінюють умовним циліндром з діаметром $d_{ц}$, який знаходять, прирівнюючи об'єми конусів і циліндрів.

$$d_{ц} = a + \frac{\ell_1 + \ell_2 + \ell_3}{4},$$

де ℓ_1, ℓ_3 – товщина деталей з'єднання; ℓ_2 – товщина прокладки.

Площа поперечного перерізу умовного циліндра тиску в деталях стику:

$$A_{ц} = \frac{\pi(d_{ц}^2 - d_0^2)}{4},$$

де d_0 – діаметр отвору в деталях з'єднання.

При різних значеннях модулів пружності матеріалів деталей з'єднання E_1 і E_3 та прокладки E_2 піддатливість дорівнює:

$$\lambda_{д} = \frac{1}{A_{ц}} \left(\frac{\ell_1}{E_1} + \frac{\ell_2}{E_2} + \frac{\ell_3}{E_3} \right).$$

Для однакових матеріалів деталей з'єднання ($E_1 = E_3 = E_{д}$) і наявності прокладки маємо:

$$\lambda_{д} = \frac{1}{A_{ц}} \left(\frac{\ell}{E_{д}} + \frac{\ell_2}{E_2} \right),$$

де $\ell = \ell_1 + \ell_3$.

Якщо з'єднання деталей виконане без прокладки і $E_1 = E_3 = E_{д}$, то піддатливість дорівнює:

$$\lambda_{д} = \frac{\ell}{A_{ц} E_{д}}.$$

Величину зусиль попередньої затяжки визначають за формулою:

$$F_{зат} = K_{зат} (1 - \gamma) F,$$

де $K_{зат}$ – коефіцієнт затяжки болта.

За умови нерозкриття стику:

– при постійному навантаженні $K_{зат} = 1,25-2$;

– при змінному навантаженні $K_{зат} = 2,5-4$.

За умовою герметичності стику:

– при м'якій прокладці $K_{зат} = 1,3-2,5$;

– при металевій фасонній прокладці $K_{зат} = 2-3,5$;

– при металевій плоскій прокладці $K_{зат} = 3-5$.

Сумарне навантаження, яке отримує стрижень болта, знаходять у вигляді:

$$F_6 = F_{зат} + \gamma F.$$

Після підстановки дістаємо:

$$F_6 = [K_{зат} (1 - \gamma) + \gamma] F.$$

На основі цих залежностей за експериментальними значеннями зусиль $K_{зат}, F_6, F$ визначають дослідне значення коефіцієнта зовнішнього навантаження:

$$\gamma_0 = \frac{F_6 - F_{зат}}{F}.$$

Для з'єднань деталей без прокладок, або з металевими прокладками величина коефіцієнта зовнішнього навантаження змінюється в межах 0,2...0,3. За наявності пружних прокладок коефіцієнт γ_0 досягає більших значень і може бути близьким до одиниці.

Описання лабораторної установки

Роботу виконують на гвинтовому пресі ДМ30 та спеціальному пристрої ДМ 22М, конструкція якого зображена на рис. 6.

Основу 1 пристрою закріплюють до столу 25 преса за допомогою болтів 24 із шайбами 23 і гайками 22. До основи 1 через прокладку 18 і шайбу 2 гвинтом 3 зі сферичною головкою закріплена підставка 6, яку від повороту фіксують штифтами 4. Деталі 8, 17 та прокладка, стягнуті болтом 16 і гайкою 15, утворюють випробувальне з'єднання. При затяжці гайки болт від прокручування утримується змінним фіксатором 5, який закріплений в отворі підставки 6 гвинтом 19.

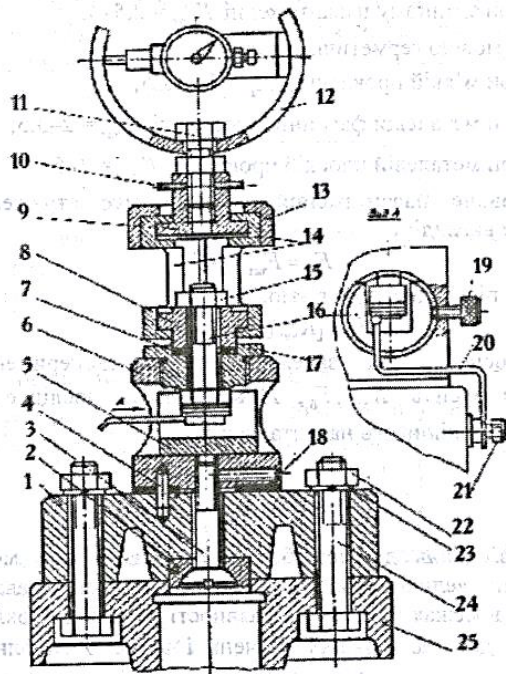


Рис. 6. Схема лабораторної установки

Деталь 17 загвинчується в підставку 6. Деталь 8 опирається опорним буртиком у стакан 14, який складається з двох половинок. У верхній частині стакан 14 має проточування, в які входить захват 9. Половинки стакану 14 скріплені кільцем 13, яке в піднятому положенні утримується на штифтах 10. Затискач 9 закріплений гвинтом 11 до кільцевого динамометра 12 преса ДМ 30.

На основі 1 установки змонтовані три клеми 21, до яких підключені проводи 20 від тензодатчиків опору, приклеєних на стрижні випробувального болта 16. Загвинчуванням гайки 15 утворюється зусилля попередньої затяжки $F_{\text{зат}}$ з'єднання, яке вимірюють за допомогою тензодатчиків на стрижні болта 16.

Зовнішнє відриваюче навантаження на з'єднувальних деталях утворюють гвинтовим пресом через захват 9 і стакан 14. Величину цього навантаження вимірюють динамометром 12.

У комплект пристрою ДМ 22М входять болти М12, М16, М18, М20 із приклеєними на їх стрижнях тензодатчиками і гайками 15, а також відповідних розмірів змінні деталі 5, 8, 17 і прокладки 7.

Порядок виконання лабораторної роботи

1. Заміряти товщину і діаметр отвору під болт деталей 8, 17 та прокладки 7 випробувального з'єднання із відповідним типорозміром болта.

