

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни "Динаміка і міцність машин"
для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"

ЗАТВЕРДЖЕНО
на засіданні кафедри
"Автоматизовані металургійні
машини та обладнання "
Протокол №1 від 29.08.2019 р

Краматорськ ДДМА 2019

УДК 621.771

Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни "Динаміка і міцність машин" для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" / Укл. Е.П. Грибков. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 38 с.

Розглянуто деякі питання експериментального і теоретичного дослідження динамічних процесів в механічних системах, оцінки статистичних характеристик експлуатаційної завантаженості, втомної міцності і довговічності деталей металургійних машин. Виконання лабораторного практикуму орієнтоване на використання ЕОМ.

Укладач:

Е.П. Грибков

ЗМІСТ

Загальна частина	4
Правила виконання лабораторних робіт	4
Правила техніки безпеки.....	5
Загальні вказівки до виконання звітів	5
1 Лабораторна робота №1. Експериментальне визначення параметрів механічних систем металургійного обладнання.....	6
2 Лабораторна робота №2. Дослідження динамічних навантажень в канатах механізму підйому вантажу	13
3 Лабораторна робота №3. Дослідження динамічних навантажень у механізмі перекидання конвертера	20
4 Лабораторна робота №4. Дослідження динамічних навантажень в головній лінії прокатного стану	27
5 Лабораторна робота №5. Оцінка експлуатаційної завантаженості елементів конструкцій металургійного устаткування	30
6 Лабораторна робота №6. Розрахунок і забезпечення надійності деталей металургійних машин за критерієм втомного руйнування	41
Перелік джерел посилань.....	48

ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

Лабораторний практикум курсу «Динаміка і міцність машин» спрямований на закріплення теоретичних знань і при-набуття практичних навичок при дослідженні динамічних про-процесів в механічних системах, оцінці втомної міцності і довговічності деталей металургійних машин.

В ході виконання лабораторних робіт студенти вивчають методи експериментального і теоретичного дослідження динамічних процесів, схематизації випадкових процесів, розрахунків на міцність від втоми і довговічність, проводять аналіз отриманих результатів. Виконання статистичних досліджень обмеженою довговічності деталей металургійних машин за критерієм втомного руйнування передбачає розробку програм і їх чисельну реалізацію з використанням ЕОМ.

Правила виконання лабораторних робіт

1 Лабораторні роботи виконуються відповідно затвердженому графіку, який вивішується на дошці оголошень кафедри.

2 До виконання лабораторної роботи допускаються студенти, які ознайомилися з її змістом і вивчили відповідні розділи теоретичного курсу.

3 Роботи виконуються в послідовності, зазначеної в методи-чеських вказівках.

4 Після закінчення роботи студенти повинні показати отримані результати викладачеві.

5 При захисті лабораторної роботи студент належний знати основні теоретичні положення по даній роботі і вміти аналізувати отримані результати.

6 До виконання лабораторної роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж з техніки безпеки.

Правила техніки безпеки

1 Не вмикати в мережу електричні прилади без дозволу викладача або навчального майстра.

2 Перед включенням електричних приладів в мережу перевірити їх заземлення.

3 Після проведення лабораторної роботи відключити прилади від джерела живлення.

4 При виявленні несправного обладнання повідомити про це викладачеві або навчального майстру.

5 Забороняється вставати зі свого робочого місця або переходити на інше без дозволу викладача.

6 Робоче місце необхідно тримати в чистоті і порядку.

Загальні вказівки до виконання звітів

1 Звіти про лабораторних роботах виконуються у відповідній зошити в порядку їх черговості і показуються викладачеві при виставленні заліку.

2 Звіт включає найменування і мета роботи, основні теоретичні положення з даної проблеми, порядок проведення досліджень, необхідні розрахунки, отримані результати і висновки.

3 Копії осцилограм графіки рекомендується виконувати на міліметровому папері із застосуванням креслярського приладдя.

1 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ МЕТАЛУРГІЙНОГО УСТАТКУВАННЯ

Мета роботи: ознайомитися з основними етапами рішення динамічних завдань; вивчити методи експериментального визначення параметрів механічних систем.

1.1 Теоретичні положення

У загальному випадку рішення динамічних задач передбачається виконання таких основних етапів:

- 1) вибір фізичної моделі реальної механічної системи;
- 2) визначення зовнішніх сил, які прикладені до механічної системи;
- 3) складання диференціальних рівнянь, які описують рух розглянутої механічної системи (математичної моделі);
- 4) визначення власних частот коливань механічної системи;
- 5) визначення законів переміщення і швидкостей точок механічної системи;
- 6) визначення сил (пар сил) і напружень, що виникають в пружних зв'язках, механічної системи, яка розраховується.

Найважливішим етапом, що передує теоретичному вивченню динамічних процесів, які відбуваються в реальній механічній системі, є схематизація цієї системи. Схематизація реальної механічної системи полягає у виборі ідеалізованої фізичної моделі, правильно відображає поведінку цієї системи.

Для дослідження динамічних процесів в механічних системах металургійного устаткування задовільними є два види схематизації:

- 1) динамічні моделі або схеми з зосередженими параметрами (дискретні моделі);
- 2) динамічні моделі або схеми з розподіленими параметрами (безперервні моделі).

Параметрами реальної механічної системи є маси і жорсткості складових її ланок. У загальному випадку використовують позначення: a – коефіцієнт інерції, іноді званий наведеною масою; c – коефіцієнт жорсткості, або узагальнений коефіцієнт жорсткості. У розрахункових схемах параметри є наведеними величинами. Приведення проводиться на підставі рівності загальної енергії реальної і наведеної систем.

Коефіцієнти жорсткості c визначають методами теорії опору матеріалів. Так, наприклад, під коефіцієнтом жорсткості при крученні розуміють момент крутіння $M_{кр}$, що закручує вал на кут $\varphi = 1$ рад.

$$c = M_{кр} / \varphi. \quad (1.1)$$

Коефіцієнт жорсткості ділянки вала постійного перерізу визначають за формулою

$$c = GI_p / l, \quad (1.2)$$

де $G = 0,5E / (1 + \mu)$ – модуль зсуву матеріалу вала, Н/мм²;

E – модуль пружності матеріалу вала (для сталі можна прийняти $E = 2,1810 \text{ Н/мм}^2$);

μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу вала (для сталі $\mu = 0,3$);

I_p – полярний момент інерції перерізу вала, мм⁴;

l – довжина ділянки вала, який закручують, м.

Під коефіцієнтом жорсткості при розтягуванні (стисканні) розуміють силу P , що викликає подовження (укорочення) стрижня на величину $l = 1$, мм

$$c = P / l. \quad (1.3)$$

Коефіцієнт жорсткості ділянки стрижня постійного перерізу при розтягуванні (стисканні) визначають за формулою

$$c = EF / l, \quad (1.4)$$

де F – площа поперечного перерізу ділянки стрижня, мм²;

l – довжина ділянки стрижня перерізом F , м.

Величину, зворотну жорсткості, називають піддатливістю

$$e = 1 / c. \quad (1.5)$$

При розрахунках валів (стрижнів) з ділянками різного перерізу більш зручно користуватися піддатливістю, так як загальна піддатливість вала дорівнює сумі податливостей окремих його i -х ділянок:

$$e_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N e_i . \quad (1.6)$$

Коефіцієнти жорсткості при згині пружних балок визначають залежно від схеми закріплення балки і розташування на ній зосередженого вантажу.

Коефіцієнт інерції a є мірою інерції матеріальної точки і вимірюється в одиницях, що відповідають її поступальному або обертальному руху, відповідно кг або кгм^2 .

Моментом інерції щодо осі, яка проходить через центр ваги, називають суму мас окремих частинок тіла на квадрат відстані відповідної частки до осі обертання

$$I = \sum_{i=1}^N m_i r_i^2 . \quad (1.7)$$

У практичних розрахунках часто використовують формулу

$$I = m \rho^2 , \quad (1.8)$$

де ρ – радіус інерції, дорівнює відстані, на якому треба помістити масу тіла, щоб задовольнити умові

$$\sum_{i=1}^N m_i r_i^2 = m \rho^2 . \quad (1.9)$$

Якщо вісь обертання не проходить через центр мас тіла, то радіус інерції визначається з рівняння

$$\rho^2 = \rho_0^2 + a^2 , \quad (1.10)$$

де ρ – радіус інерції відносно центру мас, м;

a – відстань від центру мас до осі обертання, м.

Радіус інерції для суцільного вала можна визначити з залежності $\rho^2 = R^2/2$, а для пустотілого вала $\rho^2 = (R^2 + r^2)/2$, де R і r – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси вала.

Визначення моментів інерції деталей складної форми розрахунковим способом може бути вельми складно. В цьому випадку моменти інерції можуть бути визначені експериментально методом крутильних коливань, маятникових коливань, методом падаючого вантажу та ін. [1].

Метод крутильних коливань. Тіло обертання підвішується на сталевому дроті довжиною l . Інший кінець дроту жорстко закріплюється в опорі (рис. 1.1). При цьому необхідно забезпечити сувору вертикальність осі обертання. Провід з підвішеною деталлю закручують з положення рівноваги на деякий

кут і підраховують число z повних коливань, що здійснюються деталлю за досить великий проміжок часу t .