2. Зібрати випробувальне болтове з'єднання (з прокладкою і без прокладки) в пристрій ДМ 22М, закріпити його на столі преса ДМ 30М і приєднати затискач 9 до динамометричного кільця гвинтом.

3. Підключити реєструючий прилад до відповідних клем від тензодатчиків, приклеєних на стрижень випробувального болта.

4. Провести тарування реєструючого приладу.

Для цього незатягнутий болт за допомогою гвинтового преса навантажують осьюою силою ступенево через 2 кН до величини F_{max} , яка не повинна перевищувати допустимих значень $[F_{\text{max}}]$, отриманих з умови міцності для даного типу розміру випробувальних болтів зі сталі Ст3: М12 $[F_{\text{max}}] = 9,6$ кН; М16 $[F_{\text{max}}] = 18$ кН; М18 $[F_{\text{max}}] = 22,2$ кН; М20 $[F_{\text{max}}] = 28,1$ кН.

Значення осьового навантаження фіксують динамометром преса та реєструючим приладом за допомогою тензодатчиків.

5. Створити зусилля попередньої затяжки $[F_{\text{зат}}]$, рекомендовані для типорозмірів випробувальних болтів: М12 $[F_{\text{зат}}] = 3,6$ кН; М16 $[F_{\text{зат}}] = 7,5$ кН; М18 $[F_{\text{зат}}] = 10$ кН; М20 $[F_{\text{зат}}] = 14$ кН.

6. Навантажити затягнуте випробовуване болтове з'єднання з зовнішнім зусиллям F за допомогою гвинтового преса. Навантаження проводять послідовно, через 1...1,5 кН, до моменту, що відповідає розкриттю стику, з'єднуючих деталей, коли все зовнішнє навантаження F буде отримуватись стрижнем болта. Зовнішнє на-

вантаження F , яке прикладене до деталей, що з'єднуються, вимірюють динамометром 12 преса, а величину осевого зусилля, яке отримується стрижнем болта, як частину зовнішнього навантаження, що дорівнює γF , реєструючим приладом тензометричного ланцюга.

7. Визначити дослідне значення коефіцієнта зовнішнього навантаження γ_0 на основі отриманих дослідних даних за формулою:

$$\gamma_0 = \frac{F_6 - F_{зат}}{F}$$

8. Визначити розрахункові величини піддагливості болта λ_6 та деталей стику λ_d за формулою:

$$\lambda_6 = \frac{l_6}{A_6 E_6}; \lambda_d = \frac{l}{A_d E_d}$$

9. Знайти величину зовнішнього навантаження, яке отримується стрижнем болта, а також її частину, що йде на зменшення стискання деталей стику:

$$F_{16} = \gamma_0 F;$$

$$F_{1d} = (1 - \gamma_0) F.$$

Визначити сумарне осеве зусилля на стрижні болта:

$$F_{60} = F_{зат} + \gamma F.$$

10. Побудувати графік розподілу дослідних величин зусиль у випробовуваному з'єднанні (рис. 7).

11. На основі розрахункової величини коефіцієнта зовнішнього навантаження γ_p визначити частини навантаження $\gamma_p F$ і $(1 - \gamma_p) F$, а також зусилля затяжки $F_{зат}$,

задавшись коефіцієнтом попередньої затяжки $K_{зат} = 1,3 \dots 2,5$. Знайти сумарне розрахункове осеве зусилля болта за формулою:

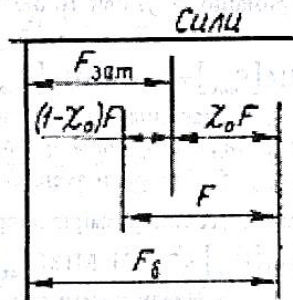


Рис. 7. Графік розподілу зусиль

$$F_6 = [K_{зат} (1 - \gamma_p) + \gamma_p] F.$$

Виконати порівняльний аналіз отриманих даних в результаті випробувань і розрахунків.

12. Якщо відомо сумарне осеве зусилля на болт, розрахувати необхідний внутрішній діаметр різьби болта із умови міцності на розтягання:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_6}{\pi[\sigma]_p}} \rightarrow 120$$

де $[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтягання. Для болтів зі сталі марок Ст2, Ст3, Ст5 значення $[\sigma]_p = 120$ МПа.

13. Оформити звіт з лабораторної роботи.

Література: [1, с.31–37]; [2, с.114–117].

Лабораторна робота 3

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГРУПОВИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

Мета роботи

1. Визначити розрахункову силу для найбільш навантаженого болта теоретично та експериментально.
2. Розрахувати потрібний діаметр різьби болта за умови міцності на розтягання.
3. Побудувати графік залежності сил, діючих на болт, від зовнішніх сил.

Теоретичні відомості

Прикладами групових болтових з'єднань можуть бути болтові з'єднання різних кронштейнів, навантажених зовнішньою силою, яка лежить у площині, перпендикулярній до стику кронштейна з основою. При дослідженні цих з'єднань вводять такі припущення:

Національний авіаційний
університет
НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА
БРОШУРА №

– деталі з'єднання достатньо жорсткі і поверхні стику деталей залишаються плоскими після навантаження з'єднання;

– усі болти з'єднання мають однакові розміри.

Розрахунок групових болтових з'єднань – це визначення розрахункової сили для найбільш навантаженого болта. Після цього розрахунок болта виконується за умови міцності на розтягання.

У довільно навантаженому з'єднанні всі зовнішні сили треба звести до центру ваги стику деталей. У результаті будемо мати навантаження з'єднання осьовими силами та силами, що діють в площині стику деталей.

Розглянемо спрощений варіант болтового з'єднання кронштейна з основою (рис. 8,а), навантаженого зовнішньою силою F , яка лежить у площині, перпендикулярній до стику в центрі його ваги.

Силу F розкладемо на дві взаємно перпендикулярні складові:

$$F_1 = F \cos \alpha,$$

$$F_2 = F \sin \alpha.$$

Дію цих складових замінимо дією таких самих сил, але прикладених у центрі O стику, і дією моменту $M = F_1 h - F_2 \ell$.

Навантаження F_2 та момент M розкривають стик деталей, а F_1 зсуває кронштейн відносно основи. Для запобігання зсуву деталей з'єднання та нерозкриття стику виконують попередньо затяжку болтів з силою $F_{\text{зат}}$.

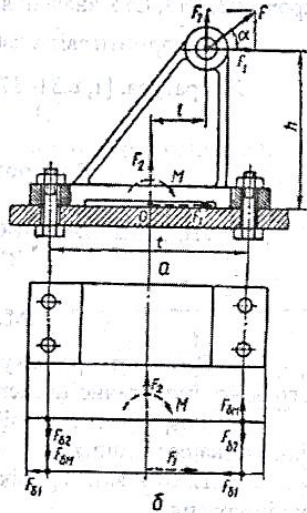


Рис. 8. Схема з'єднання

Визначення розрахункової сили для болта за умови нерозкриття стику

Зовнішні осьові сили, що отримуються одним болтом з'єднання (у цьому з'єднанні чотири болта), запишемо у такому вигляді:

$$\text{– від дії сили } F_2: F_{62} = \frac{1}{4} F_2;$$

$$\text{– від моменту } M: F_{6M} = \frac{M}{2t}.$$

Найбільш навантаженими болтами в з'єднанні є болти, що розміщені ліворуч від центра ваги стику (див. напрямок сил F_{62} та F_{6M} на рис. 8,б). Тому загальна зовнішня осьова сила на найбільш навантажений болт:

$$F_6 = F_{62} + F_{6M} = \frac{F_{62}}{4} + \frac{M}{2t}.$$

Розрахункову силу для болта за умови нерозкриття стику визначають за виразом:

$$F_{6p} = (K_3 \beta + \gamma) F_6,$$

де K_3 – коефіцієнт затяжки болта; β – коефіцієнт, що враховує скручування болта при затяжці; γ – коефіцієнт зовнішнього навантаження.

Для стандартних метричних різьб – $\beta \approx 1,3$. За умови нерозкриття стику деталей з'єднання – $K_3 = 1,2 - 2$. Для з'єднань без м'яких прокладок між деталями – $\gamma = 0,2 - 0,3$.

Визначення розрахункової сили для болта за умови запобігання зсуву деталей з'єднання

Зсув кронштейна може відбутись під дією сили F_1 . Сила зсуву, що отримується одним болтом з'єднання – $F_{61} = \frac{F_1}{4}$.

Умову запобігання зсуву кронштейна наближено (у бік підвищення надійності з'єднання) запишемо у вигляді:

$$(F_{\text{зат}} - F_{62})f = K F_{61},$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання в стикі деталей, $f = 0,1-0,2$ для сталевих деталей; K – коефіцієнт надійності з'єднання, $K = 1,3-1,5$ при статичному навантаженні.

Зовнішню силу F_2 взято зі знаком „-“, оскільки вона сприяє розвантаженню стикі деталей. Тут також не враховується дія моменту M , бо момент не змінює сумарної сили тертя в стикі.

Потрібна сила затяжки болта:

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF_{61}}{f} + F_{62}.$$

Розрахункова сила для болта відповідно може бути записана у вигляді:

$$F_{6p} = \left(\frac{KF_{61}}{f} + F_{62} \right) \beta.$$

За цю формулою визначається розрахункова сила при постановці болтів із зазором. Якщо болти ставлять без зазору, то перевірка їхньої міцності виконується безпосередньо за силою F_{61} .

Отже, маємо дві розрахункові формули для визначення F_{6p} згідно з двома поставленими умовами. Діаметр болтів визначається за більшою з двох отриманих розрахункових сил.

Визначення розрахункової сили для болта за умови розкриття стикі з'єднання

У разі розкриття стикі вісь повороту кронштейна зміщується від осі симетрії до кромки стикі.

Розглянемо один із можливих варіантів закріплення болтами кронштейна, навантаженого зовнішньою силою F , напрямленою перпендикулярно стикі (рис. 9). Кронштейн закріплений трьома парами болтів до рами. За відсутності затяжки болтів вісью обертання є ребро стикі ($O-O$).

Від дії сили F виникає перекидний момент відносно осі $O-O$:

$$M_{\text{пер}} = F\ell.$$

У результаті дії моменту в болтах виникають сили реакції F_1, F_2, F_3 , які утворюють протидіючий момент:

$$M_{\text{пр}} = z(F_1\ell_1 + F_2\ell_2 + F_3\ell_3),$$

де z – кількість болтів в одному ряді (у цьому з'єднанні $z = 2$); ℓ_1, ℓ_2, ℓ_3 – відстані до осі перекидання болтів першого, другого та третього рядів.

Для забезпечення міцності болтового з'єднання необхідно, щоб протидіючий момент був більшим від перекидного ($M_{\text{пр}} \geq M_{\text{пер}}$).

Складемо систему рівнянь:

$$z(F_1\ell_1 + F_2\ell_2 + F_3\ell_3) \geq F\ell;$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\ell_1}{\ell_2}; \quad \frac{F_1}{F_3} = \frac{\ell_1}{\ell_3}.$$

Розв'яжемо цю систему рівнянь. Знаходимо зусилля в болтах F_1, F_2, F_3 . Навантаження між рядами болтів розподіляється нерівномірно, але болти кожного ряду навантажені однаково. Найбільш навантаженими є болти третього ряду, відповідно сила F_3 буде максимальною, а тому перевірка їх міцності виконується на розтягання силою F_3 :

$$\sigma_p = \frac{F_3}{A_6} \leq [\sigma]_p,$$

де A_6 – площа поперечного перерізу болта на різьбовій ділянці;

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтягання. Для болтів зі сталей

марок Ст 2, Ст 3 значення $[\sigma]_p = 120$ МПа.

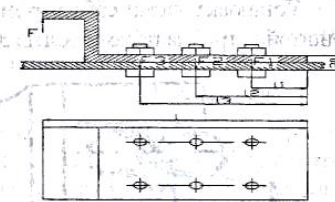


Рис. 9. Розрахункова схема кріплення кронштейна

Описання лабораторної установки

Установка являє собою розглянутий вище варіант закріплення кронштейна трьома парами болтів 3 до рами 2 (рис. 10).