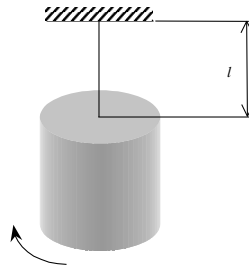


Рисунок 1.1 – Визначення моменту інерції методом крутильних коливань

Нехтуючи загасанням коливань, момент інерції визначають за формулою

$$I = T^2 c / (4\pi^2), \quad (1.11)$$

де $T = t/z$ – період повного коливання, с;

c – направляючий момент проводу, що викликає закручування на кут в один радіан (величина жорсткості) Н·м/рад.

Значення c можна визначити за розмірами дроту відповідно до формули (1.2). Оскільки отримати точну величину модуля зсуву G складно, жорсткість в окремих випадках доцільніше визначати експериментально, вимірюючи момент крутіння M , необхідний для закручування дроту з положення рівноваги на кут ϕ .

Метод маятникових коливань. Деталь прикріплюється дротом до відрізка кутової сталі (рис. 1.2) так, щоб вершина куточка могла бути використана як призма, щодо якої деталь могла б коливатися.

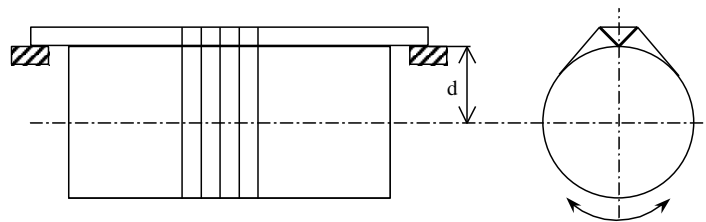


Рисунок 1.2 – Визначення моменту інерції методом маятникових коливань

Обидва кінці отриманого маятника спираються на горизонтальні металеві опори таким чином, щоб деталь могла здійснювати коливання відносно точок опори. Момент інерції деталі щодо осі, що збігається з вершиною куточка, при нехтуванні моментом інерції останнього, складе:

$$I_d = G_d d T^2 / (4\pi^2), \quad (1.12)$$

де G_d – вага деталі, Н;

d – відстань між віссю деталі і віссю кочення, мм;

T – період одного коливання, с.

Визначивши експериментально I_d , можна знайти квадрат радіуса інерції

$$\rho^2 = g d T^2 / (4\pi^2), \quad (1.13)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с².

Справжнє значення радіуса інерції самої деталі ρ_0 може бути знайдено з виразу (1.10)

$$\rho_0^2 = \rho^2 - d^2. \quad (1.14)$$

У підсумку момент інерції складе

$$I = \frac{G}{g} \left(g \frac{d T^2}{4\pi^2} - d^2 \right) = G \left(\frac{d T^2}{4\pi^2} - \frac{d^2}{g} \right). \quad (1.15)$$

Метод падаючого вантажу. Даний метод дозволяє визначити момент інерції деталі, замість виймання її попередньо з складального вузла, наприклад, визначити момент інерції ротора електродвигуна без його розбирання.

На кінець вала або на шків, закріплений на валу, навивають декілька витків шнура. Іншого кінця шнура з прикріпленням до нього вантажем дають можливість опускатися. Під час експерименту вимірюють час t , за яке вантаж опускається на висоту h зі свого початкового положення.

Момент інерції обчислюється в цьому випадку за формулою

$$I = m r^2 \left(\frac{g t^2}{2h} - 1 \right), \quad (1.16)$$

де m – маса вантажу, кг;

r – радіус кінця вала або шківа, на який навивається шнур, мм.

Лабораторне обладнання

Тарувальний ключ з насадкою, затискний пристрій, вимірювальний інструмент, секундомір, рівнополочний уголок, набір деталей металургійного устаткування.

Порядок виконання роботи

- 1 Перевірити готовність установки до роботи.
- 2 Зробити експерименти по визначенню коефіцієнта жорсткості запропонованої деталі обертання, закручуючи її за допомогою тарувального ключа і фіксуючи кут закручування від положення рівноваги.
- 3 Розрахувати коефіцієнти жорсткості деталей за формулами теорії опору матеріалів, порівняти отримані результати з результатами експериментів.
- 4 Визначити моменти інерції деталей обертання методом гойдання і методом падаючого вантажу.
- 5 Розрахувати моменти інерції деталей за формулами (1.7)–(1.8), порівняти отримані значення з результатами відповідних експериментів.

Зміст звіту

- 1 Найменування і мета роботи.
- 2 Короткі теоретичні відомості.
- 3 Результати експериментального і теоретичного визначення коефіцієнта жорсткості, висновки про зіставлення отриманих результатів.
- 4 Результати експериментального і теоретичного визначення моментів інерції деталей обертання, висновки про зіставлення отриманих результатів.

Контрольні питання

- 1 Вкажіть основні етапи розв'язання динамічних задач.
- 2 Що розуміють під фізичної та математичної моделями?
- 3 Дайте визначення жорсткості та податливості.
- 4 Наведіть формули для розрахунку жорсткості при крученні і стисненні.
- 5 Як визначається жорсткість при згині?
- 6 Дайте визначення моменту інерції маси.
- 7 Що розуміють під радіусом інерції?
- 8 Як визначити момент інерції, якщо вісь обертання не проходить через центр мас тіла?
- 9 У чому полягає визначення моментів інерції методом крутильних коливань?
- 10 В чому полягає визначення моментів інерції методом маятникових коливань?
- 11 В чому полягає визначення моментів інерції методом падаючого вантажу?

2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В КАНАТАХ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Мета роботи: дослідити різні випадки динамічного нагрівання механізму підйому вантажу, експериментально і аналітично визначити динамічні навантаження в канатах.

2.1 Теоретичні положення

В якості найпростішої фізичної моделі механізму може бути прийнята двомасова лінійна система з одним ступенем свободи. Така схема при порівняно простих математичних викладках дає точність першого наближення, яка задовольняє практичним розрахунками [2].

Тут одна кінцева маса – це приведена маса обертових частин механізму, друга кінцева маса – це приведена маса частин, що поступово рухаються. До мас прикладені зовнішні навантаження, напрям і величина яких залежать від режиму роботи механізму. На першу масу діє наведена сила, яка прискорює при розгоні або наведена гальмівна сила при гальмуванні першої маси, на другу масу діє наведена сила статичного опору руху і гальмівна сила при гальмуванні другої маси.

Змушувальні сили вважаємо постійними за величиною, коефіцієнт жорсткості також вважаємо постійним.

Розглянемо два режими несталої роботи механізму: підйом вгору при відсутності зазорів в кінематичних ланках (підйом «з ваги») і підйом при наявності зазорів (підйом «з підхопленням»).

Підйом «з ваги». При складанні рівнянь руху системи використовуємо прямий спосіб, подумки відокремлюючи маси від безмасового силового каркаса (пружного скелета), і для кожної з них записуємо диференціальні рівняння руху, замінюючи дію відкинутих пружних зв'язків їх реакціями. Розрахункова схема системи при підйомі «з ваги» представлена на рис 2.1, а.

Диференціальні рівняння руху системи мають вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 - c(x_2 - x_1) = P_1; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c(x_2 - x_1) = -P_2, \end{cases} \quad (2.1)$$

де x_1, x_2 – лінійні переміщення мас m_1 і m_2 , м;

P_1, P_2 – змушувальні сили, Н;

c – коефіцієнт жорсткості, Н/мм.

Спільне рішення системи рівнянь (2.1) з урахуванням введення відносних переміщень x і прискорення \ddot{x} :

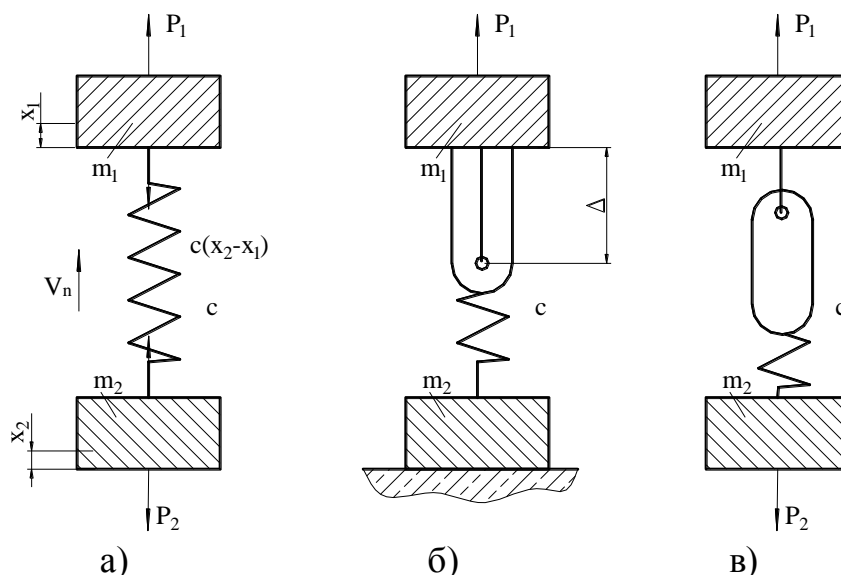
$$x = x_2 - x_1; \quad \ddot{x} = \ddot{x}_2 - \ddot{x}_1 \quad (2.2)$$