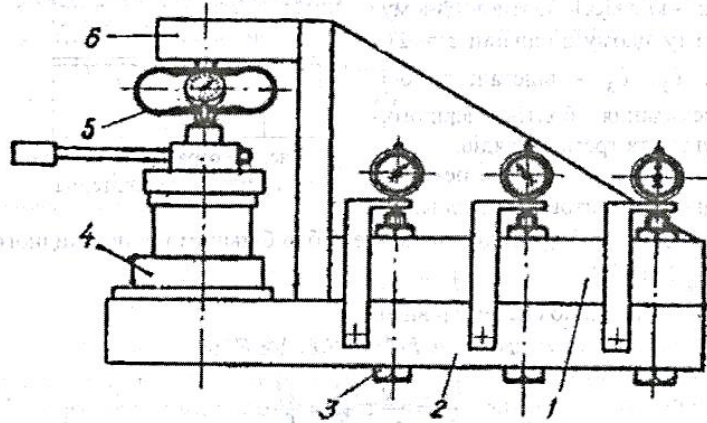


Рис. 10. Схема лабораторної установки кріплення кронштейна

До корпусу через консольну балку 6 прикладена зовнішня сила F , напрямлена перпендикулярно стику. Зовнішня сила створюється гвинтовим домкратом 4. Дія динамометра полягає у визначенні пружних деформацій скоби, пропорційних силі, що вимірюється. Величина деформацій скоби визначається за допомогою встановленого в центрі динамометра індикатора годинникового типу. Для перерахування величини відхилення стрілки індикатора у величину вимірюваної сили служить тарувальний графік.

Від дії перекидного моменту $M_{\text{пер}}$ виникає деформація болтів $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3$ – для першого, другого і третього рядів відповідно.

Величина цієї деформації реєструється індикаторами годинникового типу, які закріплені на кронштейнах над одним із двох болтів кожного ряду.

Порядок виконання лабораторної роботи

1. Скласти розрахункову схему для визначення зусиль в болтах. Знайти положення осі перевертання кронштейна, заміряти і записати плечі l_1, l_2, l_3 для кожного ряду болтів і плече l зовнішньої сили відносно цієї осі.

2. Скласти систему рівнянь і розрахувати теоретичні значення зусиль в болтах кожного із рядів від перекинутого моменту для декількох значень зовнішньої сили F . Розрахункові значення зовнішньої сили задаються викладачем.

3. Побудувати графік залежності зусилля в болтах F_1, F_2, F_3 від величини зовнішньої сили F .

4. Виміряти розміри болтів з'єднання, знайти їх модуль пружності залежно від матеріалу та визначити жорсткість за формулою:

$$C_6 = \frac{E_6 A_6}{l_6},$$

де E_6 – модуль пружності матеріалу болтів, виготовлених зі сталей $E_6 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; A_6 – площа поперечного перерізу болта; l_6 – довжина деформованої частини болта.

5. Виставити на нуль стрілки індикаторів на динамометрі та болтах. За допомогою рукоятки домкрата створити першу визначену викладачем зовнішню силу F . Контроль величини зовнішньої сили виконується за допомогою індикатора динамометра. Записати відповідно першому значенню зовнішньої сили показники індикаторів на болтах.

6. Повторити такі самі вимірювання для наступних заданих значень зовнішньої сили.

7. Визначити за показниками індикаторів на болтах величину їх видовжень $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3$, враховуючи при цьому ціну поділки на шкалі індикаторів.

8. Розрахувати величину сили, яка діє на болти кожного ряду при всіх значеннях заданої величини зовнішньої сили за формулою Гука: $F_6 = \Delta l_6 C_6$.

9. На побудований графік в п.3 нанести експериментальні значення сил, що діють на болти кожного ряду при різних значеннях зовнішньої сили.

10. Звільнити кронштейн від дії зовнішньої сили і проконтролювати повернення стрілок індикаторів в нульове положення.

11. Оформити звіт до лабораторної роботи.

Література: [1, с. 3-35]; [2, с. 114-119].

Лабораторна робота 4

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЕНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи

1. Визначити коефіцієнт корисної дії (ККД) черв'ячного редуктора теоретичним шляхом.
2. Визначити ККД черв'ячного редуктора експериментальним методом.
3. Побудувати графік залежності коефіцієнта корисної дії від обертаючого моменту на веденому валі редуктора.

Теоретичні відомості

За допомогою черв'ячної передачі здійснюється передача обертального руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі й утворюють прямий кут.

Черв'ячна передача (рис. 11) складається із черв'яка 1, що має форму гвинта, та черв'ячного колеса 2, яке нагадує зубчасте колесо з косими зубцями вигнутої форми. Передавання обертального руху у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою є колесо – сектор, вирізаний із довгої гайки і зігнутий по колу.

Порівняно з іншими механічними передачами, черв'ячні передачі мають такі переваги:

1. Плавність та безшумність роботи при високих швидкостях.
2. Компактність, тобто малі габаритні розміри.
3. Велике передаточне число ($U = 10 \dots 100$) і більше.

4. Можливість виконання передачі самогальмівною (неможлива передача обертального руху від черв'ячного колеса до черв'яка).

До недоліків черв'ячних передач належать:

1. Невисокий ККД, що не перевищує в деяких випадках $0,70 \dots 0,85$.
2. Потреба використання для черв'ячного колеса дорогих антифрикційних матеріалів (бронзи, латуні).

3. Низька несуча здатність порівняно з зубчастими передачами.

Загальний ККД черв'ячного редуктора можна визначити за формулою:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

де P_1, P_2 – потужності на ведучому і веденому валах передачі відповідно; η_1 – ККД

втрат потужності у черв'ячному зачепленні; η_2 – ККД втрат потужності у підшипниках; η_3 – ККД втрат потужності на переміщення мастила у корпусі редуктора.

Втрати потужності у підшипниках і на переміщення мастила у корпусі редуктора здебільшого оцінюються як – $\eta_2 \eta_3 = 0,95 \dots 0,96$. Тому загальний ККД черв'ячного редуктора рекомендують визначати за формулою.

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')},$$

де ψ – дільний кут підйому витка черв'яка; ρ' – зведений кут тертя.

Найбільшими є втрати потужності у зачепленні черв'ячної передачі, зумовлені ковзанням витків черв'яка по зубцях колеса.

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}$$

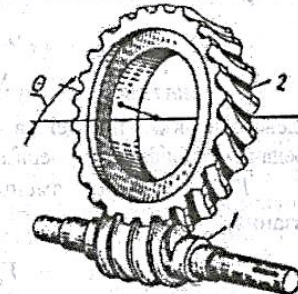


Рис. 11. Деталі черв'ячної передачі

Щоб знайти ККД черв'ячного зачеплення, слід визначити значення ділильного кута підйому витка черв'яка ψ та зведеного тертя ρ' на ділильному діаметрі.

ККД черв'ячного зачеплення суттєво залежить від ділильного кута підйому витків черв'яка ψ , тобто від числа витків z_1 та коефіцієнта діаметра черв'яка q . Значення ділильного кута підйому витків черв'яка визначаються за формулою:

$$\psi = \arctg \frac{z_1}{q}$$

Значення зведеного кута тертя ρ' для бронзового вінця колеса і сталевго черв'яка наведені в табл. 1. Менші значення відповідають передачам із шліфованим черв'яком і твердістю витків H>45HRC.

Кут тертя ρ' зменшується з підвищенням швидкості ковзання

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \psi},$$

де V_1 – колова швидкість витка черв'яка, яку визначають за виразом:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60},$$

де n_1 – частота обертання вала черв'яка.

Таблиця 1

Залежність кута тертя від швидкості ковзання

Швидкість ковзання, V_s м/с	Зведений кут тертя, ρ'	Швидкість ковзання, V_s м/с	Зведений кут тертя, ρ'
1,5	2°17'..2°52'	3,0	1°36'..2°00'
2,0	2°00'..2°35'	4,0	1°19'..1°43'
2,5	1°43'..2°17'	7,0	1°02'..1°29'

Експериментально загальний ККД черв'ячного редуктора визначають за формулою:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 U},$$

де T_1, T_2 – обертальні моменти на ведучому і веденому валах редуктора відповідно; ω_1, ω_2 – кутові швидкості ведучого і веденого валів редуктора; U – передаточне відношення передачі.

Описання лабораторної установки

Під час виконання лабораторної роботи використовується установка, схема якої зображена на рис. 12.

Обертальний момент від електродвигуна 3 через пружну муфту 4 передається на черв'як 5 редуктора. Із черв'ячного колеса 6 через повідкову муфту 7 момент передається на електромагнітну муфту-гальмо 8. Електродвигун 3 закріплений таким чином, що його статор має можливість вільно повертатись відносно осі ротора. До статора закріплений важіль, який впирається в вимірювальну пружину 1, яка одержує реактивний момент статора. За величиною прогину пружини, попередньо проторованої, визначають величину обертального моменту, на вході в редуктор. Прогин вимірюється індикатором годинникового типу 2 із ціною поділки 0,01 мм.

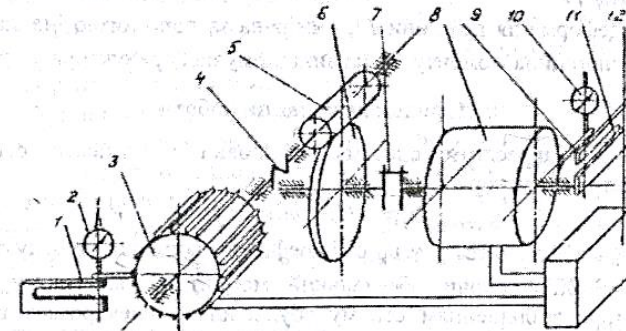


Рис. 12. Схема лабораторної установки

Як пристрій, що імітує робоче навантаження на вихідному валу редуктора, застосовано порошкове електромагнітне гальмо δ . Принцип дії електромагнітного гальма такий.

На вал 1 (рис. 13) напесований магнітний провід 2 із обмоткою збудження 3 . Між зовнішньою циліндричною поверхнею магнітного проводу і внутрішньою поверхнею корпусу 4 є зазор постійної величини.

У зазорі знаходиться заповнювач – суміш машинного мастила і карбонільного заліза у вигляді дрібнодисперсного порошку.

При збільшенні струму збудження зростає опір відносному переміщенню деталей 2 і 4 (рис. 13). Крім того, феромагнітні частинки карбонільного заліза під дією магнітного поля утворюють ланцюжки, що орієнтуються в напрямку, перпендикулярному зазору. Це зумовлює додаткове гальмування вала 1 .

Корпус електромагнітного гальма δ (рис. 12), маючи конструктивну можливість повертатись відносно осі вала, впирається своїм важелем 9 у вимірювальну пружину 11 .

Деформація пружини 11 , виміряна за допомогою індикатора 10 , пропорційна моменту T_2 на вихідному валу редуктора.

Порядок виконання роботи

1. Накреслити систему установки і записати основні параметри редуктора

$$(z_1, z_2, U, d, m, d_1, n_1).$$

2. Визначити q, γ, v_k, ρ' і коефіцієнт корисної дії редуктора.

3. Збільшуючи обертальний момент на вихідному валу редуктора збільшенням струму збудження в електромагнітному гальмі, виміряти моменти на вході T_1 і виході T_2 черв'ячного редуктора.

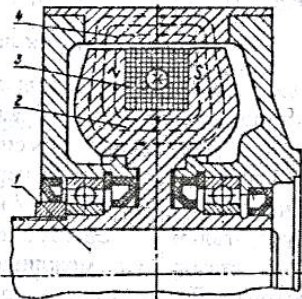


Рис. 13. Схема електромагнітної муфти гальма

4. Для кожного вимірювання розрахувати величину ККД і побудувати графік його зміни залежно від значення T_2 .

5. Скласти звіт згідно із запропонованим зразком.

Література: [1, с.172–186]; [2, с.346–368]; [3, с.77–85].

Лабораторна робота 5

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

Мета роботи

1. Визначити величину статичного прогину вала експериментальним методом.
2. Визначити критичну частоту обертання вала теоретичним шляхом.
3. Порівняти теоретичні й експериментальні дані.

Теоретичні відомості

Під час роботи валів, у випадках неточного їхнього балансування, виникають відцентрові сили, які викликають вимушені в них коливання. Якщо частота вимушених коливань збігається з частотою власних, то настає явище резонансу. При цьому амплітуда коливань різко зростає.

При тривалій роботі на цих обертах може виникнути руйнування вала. Частота обертання вала, що відповідає явищу резонансу, називається критичною.