дає вихідне диференціальне рівняння для визначення відносного переміщення мас m_1 і m_2 :

$$\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1 = -c \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} (x_2 - x_1) + \frac{P_1 m_2 + P_2 m_1}{m_1 m_2}. \quad (2.3)$$

Спільним рішенням рівняння (2.3) буде

$$x = x' + x'' = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt + x'', \quad (2.4)$$



а – при підйомі «з ваги»; б, в – при підйомі «з підхопленням»
 Рисунок 2.1 – Розрахункова двомасова схема

де x' , x'' – загальне і часткове вирішення рівняння, відповідно;
 p – власна частота коливань, що визначається за формулою

$$p = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}. \quad (2.5)$$

Постійні C_1 і C_2 визначаються з початкових умов:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = x_0 = \frac{(P_1 - P_2)m_2}{c(m_1 + m_2)}, \quad (2.6)$$

а приватне рішення –

$$x'' = \frac{P_1 m_2 + P_2 m_1}{c(m_1 + m_2)}, \quad (2.7)$$

так що

$$x = \frac{P_1 m_2 + P_2 m_1}{c(m_1 + m_2)} - \frac{(P_1 - P_2)m_2}{c(m_1 + m_2)} \cos pt. \quad (2.8)$$

Через те, що при розгоні завжди виконується нерівність $P_1 > P_2$, відносне переміщення досягне максимального значення в момент, коли $t = \pi/p$ і $\cos pt = -1$:

$$x_{\max} = \frac{2P_1m_2 + P_2(m_1 - m_2)}{c(m_1 + m_2)} = \frac{2(P_1 - P_2)m_2}{c(m_1 + m_2)} + \frac{P_2}{c}, \quad (2.9)$$

а максимальна сила, що відновлюється

$$F_{\max} = x_{\max}c. \quad (2.10)$$

2.2 Підйом "з підхопленням"

При підйомі «з підхопленням» слід розрізнити три етапи руху мас:

1) маса m_1 , рухаючись з початковою швидкістю V_0 , вибирає зазор Δ у пружному ланці, що включає в себе приведенний зазор і слабіну канатів (рис. 2.1, б);

2) другий етап охоплює період від початку підхоплення вантажу до моменту виникнення в пружному ланці сили, рівної силі ваги вантажу (рис. 2.1, в);

3) третій етап характеризується загальним рухом обох мас, тому він аналогічний руху системи при підйомі «з ваги» (див. рис. 2.1, а).

Максимальна сила у пружному зв'язку виникає відразу після удару в системі, тобто на початку третього етапу руху [2]:

$$F_{\max} = \frac{P_1m_2 + P_2m_1}{m_1 + m_2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{(m_1 + m_2)(2P_1c\Delta m_2^2 - P_2m_1)}{(P_1m_2 + P_2m_1)^2}} \right). \quad (2.10)$$

Формула (2.10) дає можливість визначити максимальну силу в пружному зв'язку механізму при раптовому відриві вантажу від опори.

Якщо маса обертових частин механізму велика в порівнянні з масою поступово рухомих частин ($m_1 \gg m_2$), то допустимо використовувати відому формулу

$$F_{\max} = P_2 + V_0\sqrt{c/m_2}, \quad (2.11)$$

де $V_0 = \sqrt{2P_1\Delta/m_1}$ – швидкість до кінця вибірки зазору, мм/с.

Ця формула виходить з формули (2.10), якщо прийняти $m_1 \rightarrow \infty$.

Коефіцієнт динамічності для обох випадків визначається:

$$K_d = F_{\max}/F_a, \quad (2.12)$$

де $F_a = (P_1m_2 + P_2m_1)/(m_1 + m_2)$ – амплітуда коливань пружних сил, Н.

Частота і період коливань становлять відповідно:

$$f = p/2\pi; \quad T = 2\pi/p. \quad (2.13)$$

Таким чином, залежно (2.1)–(2.13) дозволяють визначити динамічні навантаження і частотні характеристики в механізмі підйому вантажу при підйомі «з ваги» і при підйомі «з підхопленням».

Рушійна сила P буде створюватися електродвигуном механізму підйому вантажу:

$$P_1 = N_{\text{дв}}\eta/V_{\text{п}}, \quad (2.14)$$

де $N_{\text{дв}}$ – потужність електродвигуна ($N_{\text{дв}} = 3$ кВт);

η – к.п.д. передач;

$V_{\text{п}}$ – швидкість підйому вантажу ($V_{\text{п}} = 8$ м/хв).

Сила опору переміщенню P_2 визначиться як сума ваги вантажу $P_{\text{вант}}$ і ваги підвіски $P_{\text{п}}$:

$$P_2 = P_{\text{гр}} + P_{\text{п}}. \quad (2.15)$$

Маса m_1 є результатом приведення маси обертових частин механізму до вантажу (до напрямку його вертикального переміщення)

$$m_1 = \frac{1,25I_p U^2 K_{\text{п}}^2 \eta}{D_{\text{б}}^2}, \quad (2.16)$$

де I_p – момент інерції ротора електродвигуна ($I_p = 0,06 \text{ кг} \times \text{м}^2$);

$U = \omega_{\text{дв}} / \omega_{\text{б}} = \pi n D_{\text{б}} / (V_{\text{п}} K_{\text{п}})$ – передавальне відношення редуктора механізму підйому;

$K_{\text{п}}$ – кратність поліспасти;

$D_{\text{б}}$ – діаметр барабана ($D_{\text{б}} = 250$ мм);

n – частота обертання ротора електродвигуна ($n = 750$ об/хв).

Наведена маса визначиться як сума маси вантажу і маси підвіски:

Наведена маса m_2 визначиться як сума маси вантажу $m_{\text{вант}}$ і маси підвіски $m_{\text{п}}$:

$$m_2 = m_{\text{гр}} + m_{\text{п}}. \quad (2.17)$$

Для вантажу, підвішеного до рухомих блоків одинарного поліспасти кратністю $K_{\text{п}}$, сумарну жорсткість канатів на ділянці від барабана до підвіски можна визначити:

$$c = K_{\text{п}} E_{\text{к}} F_{\text{к}} / h, \quad (2.18)$$

де E_k – модуль пружності канату (для канатів з органічним осердям – $E_k = 1,10 \dots 1,15 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$, для канатів з металевим осердям $E_k = 1,15 \dots 1,30 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$);

F_k – металева площа поперечного перерізу канату, мм^2 ;

h – вертикальна проекція відстані від осі блоку до місця закріплення канату (рис. 2.2), мм .

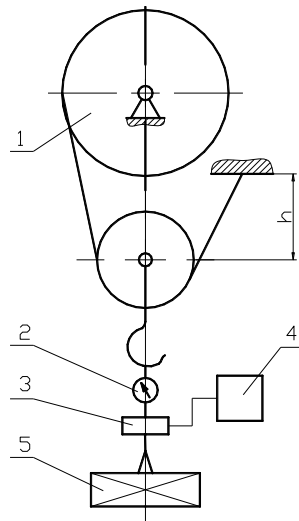


Рисунок 2.2 – Схема лабораторної установки

Лабораторне обладнання

Установка для проведення лабораторної роботи включає механізм підйому 1, динамометр 2, тензометричну ланку 3 з датчиками, тензостанцію з осцилографом 4 і вантажі 5 (див. рис. 2.2).

Порядок виконання роботи

- 1 Перевірити готовність вимірювальної апаратури.
- 2 Зробити тарування вимірювальної апаратури, запис на осцилографічному папері нульової лінії (при відсутності динамометра і вантажу) і запис навантажувальної лінії, відповідної вазі вантажу (при відсутності динамометра).
- 3 Визначити вагу вантажу за допомогою динамометра.
- 4 Записати на осцилограф динамічні навантаження при підйомі «з ваги».
- 5 Записати на осцилограф динамічні навантаження при підйомі вантажу «з підхопленням».
- 6 Обробити експериментальні дані, визначивши тарувальний коефіцієнт навантаження, масштаб часу на осцилограмі, максимальну силу в пружному зв'язку і коефіцієнт динамічності при підйомі вантажу «з ваги» і «з під-

хопленням», а також власну частоту p , період T і частоту f коливань системи. Результати занести в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати експериментальних досліджень динамічних і частотних характеристик механізму підйому вантажу

Умови експерименту	Динамічні характеристики				Частотні характеристики			
	h^* , мм	F_a , Н	F_{max} , Н	K_d	ρ^* , мм	p , c^{-1}	T , с	f , Гц
Підйом “з ваги”								
Підйом “с підхопленням”								

* Результати вимірювань по осцилограмі.

7 Розрахувати динамічні і частотні параметри системи аналітично. Результати занести в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати аналітичного розрахунку динамічних і частотних характеристик механізму підйому вантажу

Умови експерименту	Динамічні характеристики			Частотні характеристики		
	F_a , Н	F_{max} , Н	K_d	p , c^{-1}	T , с	f , Гц
Підйом “з ваги”						
Підйом “с підхопленням”						

Провести зіставлення результатів теоретичних та експериментальних досліджень, визначивши величину відносної похибки розрахунку:

$$\Delta F = \left| \frac{F_{max(експ)} - F_{max(р)}}{F_{max(експ)}} \right| 100\% .$$

Зміст звіту

- 1 Найменування і мета роботи.
- 2 Короткі теоретичні відомості.
- 3 Копія осцилограми навантаження механізму підйому вантажу.
- 4 Визначення динамічних і частотних характеристик на підставі результатів експерименту.
- 5 Розрахунок динамічних і частотних характеристик аналітично.

6 Висновки про зіставлення отриманих експериментальних і теоретичного-чеських результатів.

Контрольні питання

- 1 Що являє собою найпростіша розрахункова схема механізму підйому вантажу?
- 2 Який вид мають диференціальні рівняння руху двомасової системи?
- 3 Який вид має рівняння для визначення пружної сили при підйомі «з ваги»?
- 4 Як визначається максимальна сила в пружному зв'язку при підйомі «з ваги»?
- 5 Як визначається максимальна сила в пружному зв'язку при підйомі «з підхопленням»?
- 6 Що розуміють під коефіцієнтом динамічності?
- 7 Як визначаються власна частота коливань системи p , період T і частота f ?
- 8 Наведіть порядок експериментального визначення динамічних навантажень у механізмі підйому вантажу.

3 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕХАНІЗМІ ПЕРЕКИДАННЯ КОНВЕРТЕРА

Мета роботи: дослідити динамічні процеси в приводі механізму перекидання конвертера, експериментально і аналітично визначити рівень і характер зміни динамічних навантажень в приводі механізму перекидання конвертера.

3.1 Теоретичні положення

З достатньою для практичних розрахунків точністю дослідження динамічних процесів в приводі механізму перекидання конвертера можна проводити по приведеній двомасовій системі з одним ступенем свободи (рис. 3.1). Приведення навантажень і параметрів в даному випадку будемо здійснювати до валу механізму повороту конвертера.

Рівняння руху системи мають вигляд:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 - c(\varphi_2 - \varphi_1) &= M_1; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_2 - \varphi_1) &= -M_2, \end{aligned} \quad (3.1)$$

де φ_1, φ_2 – кути повороту мас, I_1, I_2 , рад;

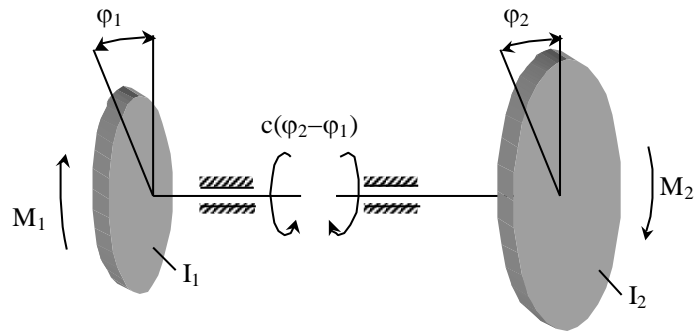


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема механізму перекидання конвертера

M_1 – момент електродвигуна, Нм;

M_2 – момент перекидання конвертера, Нм;

c - коефіцієнт жорсткості, Нм/рад.

Момент перекидання конвертера M_2 визначиться як функція від кута повороту корпусу конвертера φ (рис. 3.2):

$$M_2 = P_{\text{кон}} a \sin \varphi, \quad (3.2)$$

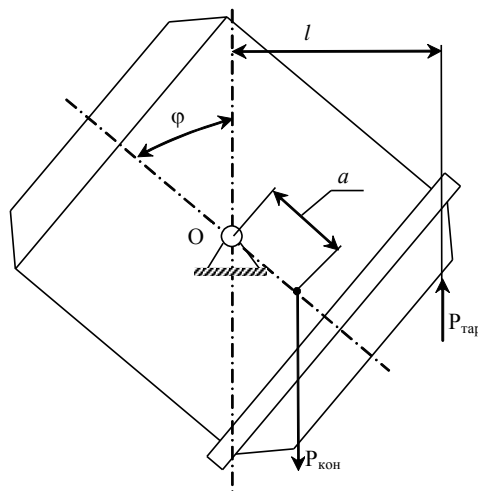


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема до визначення наведеного моменту перекидання конвертера і тарувального моменту

де $P_{\text{кон}} = P_k + P_c$ – вага корпусу конвертера і садки (визначається розрахунком), Н;

a – відстань від осі повороту до центру ваги корпусу конвертера і садки (визначається розрахунком);

$\varphi = \omega t$ – кут нахилу корпусу конвертера від вертикальної осі, рад;

$\omega = \omega_{\text{дв}} / U$ – кутова швидкість повороту корпусу конвертера, рад/с;

$\omega_{\text{дв}} = \pi n / 30$ – кутова швидкість обертання електродвигуна, рад/с;

n - частота обертання ротора електродвигуна ($n = 960$ об/хв);

U – передавальне відношення редуктора ($U = 300$).

Момент M_1 створюється електродвигуном механізму перекидача конвертера:

$$M_1 = (N_{\text{дв}} / \omega_{\text{дв}}) U \eta, \quad (3.3)$$

де $N_{\text{дв}}$ – потужність електродвигуна ($N_{\text{дв}} = 2,5$ кВт);

η – к.п.д. передач ($\eta = 0,6$).

Спільне рішення системи рівнянь (3.1) і (3.3) з урахуванням формули (3.2) дає вихідне диференціальне рівняння для визначення відносного кута закручування $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$:

$$\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_1 = -c \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} (\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{M_1 I_2 - P_{\text{кон}} a \sin \omega t I_1}{I_1 I_2}$$

або

$$\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_1 = -p^2 (\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{M_1}{I_1} + \frac{P_{\text{кон}} a \sin \omega t}{I_2}, \quad (3.4)$$

де $p = \sqrt{c(m_1 + m_2)/(m_1 m_2)}$ – власна частота коливань системи.

Рішення диференціального рівняння (3.4):

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \varphi'_1 + \varphi'_2 = C_1 \sin pt + C_2 \cos pt + \frac{M_1}{I_1 p^2} + \frac{P_{\text{кон}} a}{I_2 (p^2 - \omega^2)} \sin \omega t. \quad (3.5)$$

Постійні інтегрування C_1 і C_2 визначаються з початкових умов:

$$C_1 = -\frac{P_{\text{кон}} a \omega}{I_2 p (p^2 - \omega^2)} \sin \omega t; \quad C_2 = 0. \quad (3.6)$$

В результаті відносний кут повороту φ складе:

$$\varphi = \frac{P_{\text{кон}} a}{I_2 (p^2 - \omega^2)} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p} \sin \omega t \right) + \frac{M_1}{I_1 p^2}, \quad (3.7)$$

а величина моменту, який відновлюється, в пружному зв'язку буде визначатися виразом

$$M = c \varphi. \quad (3.8)$$

Коефіцієнт динамічності системи

$$K_d = \frac{p^2 P_{\text{кон}} a I_1}{I_2 M_1 (p^2 - \omega^2)} + 1. \quad (3.9)$$

Розглянуті залежності (3.1)–(3.9) дозволяють з достатньою для практичних розрахунків точністю наближення досліджувати динамічні навантаження у валі приводу механізму повороту конвертера.

Жорсткість вала c можна визначити за формулою (1.2).

Наведені моменти інерції мас:

$$I_1 = 1,25 I_{\text{дв}} U^2 \eta^2; \quad (3.10)$$

$$I_2 = I_{\text{кон}} + m_{\text{кон}} a^2, \quad (3.11)$$

де $I_{\text{дв}}$ – момент інерції ротора електродвигуна ($I_{\text{дв}} = 0,056 \text{ кгм}^2$);

$I_{\text{кон}}$ – момент інерції корпусу конвертера і садки щодо осі його повороту (визначається розрахунком), кгм^2 ;

$m_{\text{кон}}$ – маса корпусу конвертера і садки (визначається розрахунком), кг .

Лабораторне обладнання

Установка для проведення лабораторної роботи містить в собі діючу модель конвертера 1 з тензометричними датчиками 2 на валу 3 конвертера, тензостанцію з осцилографом 4 (рис. 3.3).

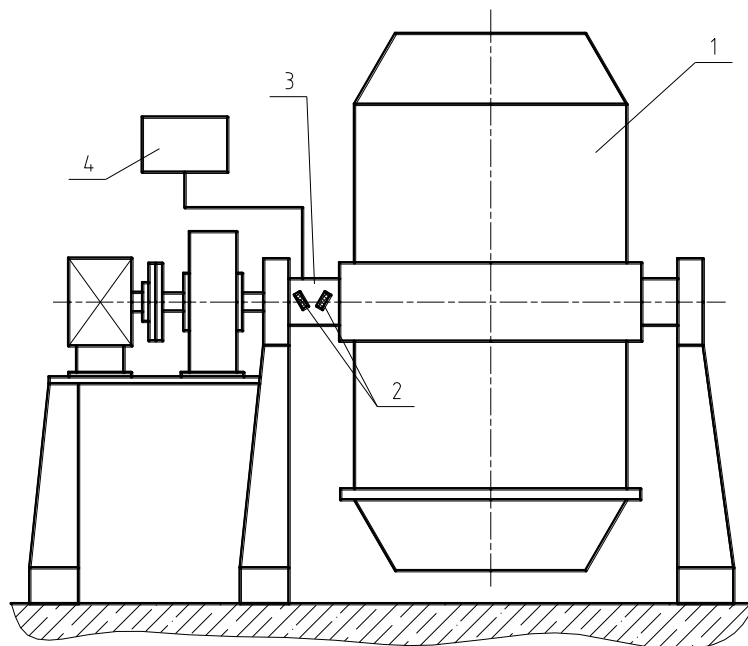


Рисунок 3.3 – Схема лабораторної установки

Порядок виконання роботи

1 Перевірити готовність вимірювальної апаратури.