У цій роботі досліджується проста система, що складається із вала на двох опорах з диском, розташованим між опорами.

Кільця самоустановлюваних підшипників разом із валом можуть повертатися і не заважають прогину вала. Центр ваги диску зміщений відносно геометричної осі обертання на величину e (ексцентриситет). Ця система, схема якої зображена на рис. 14, під дією ваги диску Q в статичному стані згинає вал відносно геометричної осі на величину $f_{ст}$, називається статичним прогином.

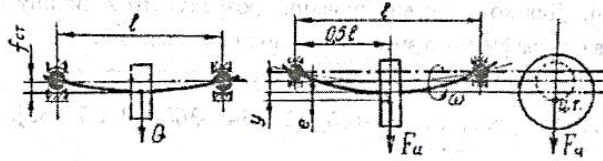


Рис. 14. Схема прогину вала з диском

При обертанні виникає відцентрова сила $F_{\text{вц}}$, величину якої визначають за формулою:

$$F_{\text{вц}} = m\omega^2(y + e),$$

де $F_{\text{вц}}$ – відцентрова сила; m – вага коливальної системи; ω – кутова швидкість обертання вала; y – динамічний прогин вала; e – ексцентриситет.

Прогин y для цієї системи аналогічний схемі балки, яка вільно лежить на двох опорах і визначається за формулою:

$$y = \frac{F_{\text{вц}} \ell^3}{48EI},$$

де ℓ – відстань між опорами вала; E – модуль пружності матеріалу вала, який для сталі дорівнює $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; I – момент інерції перерізу вала, що визначається за формулою:

$$I = \frac{\pi d^4}{64},$$

де d – діаметр вала.

Із формули прогину вала знаходимо значення відцентрової сили

$$F_{\text{вц}} = y \frac{48EI}{\ell^3} = yc,$$

де c – жорсткість вала, $c = \frac{48EI}{\ell^3}$.

Порівняємо дві залежності для відцентрової сили

$$m\omega^2(y + e) = yc.$$

Розв'язуючи ці рівняння відносно y , отримаємо

$$y = \frac{\ell}{\left(\frac{c}{m\omega^2} - 1\right)}.$$

Аналіз цього рівняння показує, що зі збільшенням частоти обертання динамічний прогин вала зростає, а при $m\omega^2 = c$, значення прогину наближається до нескінченності, тобто настає резонанс, і вал може зруйнуватись. Із цього рівняння визначаємо величину критичної кутової швидкості:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Ця величина критичної кутової швидкості відповідає критичній частоті обертання вала

$$n_{\text{кр}} = \frac{30\omega_{\text{кр}}}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{cg}{Q}},$$

де g – прискорення сили ваги, $g = 981 \text{ см/сек}^2$; Q – вага диска, $Q = mg$.

У зв'язку з тим, що статичний прогин вала від ваги диска дорівнює $f_{\text{ст}} = \frac{Q}{c}$, тоді в кінцевому результаті отримаємо

$$n_{\text{кр}} \cong 300 \sqrt{\frac{1}{f_{\text{ст}}}}.$$

Встановлено, що робота валів із частотою обертання в діапазоні від $0,7$ до $1,2n_{\text{кр}}$ є небезпечною. Вали машин, які працюють із частотою обертання менше $0,7n_{\text{кр}}$, є "жорсткими", а при роботі із частотою обертання більше $1,2n_{\text{кр}}$ – "гнучкими".

Із рівняння прогину вала витікає, що зі збільшенням кутової швидкості більше критичної зменшується динамічний прогин, а при наближенні ω до нескінченності прогин $y \rightarrow -e$. Таким чином, робота в закритій області не тільки можлива, але і бажана, тому що $y < e$. При керуванні машинами із гнучкими валами під час запуску та зупинки необхідно швидко переходити через

критичну зону частоти обертання. Для визначення критичної частоти обертання вала необхідно знайти величину статичного прогину (теоретичним або дослідним шляхом)

$$f_{ст} = \frac{Ql^3}{48EI}, \text{ см.}$$

Описання лабораторної установки

Схема лабораторної установки зображена на рис. 15.

Основним конструктивним елементом цієї установки є вал 1, посередині якого закріплений диск 2. Обертання вала здійснюється через пружну муфту з електродвигуном постійного струму 4.

Регулювання частоти обертання двигуна здійснюється зміною напруги в мережі живлення реостатом 5. Для вимірювання частоти обертання вала використовується таходатчик 6 із частотоміром 7.

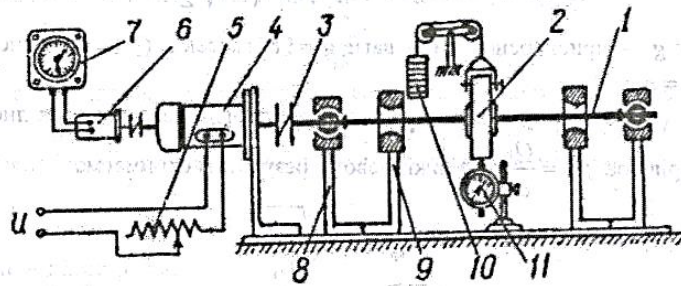


Рис. 15. Схема лабораторної установки

Самоустановлювані кулькові підшипники встановлені в опорні стояки 8. Між опорами на деякій відстані від диска встановлені стояки 9, які призначені для обмеження динамічного прогину.

Для визначення статичного прогину вала експериментально на диск зверху встановлюється підвіска із противагою 10, рівною вазі диска, а під диском встановлюють індикатор годинникового типу 11 таким чином, щоб його наконечник був твердий до самої нижньої точки диска. Після вимірювання статичного прогину перед пуском електродвигуна знімається підвіска із противагою і прибирається індикатор.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись із конструкцією і роботою установки та технікою безпеки при виконанні роботи.

2. Розрахувати статичний прогин вала від ваги диска.

3. Визначити статичний прогин вала дослідним шляхом. Плавню підтримуючи й опускаючи противагу, записати показання індикатора. Вимірювання прогину виконати декілька разів і знайти середнє значення статичного прогину.

4. Розрахувати критичну частоту обертання вала.