2 Провести тарування тензометричної апаратури. Записати на осцилограф нульову лінію (при вертикальному положенні корпусу конвертера) і при відповідному навантаженні відомої статичним навантаженням, що здійснюється наступним чином: до корпусу конвертера, розташованому горизонтально, на відстані l від осі його повороту прикладається зовнішня сила $P_{\text{тар}}$, як показано на рис. 3.2. Величина моменту від дії сили $P_{\text{тар}}$, необхідної для визначення тарувального коефіцієнта навантаження $k_{\text{тар}}$, в цьому випадку становить $M_{\text{тар}} = P_{\text{тар}}l$.

3 Записати на осцилограф динамічні навантаження при повороті конвертера на злив, роблячи зупинки в положеннях, відповідних кутам $\varphi = 20^\circ$ і $\varphi = 60^\circ$ (поворот в кожному випадку здійснюється з положення конвертера, відповідного $\varphi = 0^\circ$ (див. рис. 3.2).

4 Визначити розрахунковим шляхом параметри (маси і жорсткості) системи.

5 Обробити експериментальні дані, визначивши тарувальний коефіцієнт навантаження, масштаб часу на осцилограмі, максимальну силу в пружною зв'язку (валу), коефіцієнт динамічності і частотні характеристики механічної системи. Результати занести в табл. 3.1.

6 Визначити динамічні і частотні параметри системи для двох положень корпусу конвертера аналітично. Результати занести в табл. 3.2.

7 Зробити зіставлення результатів теоретичних і експериментальних досліджень, визначивши величину похибки розрахунків:

$$K_d = \left| \frac{K_{d(\text{э})} - K_{d(\text{р})}}{K_{d(\text{э})}} \right| \cdot 100\% .$$

Таблиця 3.1 – Результати експериментальних досліджень динамічних і частотних характеристик системи механізму перекидання конвертера

$\varphi, ^\circ$	Динамические ха- рактеристики				Частотные характеристики			
	h^* , мм	M_a , Н·м	M_{max} , Н·м	K_d	ρ^* , мм	$p, \text{с}^{-1}$	$T, \text{с}$	$f, \text{Гц}$

* Результати вимірювань по осцилограмі.

Таблиця 3.2 - Результати аналітичного розрахунку динамічних і частотні характеристик системи механізму перекидання конвертера

$\varphi, ^\circ$	K_d	p, c^{-1}	T, c	$f, \Gamma_{ц}$

Зміст звіту

- 1 Найменування і мета роботи.
- 2 Короткі теоретичні відомості.
- 3 Копія осцилограми навантаження механізму перекидання конвертера.
- 4 Визначення динамічних і частотних характеристик на підставі результатів експерименту.
- 5 Розрахунок динамічних і частотних характеристик аналітично.
- 6 Висновки про зіставлення отриманих експериментальних і теоретичних результатів.

Контрольні питання

- 1 Який вид мають диференціальні рівняння руху наведеної двомасової системи механізму перекидання конвертера?
- 2 Як визначається момент перекидання конвертера M_2 ?
- 3 Як визначається момент електродвигуна M_1 ?
- 4 Як визначається власна частота коливань двомасової системи p ?
- 5 Як визначається коефіцієнт динамічності?
- 6 Як визначається жорсткість ділянки вала при крученні?
- 7 Як визначаються наведені маси I_1 і I_2 ?
- 8 Який порядок експериментального визначення динамічних і частотних характеристик системи?

4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ГОЛОВНІЙ ЛІНІЇ ПРОКАТНОГО СТАНУ

Мета роботи: вивчити вплив швидкості прокатки на час наростання технологічного навантаження і динамічні зусилля в головній лінії прокатного стану.

4.1 Теоретичні положення

Час захоплення металу валками залежить від швидкості обертання валків, стану переднього кінця смуги, абсолютного обтиску металу, діаметра валків і т.д.

При постійній швидкості прокатки час захоплення

$$t_0 = k\sqrt{R\Delta h} / V_{\Pi}, \quad (4.1)$$

де k – досвідний коефіцієнт;

R – радіус валків, мм;

Δh – абсолютна обтиснення, мм;

V_{Π} – окружна швидкість валків, мм/с.

При прямолінійною залежності наростання моменту від часу захоплення можна записати:

$$\begin{aligned} M_c &= M_{\Pi}t / t_0 \quad \text{– при } t \leq t_0; \\ M_c &= M_{\Pi} \quad \text{– при } t > t_0, \end{aligned}$$

де M_c – момент сил корисного опору, Нм;

M_{Π} – сталий момент прокатки, Нм.

Для двомасової системи, якою можна описати головну лінію приводу прокатного стану, диференціальні рівняння руху без урахування перехідних процесів в електродвигуні:

$$\begin{aligned} I_1\ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ I_1\ddot{\varphi}_1 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_{\Pi}t / t_0 \end{aligned}$$

або за методом Кожевникова:

$$\begin{aligned} \ddot{M}_{12} &= c_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2), \\ \ddot{M}_{12} + c_{12}\left(\frac{I_1 + I_2}{I_1I_2}\right)M_{12} &= \frac{c_{12}M_1}{I_1} + \frac{c_{12}M_{\Pi}}{I_2t_0}t. \end{aligned}$$

Рішення даного рівняння:

$$M_{12} = M_1n_2(1 - \cos pt) + M_{\Pi}n_1(t - \sin pt) / t_0,$$

де n_1, n_2 – коефіцієнти розподілу мас системи:

$$n_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2}; \quad n_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2};$$

p – власна частота коливань системи:

$$p = \sqrt{c_{12} \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}}.$$

Лабораторне обладнання

Прокатний стан 200 ДДМА з тензометричними датчиками на універсальних шпинделях і месдоза, тензостанція з осцилографом, зразки, міряльний інструмент.

Порядок виконання роботи

- 1 Перевірити готовність тензометричної апаратури.
- 2 Відтарувати тензометричний міст і осцилограф.
- 3 Зробити запис нульової лінії.
- 4 Провести запис навантажень, що виникають при прокатці зразків з постійним абсолютним обтисненням і змінною швидкістю прокатки.
- 5 На підставі вимірів зразків і записи на осцилограмі визначити швидкість прокатки, час захоплення металу валками, теоретичний час захоплення і коефіцієнт захоплення.
- 6 Побудувати графік залежності коефіцієнта захоплення від швидкості прокатки.
- 7 Визначити аналітично і по осцилограмі частоту і період власних коливань системи, порівняти отримані результати, зробити висновок про рівень динамічних навантажень при захопленні металу валками.

Зміст звіту

- 1 Найменування і мета роботи.
- 2 Короткі теоретичні відомості.
- 3 Вихідні дані для аналітичного розрахунку.
- 4 Тарувальні осцилограми і осцилограми навантажень в головній лінії стану.
- 5 Графік залежності коефіцієнта захоплення від швидкості прокатки.
- 6 Графік залежності динамічних навантажень від часу захоплення, отриманий на підставі аналітичного розрахунку.
- 7 Висновки про зіставлення отриманих експериментальних і теоретичних результатів.

Контрольні питання

- 1 Від чого залежить час захоплення металу валками?
- 2 Як визначити час захоплення металу валками?
- 3 Як визначити період власних коливань двомасової системи?

4 Як дослідним шляхом визначити коефіцієнт захоплення металу валками?

5 Який вид мають диференціальні рівняння руху двомасової системи при прямолінійному наростанні навантаження?

6 Який основний параметр впливає на величину динамічних навантажень при зміні технологічного опору?

5 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5

ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ МЕТАЛУРГІЙНОГО УСТАТКУВАННЯ

Мета роботи: ознайомитися з методами схематизації випадкових процесів, набути практичних навичок обробки осцилограм, побудови функції розподілу амплітуд напружень та отримання вихідної інформації про експлуатаційної завантаженості, яка використовується для розрахунку на втомну довговічність; ознайомитися з послідовністю обліку нерегламентованих факторів.

5.1 Теоретичні положення

Характер зміни напружень в деталях машин в процесі експлуатації можна розділити на регулярний і нерегулярний. Регулярним навантаженням, відповідно ГОСТ 23207-78, називають навантаження, що характеризуються періодичним законом зміни напружень в часі з одним максимумом і одним мінімумом протягом одного періоду при сталості параметрів циклу напружень протягом всього часу експлуатації.

Всі інші типи навантажень називають нерегулярними. До них відносяться бігармонічні, полігармонічні, блочні (рис. 5.1, а) і випадкові (рис. 5.1, б) навантаження [3–5].

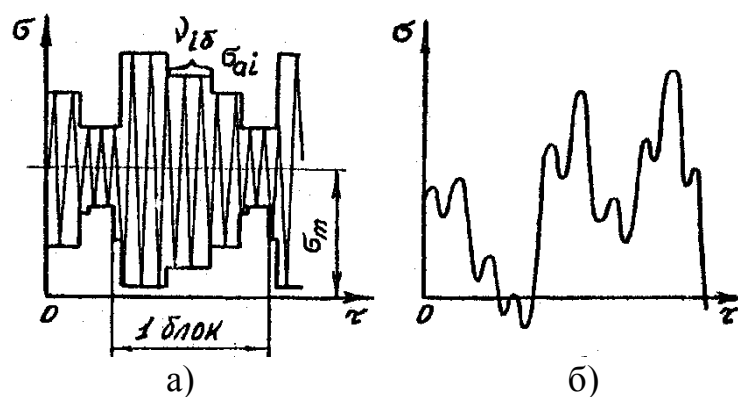


Рисунок 5.1 – Деякі типи зміни напружень в часі

Блочне навантаження характеризується багаторазовим повторенням однакових блоків, кожен з яких складається з ряду ступенів нагрівання: $i=1,2,\dots,r$. Ступінь навантажування характеризується амплітудою σ_{ai} і числом її повторення в одному блоці $v_{i\delta}$, так що загальне число циклів в одному блоці складає

$$v_{\delta} = v_{1\delta} + v_{2\delta} + \dots + v_{r\delta} = \sum_{i=1}^r v_{i\delta}. \quad (5.1)$$

Блочне навантаження може бути при постійному середньому напруженні циклу σ_m (див. рис. 5.1, а) або мати різні величини для окремих ступенів σ_{mi} . Блок навантаження при $\sigma_m = \text{const}$, таким чином, задається таблицею, що містить r пар чисел $(\sigma_{ai}, v_{i\delta})$ $i = 1, 2, \dots, r$, де r – число ступенів в блоці. При наявності середньої напруги σ_m або σ_{mi} обчислюють наведені до симетричного циклу еквівалентні амплітуди

$$\begin{aligned} \sigma_{aie} &= \sigma_{ai} + \psi_{\sigma D} \sigma_m && \text{при } \sigma_m = \text{const}; \\ \sigma_{aie} &= \sigma_{ai} + \psi_{\sigma D} \sigma_{mi} && \text{при } \sigma_m \neq \text{const}, \end{aligned} \quad (5.2)$$

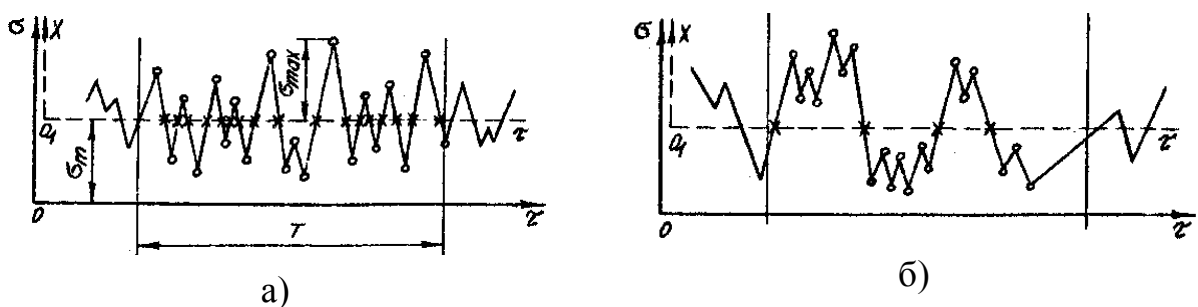
призводять до такого ж втомленого пошкодження, як і при асиметричних циклах. Тут $\psi_{\sigma D}$ – коефіцієнт впливу асиметрії циклу на граничну амплітуду напружень деталі.

Найбільшого поширення на практиці має випадкове навантаження, при якому процес зміни напружень в часі є випадковим і характеризується наступними параметрами: середнім значенням, функцією розподілу випадкових ординат і т.д.

Розглянемо два типи процесів (рис. 5.2). На відріжку часу T кружками відзначені екстремуми процесу (мінімуми і максимуми), хрестиками – точки перетину процесом σ середнього рівня σ_m .

Розглянемо інший випадковий процес в координатах $x - \tau$:

$$x = \sigma - \sigma_m. \quad (5.3)$$



а – вузькосмуговий; б – широкосмуговий

Рисунок 5.2 – Два типи випадкових процесів зміни напружень

У цьому випадку нова ось абсцис $O_1\tau$ відстоїть від старої на відстані σ_m , а середнє значення процесу $x(\tau)$ дорівнює нулю, що спрощує подальший розгляд. Для процесу $x(\tau)$ хрестики є точками перерізу процесом нульового рівня.

Розглянемо параметр χ , який дорівнює відношенню середнього числа «нулів» n_0 (тобто числа точок перетину графіка процесу $x(\tau)$ своєї осі абсцис $O_1\tau$) до середнього числа екстремумів процесу n_e на деякому відрізку часу T :

$$\chi = n_0 / n_e. \quad (5.4)$$

На рис. 5.2: $n_0 = 17$, $n_e = 20$, $\chi = 17/20 = 0,85$ (для процесу а); $n_0 = 4$, $n_e = 20$, $\chi = 4/20 = 0,2$ (для процесу б). В цьому і полягає принципова різниця між процесами а і б (див. рис. 5.2).

Коефіцієнт χ називають коефіцієнтом складності структури процесу або коефіцієнтом нерегулярності. Якщо $\chi = 1$ (див. рис. 5.2, а), то процес умовно називають вузькосмуговим, маючи на увазі, що частоти такого процесу зосереджені всередині вузької смуги біля однієї з певних частот. Якщо $\chi \ll 1$, то процес умовно називають широкосмуговим, маючи на увазі наявність в процесі різних частот (хоча в разі $\chi \ll 1$ і при сумі декількох вузькосмугових процесів таку суму можна також умовно назвати широкосмуговим процесом).

Для накопичення втомних пошкоджень найбільш важливі значення амплітуд напруг і кількість циклів їх повторення. У разі вузькосмугового процесу виділити амплітуди напружень дуже легко, а саме: амплітуди обчислюють за формулою

$$\sigma_{ai} = \sigma_{maxi} - \sigma_m. \quad (5.5)$$

Зареєструвавши все максимуми процесу σ_{maxi} ($i = 1, 2, \dots, N$) на відрізку часу T і вирахувавши з них σ_m , отримуємо за формулою (5.5) випадкову послідовність амплітуд напружень σ_{ai} , що є вихідною інформацією для обчислення розрахункових показників навантаженості. Цей метод називається методом «максимумів» і є одним з методів так званої схематизації випадкового процесу, який дозволяє замінити реальний процес деякої послідовністю амплітуд напружень, еквівалентної йому з пошкодженої дії.

У разі процесу більш складної структури (див. рис. 5.2, б) виділення амплітуд напружень стає менш очевидним, в зв'язку з чим з'явилося велике число методів схематизації, які призводять до різноманітних результатів.

В даний час прийнято вважати, що найбільш прийнятні дані для оцінки довговічності дають метод повних циклів і метод «дощу», що призводять практично до однакових результатів.

Розглянемо метод повних циклів на прикладі випадкового процесу (рис. 5.3). Осцилограма розглядається на відрізку часу τ_6 , відповідному одному блоку навантаження, під яким розуміють представницьку сукупність послідовних значень змінних напружень, відповідних певного напрацювання деталі l_6 в експлуатації. Величина l_6 може вимірюватися в годинах роботи, обсязі випуску продукції, в кількості технологічних циклів і т.д. На практиці відбирають блок досить великим для отримання статистично представницьких результатів.

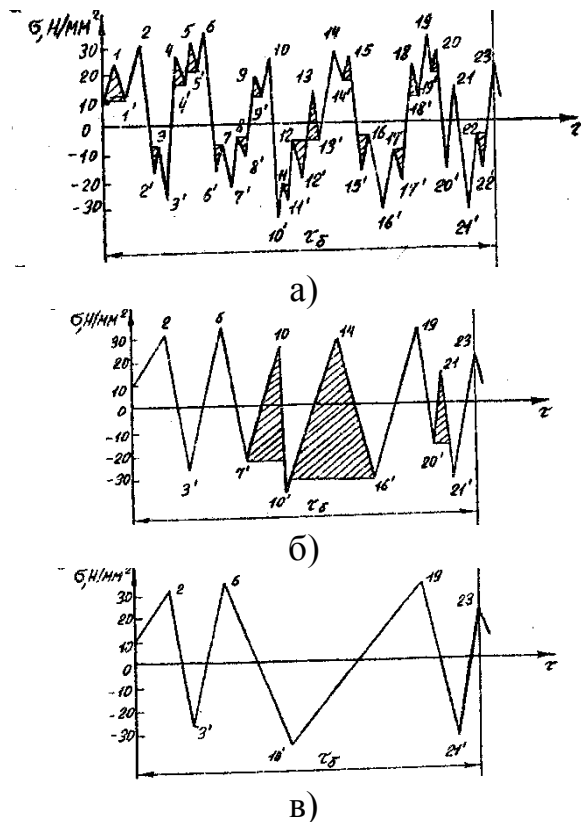


Рисунок 5.3 – Обробка осцилограми за методом повних циклів

Загальне напрацювання деталі за термін служби до появи втомної тріщини L визначається:

$$L = \lambda l_6, \quad (5.6)$$

де λ – число блоків навантаження до появи тріщини.