5. Увімкнути електродвигун і поступово за допомогою реостата збільшити частоту обертання вала. Коли частота обертання вала досягне критичної, візуально зафіксувати її значення. Не затримуючи роботу установки в цьому режимі, плавно і швидко перейти в закритичну зону. Такі переходи із докритичної в закритичну зони повторити декілька разів, фіксуючи при цьому значення частоти обертання вала. Підрахувати середнє арифметичне значення критичної частоти обертання вала.

6. Порівняти розбіжність (у відсотках) результатів експериментально отриманої частоти обертання вала із розрахунковою.

7. Оформити звіт з лабораторної роботи.

Література: [1, с. 268–270]; [2, с. 418–420]; [4, с. 210–350].

Звіт з лабораторної роботи 1

ДОСЛІДЖЕННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ,
НАВАНТАЖЕНИХ СИЛАМИ ЗСУВУ

Студент _____ Група _____

- Накреслити схему лабораторної установки.
- Основні параметри болтового з'єднання деталей:
 - матеріал болта _____
 - кількість пар площин стику $i = 1,3$;
 - зовнішній діаметр різьби болта $d = 4$ мм;
 - крок різьби болта $p = 1,25$ мм;
 - діаметр отвору деталей під болти $d_0 = 4$ мм;
 - зовнішній діаметр опорної площини гайки $D_1 = 10$ мм;
 - середній діаметр різьби болта $d_2 = 3,5$ мм;
 - внутрішній діаметр різьби болта $d_1 = 3,2$ мм;
 - коефіцієнт тертя ковзання в стику деталей $f_c = 0,1$

Формули для визначення параметрів болтового з'єднання

1. Кут підйому гвинтової лінії різьби

$$\psi = \arctg \frac{p}{\pi d_2} =$$

2. Допустима сила натяжки болта

$$F_0 = \frac{\pi d_1^2 [\sigma]_p}{4 \cdot 1,3} =$$

3. Момент загвинчування болта

$$T_{\text{заг}} = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_c \frac{D_1 + d_0}{4} \right] =$$

$$\rho' = \arctg \frac{f_c}{\cos \frac{\alpha}{2}} =$$

4. Сила зсуву деталей для моментів загвинчування рівних 0,2

$$F = \frac{T_{\text{заг}} f_c i}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_c \frac{D_1 + d_0}{4} \right]} =$$

Таблиця Д1-1

Результати розрахунків та експериментів

Момент загвинчування		Сила зсуву		
Позначення	Величина моменту, Н·мм	Розрахункові значення, Н	Результати експериментів	
			Показання індикатора F , Н	Величина F_3 , Н
0,2 $T_{\text{заг}}$				
0,4 $T_{\text{заг}}$				
0,6 $T_{\text{заг}}$				
0,8 $T_{\text{заг}}$				
1,0 $T_{\text{заг}}$				

5. Побудувати графік залежності сил зсуву (розрахункових та експериментальних) від моменту загвинчування.

Підпис викладача _____

"_____" _____ 200 р.

Звіт з лабораторної роботи 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАТЯГНУТОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ,
НАВАНТАЖЕНОГО ЗОВНІШНЬОЮ ОСЬОВОЮ СИЛОЮ

Студент

Група

1. Накреслити схему навантаження болтового з'єднання.
2. Основні параметри болтового з'єднання:

- діаметр стрижня болта $d_6 =$ мм;
- довжина деформованої частини стрижня болта $l_6 =$ мм;
- діаметр отвору в деталях з'єднання $d_0 =$ мм;
- діаметр опорної поверхні гайки (розмір під ключ) $D_1 =$ мм;
- товщина деталей з'єднання $l_1 =$ мм, $l_3 =$ мм;
- товщина прокладки $l_2 =$ мм;
- модуль пружності матеріалу болта, деталей та прокладки

відповідно $E_3 =$ МПа; $E_1 =$ МПа; $E_2 =$ МПа; $E_3 =$ МПа.

Формули для визначення параметрів болтового з'єднання

1. Діаметр умовного циліндра

$$d_u = a + \frac{l_1 + l_2 + l_3}{4}$$

2. Площа поперечного перерізу умовного циліндра

$$A_u = \frac{\pi(d_u^2 - d_0^2)}{4}$$

3. Піддатливість деталей

$$\lambda_u = \frac{1}{A_u} \left(\frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2} + \frac{l_3}{E_3} \right)$$

4. Піддатливість болта

$$\lambda_6 = \frac{l_6}{A_6 E_6}$$

5. Розрахункова величина коефіцієнта зовнішнього навантаження

$$\gamma_p = \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d}$$

6. Сила попередньої затяжки болта

$$F_{зат} = K_{зат} (1 - \gamma_p) F$$

7. Сумарне навантаження болта

$$F_6 = F_{зат} + \gamma_p F_{max}$$

8. Дослідна величина коефіцієнта зовнішнього навантаження

$$\gamma_0 = \frac{F_6 - F_{зат}}{F}$$

Таблиця Д2-1

Результати обчислення параметрів болтового з'єднання
деталей

Піддатливість		Розрахункове значення коефіцієнта навантаження, γ_p	Розподіл навантаження			
Болта, λ_6	Деталей, λ_d		Сила затяжки, $F_{зат}$	$\gamma_p F_{max}$	$(1 - \gamma_p) F_{max}$	Сумарне навантаження болта, F_6

Таблиця Д2-2

Результати дослідження болтового з'єднання деталей

Тарування приладу		Попередня затяжка		Зовнішнє навантаження		Дослідне значення коефіцієнта навантаження, γ_0	Розподіл навантаження, Н		
Навантаження болта, F_6 , Н	Показання приладу, U_1	Сила затяжки, $F_{зат}$, Н	Показання приладу, U_2	Зовнішня сила, F , Н	Показання приладу, U_3		$\gamma_0 F$	$(1-\gamma_0)F$	$F\delta_0$

9. Побудувати графік розподілу дослідних величин зусиль.

Підпис викладача

„_____” _____ 200 р.

Звіт з лабораторної роботи 3

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГРУПОВИХ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

Студент

Група

1. Накреслити схему лабораторної установки.