Число циклів в блоці навантаження ν_6 і сумарне число циклів до появи тріщини $N_{\text{сум}}$ пов'язані співвідношенням

$$N_{\text{сум}} = \lambda \nu_6. \quad (5.7)$$

Сенс методу повних циклів зводиться до наступного. З цього методу спочатку з процесу виділяють цикли з розмахами малої величини, показаними штрихуванням на рис. 5.3, а. Ці розмахи записані в табл. 5.1 (до розмаху

22-22 ' включно). Далі записані розмахи вимикають з процесу, в результаті чого виходить процес, показаний на рис. 5.3, б. Заштриховані на цьому малюнку розмахи записують в табл. 5.1, після чого їх також виключають, переходячи до процесу на рис. 5.3, в. У цьому процесі реєструють розмахи 2-3 ', 6-10', 19-21 ', які також записують в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Позначення	Розмах, Н/мм ²	Позначення	Розмах, Н/мм ²	Позначення	Розмах, Н/мм ²
1-1'	13	12-12'	14	7'-10	50
2'-3	9	13-13'	15	14-16'	58
4-4'	10	14'-15	8	20'-21	29
5-5'	10	15'-16	9	2-3'	57
6'-7	8	17-17'	11	6-10'	67
8-8'	7	18-18'	12	19-21'	64
9-9'	6	19'-20	8		
11-11'	5	22-22'	12		

Для побудови функції розподілу амплітуд напружень σ_a розмахи в табл. 5.1 ділимо навпіл, утворюючи варіаційний ряд амплітуд (табл. 5.2). Для цієї мети обчислюють величини $[(i-0,55) / n] 100\%$, які являються емпіричною оцінкою ймовірності появи події $\sigma_a \leq \sigma_{ai}$, і точки з абсцисами σ_{ai} і координатами $[(i-0,55) / n] 100\%$ наносять на нормальний вірогідний папір. Така побудова дана на рис. 5.4, з якого видно, що функція розподілу амплітуд не відповідає нормальному закону (як і будь-якого іншого – експоненціального, Вейбулла, Пірсона та ін.) і носить досить складний характер. Тому доцільно здійснювати ступеневу апроксимацію емпіричної функції розподілу і вести розрахунок втомної довговічності за ступеневою апроксимуючою функцією розподілу. У табл. 5.3 і на рис. 5.4 пояснюється ступінчаста апроксимація функції розподілу амплітуд, отриманої за методом повних циклів.

У першому рядку табл. 5.3 записані величини σ_a^* , що є правими кінцями інтервалів по осі абсцис, на які розбитий діапазон зміни амплітуд, самі інтервали записані в 3-му рядку, а їх середини – в 4-ій.

У 2-му рядку записані величини ймовірностей P_i , відповідні правим кінцям інтервалів σ_{ai}^* і взяті безпосередньо з рис. 5.4.

Таблиця 5.2

i	$\sigma_{ai},$ Н/мм ²	$\frac{i-0,5}{n} \times$ $\times 100\%$	i	$\sigma_{ai},$ Н/мм ²	$\frac{i-0,5}{n} \times$ $\times 100\%$	i	$\sigma_{ai},$ Н/мм ²	$\frac{i-0,5}{n} \times$ $\times 100\%$
1	2,5	2,3	9	5,0	38,6	17	14,5	75,0
2	3,0	6,8	10	5,0	43,2	18	25,0	79,5
3	3,5	11,4	11	5,5	47,7	19	28,5	84,1
4	4,0	15,9	12	6,0	52,3	20	29,0	88,5
5	4,0	20,4	13	6,0	56,9	21	32,0	93,1
6	4,0	25,0	14	6,5	61,3	22	33,5	97,8
7	4,5	2,6	15	7,0	65,9			
8	4,5	34,1	16	7,5	70,5			

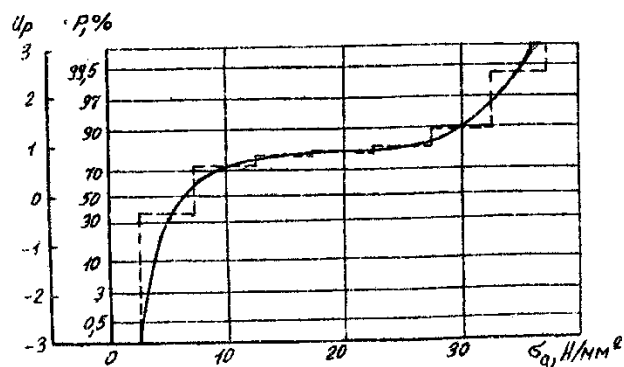


Рисунок 5.4 – Функція розподілу амплітуд напружень процесу, представленою на рис. 5.3

Таблиця 5.3 – Результати схематизації випадкового навантаження

№ з/п	Параметри блока навантаження	Номер інтервалу i								Сумарне значення
		1	2	3	4	5	6	7	8	
1	$\sigma_a^*,$ Н/мм ²	0	5	10	15	20	25	30	35	—
2	$P_i,$ %	0	40	72	78	80	81	88	88.2	—
3	Інтервал $\sigma_{ai},$ Н/мм ²	0-5	5-10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	35-40	—
4	Середина інтервала $\sigma_{ai},$ Н/мм ²	2.5	7.5	12.5	17.5	22.5	27.5	32.5	37.5	—
5	$\Delta P_i,$ %	40	32	6	2	1	7	11.2	0.8	$\sum \Delta P_i = 100\%$
6	$t_i = \Delta P_i / 100$	0.4	0.3	0.0	0.0	0.01	0.07	0.11	0.008	$\sum t_i = 1$
7	$v_{i\sigma}$	8.8	7.0	1.3	0.4	0.22	1.54	2.42	0.176	$v_{\sigma} = \sum v_{i\sigma} = 22$
8	$\sigma_{ai} / \sigma_{a \max}$	0.0	0.2	0.3	0.4	0.60	0.73	0.86	1	—

У 5-му рядку дані різниці $\Delta P_i = P_i - P_{(i-1)}$ значень P_i на правому і лівому кінцях кожного i -го інтервалу, а в 6-му рядку – величини $t_i = \Delta P_i / 100$, що представляють собою ті ж різниці в частках одиниці і характеризують ту частку від загальної кількості циклів в блоці v_{i6} , яка доводиться на i -й інтервал, тобто величину v_{i6} .

Таким чином,

$$v_{i6} = t_i v_{6} = (\Delta P_i / 100) v_{6}. \quad (5.8)$$

Ці величини записані в 7-му рядку. У 8-му рядку записані амплітуди напружень σ_{ai} , які віднесені до максимальної амплітуди $\sigma_{a \max} = 37,5 \text{ Н/мм}^2$. Таким чином, випадковий процес зміни напружень (див. рис. 5.3) зведений до блокового навантаження, заданому в табл. 5.3 і еквівалентному йому по шкідливій дії.

Дані табл. 5.3 є вихідною інформацією про експлуатаційне навантаження, яка використовується для розрахунку на втомну довговічність.

Зазвичай машини працюють поперемінно в різних умовах експлуатації або при різних режимах, що викликають різні рівні змінної навантаженості. Так, наприклад, рівень змінних напружень в лінії приводу прокатного стану в суттєвому ступені залежить від матеріалу, який прокатується, стану поверхні матеріалу, швидкості прокатки та ін. Ці фактори є регламентованими. Для кожного режиму на основі тензометрії отримують за описаною вище методикою свою ступінчасту функцію розподілу амплітуд напружень, і далі на їх основі – так званий змішаний блок навантаження, в якому врахована робота при всіх g режимах з частками роботи за часом P_j , де j – порядковий номер режиму навантаження.

Крім регламентованих факторів існує багато інших факторів, що оказують невеликий вплив на рівень навантажень, які недоцільно вводити в число регламентованих. Тем не менш дія цих факторів необхідно враховувати, так як вони викликають розсіювання параметрів блоку навантаження. До таких нерегламентованих факторів стосовно, наприклад, до прокатних станів можна віднести варіації точності виготовлення конструкції, стану матеріалу, який прокатується та ін.

Облік впливу нерегламентованих факторів повинен вироблятися шляхом ряду повторних вимірів напруг в експлуатації при кожному режимі навантаження.

При цьому внаслідок незначного впливу кожного з нерегламентованих факторів можна вважати, що вид емпіричної функції розподілу в відносних величинах $\sigma_{ai} / \sigma_{a \max} - t_i$ не змінюється, а змінюються тільки величини $\sigma_{a \max}$ і v_{6} змішаного блоку. Так як факторів багато, то можна очікувати відповідно до теореми теорії ймовірності, що випадкова величина $\sigma_{a \max}$ буде мати нор-

мальний розподіл. Практика підтверджує це припущення. Величина v_6 зазвичай розподілена по логарифмічно нормальному закону, тобто за нормальним законом розподілена величина $\lg v_6$.

Таким чином, ступінчаста апроксимація функції розподілу амплітуд напружень змішаного блоку, а також величини $\bar{\sigma}_{a \max}, v_6, \overline{\lg v_6}, v_{\lg v_6}$ є інформацією про навантаженість, необхідної для розрахунку втомної довговічності ймовірносними методами.

Лабораторне обладнання

Персональні ЕОМ, осцилограми навантаження.

Порядок виконання роботи

1. Для ділянки осцилограми, запропонованої викладачем, визначити коефіцієнт складності структури процесу χ , зробити висновок про тип розглянутого процесу.

2. Провести схематизацію випадкового процесу за методом повних циклів, побудувати функцію розподілу амплітуд напружень. Розрахунки виконати з використанням ЕОМ. Результати занести в таблиці, аналогічні табл. 5.1-5.2 відповідно.