2. Основні параметри болтового з'єднання деталей:

- матеріал болта;
- модуль пружності матеріалу болта $E_6 = 21 \cdot 10^5$ МПа;
- зовнішній діаметр різьби болта $d = 10$ мм;
- внутрішній діаметр різьби болта $d_1 = 8,37$ мм; - ?
- відстань до осі перекидання кронштейна болтів першого, другого, третього рядів:
 $l_1 = 50$ мм, $l_2 = 200$ мм, $l_3 = 350$ мм та зовнішньої сили $l = 550$ мм;
- кількість болтів в одному ряді $z = 2$;
- довжина деформованої частини стрижня болта $l_6 = 130$ мм;

- площа поперечного перерізу болта $A_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} =$ мм²;

- жорсткість болта $C_6 = \frac{A_6 E_6}{l_6} =$ Н/мм;

- дослідне значення зусиль в болтах

$$F_6 = \Delta l_6 C_6 = \text{Н.}$$

Формули для визначення зусиль у болтах

1. Перекидний момент кронштейна

$$M_{пер} = F l.$$

2. Протидіючий момент

$$M_{пр} = z(F_1 l_1 + F_2 l_2 + F_3 l_3).$$

3. Система рівнянь

$$z(F_1 l_1 + F_2 l_2 + F_3 l_3) \geq Fl;$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_1}{l_2}; \frac{F_1}{F_3} = \frac{l_1}{l_3}.$$

Визначення зусиль у болтах $F_1; F_2; F_3$ залежно від зовнішньої сили F .

Таблиця ДЗ-1

Розрахункові значення зусиль у болтах

Зовнішня сила F, H	Зусилля в болтах, H		
	F_1	F_2	F_3

Таблиця ДЗ-2

Експериментальні значення зусиль в болтах

Зовнішня сила F, H	Зусилля в болтах, H					
	Видов-ження болта	Сила, F_1	Видов-ження болта	Сила, F_2	Видов-ження болта	Сила, F_3
	$\Delta l_1, мм$		$\Delta l_2, мм$		$\Delta l_3, мм$	

4. Побудувати графік залежності зусилля в болтах (розрахункових та експериментальних) від величини зовнішньої сили

Підпис викладача

„_____” _____ 200 р.

Звіт з лабораторної роботи 4

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ
ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Студент

Група

1. Накреслити схему лабораторної установки.

2. Основні параметри черв'ячної передачі:

– кількість витків черв'яка $z_1 = 2$;– кількість зубців черв'ячного колеса $z_2 = 40$;– дільний діаметр черв'яка $d_1 = 36$ мм;– модуль черв'ячної передачі $m = 3$ мм;– частота обертання вала черв'яка $n_1 = 1400$ об/хв⁻¹;– передаточне число черв'ячної передачі $u = \frac{z_2}{z_1} = 20$ Формули для визначення коефіцієнта корисної дії
черв'ячної передачі

1. Дільний кут підйому витка черв'яка

$$\psi = \arctg \frac{z_1 m}{d_1} =$$

2. Швидкість ковзання

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cos \psi} = \text{м/с.}$$

Залежно від швидкості ковзання за табл. 5 визначають зведений кут тертя $\rho' =$

3. Розрахункове значення коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора

$$\eta_E = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')} =$$

4. Експериментальне значення коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора

$$\eta_E = \frac{T_2}{T_1 u} =$$

Таблиця Д4-1

Результати експериментів

Номер експеримента	Обертальні моменти на валах				ККД
	черв'яка, T_1		черв'ячного колеса, T_2		
	Показання індикатора	Величина, Н·мм	Показання індикатора	Величина, Н·мм	
1... 12	0,5		2,3		

5. Побудувати графік залежності коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора від обертального моменту на валу черв'ячного колеса.

Підпис викладача

" " " 200 р.

Звіт з лабораторної роботи 5

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

Студент

Група

- Накреслити схему лабораторної установки.
- Основні параметри установки:

- діаметр вала $d = 10$ мм;
- відстань між опорами вала $\ell = 700$ мм;
- матеріал вала;
- модуль пружності матеріалу вала $E = 210$ МПа;
- вага диска $Q = 2$ кг.

Формули для визначення критичної частоти обертання вала

- Момент інерції перерізу вала

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \text{мм}^4.$$

- Жорсткість вала

$$c = \frac{48EI}{\ell^3} = \text{Н/мм}.$$

- Статичний прогин вала від ваги диска

$$f_{\text{ст}} = \frac{Q}{c} = \text{см}.$$

- Розрахункове значення критичної частоти обертання вала

$$n_{\text{кр}} \cong 300 \sqrt{\frac{1}{f_{\text{ст}}}} = \text{хв}^{-1}.$$

Таблиця Д5-1

Результати експериментів

Номер вимірювання	Критична частота обертання вала		
	$n_{\text{кр}1}$	$n_{\text{кр}2}$	$n_{\text{кр}3}$
1			
2			
3			
Середнє значення			

Порівняти розбіжність результатів експериментально отриманої частоти обертання вала із розрахунковою (у відсотках).

Підпис викладача

"_____ " _____ 200 р.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. ИВАНОВ М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
2. ПАВЛИЩЕ В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.
3. КИРКАЧ Н.Ф., БАЛАСАНЯН Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
4. ДУНАЕВ П.В., ЛЕЛИКОВ О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Машиностроение. – 1985. – 360 с.
5. ПАВЛИЩЕ В.Т. Підшипники кочення. Довідник. – Луганськ.: Інтелект-захід, 2001. – 136 с.

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Лабораторний практикум
для студентів спеціальностей 6.100100
"Літаки і вертольоти", 6.100100 "Технології
та технологічне обладнання аеропортів",
6.100100 "Виробництво, технічне обслуговування
та ремонт повітряних суден і авіадвигунів"

Укладачі: ПАВЛОВ Віктор Миколайович
БОРОЗЕНЕЦЬ Григорій Михайлович
БАБЕНКО Євгеній Михайлович
КРИЖАНОВСЬКИЙ Андрій Станіславович
ГОЛУБНИЧІЙ Олександр Васильович

Технічний редактор А.І. Лавринович
Коректор О.О. Крись

Підл. до друку 30.01.07. Формат 60x84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 2,79. Обл.-вид. арк. 3,0.
Тираж 100 пр. Замовлення № 38-1. Вид. № 85/III.

Видавництво НАУ
03680. Київ-680, проспект Космонавта Комарова, 1

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002