3. Провести ступінчасту апроксимацію емпіричної функції розподілу амплітуд, результати занести в таблицю, за формою, яка відповідає табл. 5.3.

Зміст звіту

1. Найменування і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Копія ділянки осцилограми випадкового процесу.
4. Необхідні розрахунки, табличне і графічне представлення отриманих результатів.

Контрольні питання

- 1 Який тип навантаження називають регулярним? Наведіть приклад.
- 2 Які типи навантаження називають нерегулярними?
- 3 Дайте визначення блочному навантаженню.
- 4 Як визначаються наведені до симетричного циклу еквівалентні амплітуди?
- 5 Що розуміють під коефіцієнтом складності структури процесу?
- 6 У чому полягає метод повних циклів?
- 7 Наведіть порядок побудови функції розподілу амплітуд напружень.
- 8 Обґрунтуйте доцільність здійснення ступеневої апроксимації емпіричної функції розподілу.

- 9 Які фактори є регламентованими (нерегламентованими)?
10 Як враховується вплив регламентованих факторів?
11 Як враховується вплив нерегламентованих факторів?

6 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6

РОЗРАХУНОК І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МЕТАЛУРГІЙНИХ МАШИН ЗА КРИТЕРІЄМ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ

Мета роботи: ознайомитися з методами статистичних випробувань (методом Монте-Карло), набути практичних навичок розрахунку надійності деталей металургійних машин за критерієм втомного руйнування.

6.1 Теоретичні положення

Одним з головних показників надійності є ймовірність безвідмовної роботи $Q(L)$ до заданого напрацювання L в умовах експлуатації (години, цикли і т.д.) або ймовірність відмови $P(L) = 1 - Q(L)$. Тут під відмовою будемо розуміти появу першої макроскопічної тріщини втоми протяжністю 0,5...1 мм. Залежність ймовірності появи тріщини P від L називається функцією розподілу довговічності (ФРД) деталі.

На рис. 6.1 як приклад представлена ФРД для деталі, де вірогідність появи тріщини P (у відсотках) відкладена по осі ординат в масштабі, який визначається нормальним законом розподілу, по осі абсцис – напрацювання L в логарифмічному масштабі (логарифмічно нормальна ймовірнісний папір). Ця функція – важлива характеристика надійності і довговічності деталі. Вона показує медіанний ресурс деталі \bar{L} (відповідний ймовірності руйнування 50 %), гамма-процентний ресурс деталі L_γ , відповідний ймовірності безвідмовної роботи γ (у відсотках) або ймовірності появи тріщини $100 - \gamma$ (у відсотках). Зазвичай для металургійних машин необхідна ймовірність безвідмовної роботи $\gamma > 90\%$.

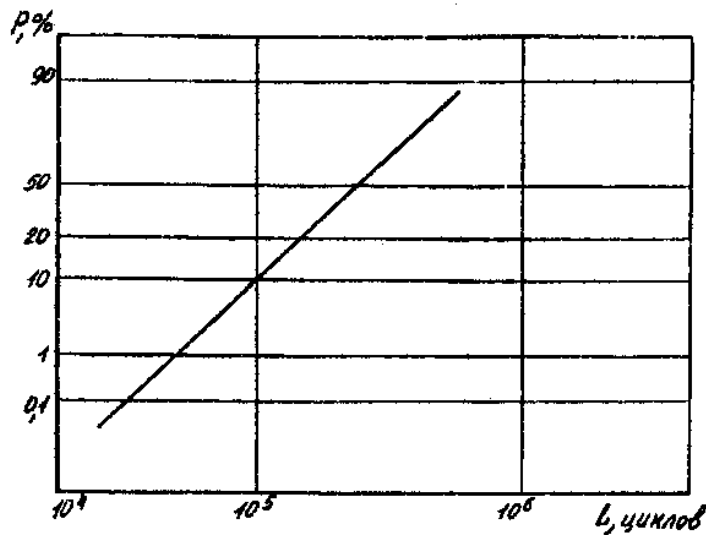


Рисунок 6.1 – Функція розподілу довговічності деталі

ФРД деталі може бути отримана експериментальним і розрахунково-експериментальним методами. Емпіричну ФРД отримують шляхом спостереження за n машинами в експлуатації і фіксації напрацювань L ($i = 1, 2, \dots, n$), після яких з'явилася втомлювальна тріщина в визначеній деталі. За цими даними будується необхідна ФРД на нормальної (або інший) ймовірнісному папері. Такий метод оцінки ФРД є необхідним, але пасивним, так як він призводить до побудови ФРД на тій стадії експлуатації, на якій сотні машин отримали напрацювання, який перевищує медіанний ресурс, тобто на стадії серійного виробництва, коли вносити зміни в конструкцію і технологію виробництва з метою підвищення надійності вже важко і пізно. Крім того, застосування цього методу важко або неможливо для машин одиничного або дрібносерійного виробництва.

Тому актуальне значення має застосування методів оцінки ФРД деталей саме на стадії проектування і доведення досвідченого екземпляра машини, коли можна порівнювати різні конструктивно-технологічні рішення і знаходити оптимальні, що забезпечують найбільшу надійність і довговічність при найменшій матеріалоемності.

Такими методами можуть бути тільки розрахунково-експериментальні, засновані на використанні відомих закономірностей втомного руйнування (або інших закономірностей), а також на експериментальному визначенні характеристик опору втоми і змінної навантаженості деталей в залежності від конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів. Точність оцінок ФРД зростає зі збільшенням обсягу експериментальних досліджень, який повинен визначатися на підставі техніко-економічних міркувань в залежності від обсягу виробництва, вартості та відповідальності машини, необхідного рівня надійності і т.д.

Ідея імовірнісного методу, що дозволяє на стадії проектування і доведення дослідного зразка машини побудувати ФРД деталі і тим самим вирішити поставлене вище завдання, досить проста і полягає в наступному. Від-

носно деталей, втомлювальна крива яких має праву горизонтальну ділянку, втомлювальна довговічність, виражена числом блоків до руйнування, може бути визначена за формулою

$$\lambda = \frac{a_p \sigma_{-1Д} N_G}{\sigma_{a \max}^{m v_б} \sum_{(\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1Д})} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \right)^m t_i}, \quad (6.1)$$

де a_p – сума відносних довговічностей, відповідна появленню тріщини втоми і перебуває згідно з результатами більшої кількості експериментів в інтервалі $0,1 < a_p < 1$;

$\sigma_{-1Д}$ – межа витривалості деталі натурних розмірів, Н/мм²;

m - показник нахилу кривої втоми;

N_G – точка перелому кривої втоми (при відсутності даних можна прийняти $N_G = 2 \cdot 10^6$ циклів);

$\sigma_{a \max}$ – максимальна амплітуда в блоці навантаження, Н/мм²;

$v_б$ – загальне число циклів в одному блоці навантаження, яке визначається за формулою (5.1);

$t_i = v_{iб} / v_б$ – відносне число циклів повторення амплітуди σ_{ai} в i -ому ступеню блоку навантаження.

Відповідне напрацювання L становить $L = \lambda l_б$, де $l_б$ – напрацювання в одному блоці навантаження. Форма блоку навантаження, що визначається сукупністю пар чисел $(\sigma_{ai} / \sigma_{a \max}, t_i)$ ($i = 1, 2, \dots, r$), може вважатися не залежною від випадкових нерегламентованих факторів, а отже, не залежною від них може вважатися і величина a_p , яка визначається формою блоку навантаження. Отже, λ залежить від наступних випадкових величин: $\sigma_{-1Д}$, m , N_G , $\sigma_{a \max}$, $v_б$.

Якщо закони зміни цих величин відомі, то може бути знайдений і закон розподілу (ФРД) для λ . Це може бути зроблено на ЕОМ методом статистичних випробувань, званим також методом Монте-Карло [6; 7].

Суть методу полягає в наступному. Розробляється програма для ЕОМ, яка дозволяє отримувати послідовність випадкових величин $\sigma_{-1Д}$, m , N_G , $\sigma_{a \max}$, $v_б$ з їх законами розподілу. Беручи закони розподілу перерахованих величин нормальними, в процесі моделювання рівномірно розподілені числа c_n в діапазоні можна отримати з використанням стандартного машинного генератора Random псевдовипадкових рівномірно розподілених чисел, а нормально розподілені числа з математичним очікуванням, рівним нулю, і середнім квадратичним відхиленням, рівним одиниці, можна визначити по залежностям:

$$\beta_n = \frac{3\sqrt{9-12\pi\mu_n^2}}{\mu_n\sqrt{2\pi}} \quad - \text{при } |\mu_n| \leq 0,487; \quad (6.2)$$

$$\beta_n = \frac{|\mu_n|[2.25876+57.0256(|\mu_n|-0.487)]}{\mu_n} \quad - \text{при } |\mu_n| > 0,487,$$

де $\mu_n = c_n - 0,5$; $c_n = \text{RND}(c_n - 1)$.

Нормально розподілені числа y_n , що відображають випадкові величини $\sigma_{-1Д}$, m , N_G , $\sigma_{a\max}$, v_b з заданими середньовибірковими значеннями \bar{y} і коефіцієнтами варіації v_n , можна визначити за формулою

$$y_n = \bar{y}(1 + \beta_n v_n). \quad (6.3)$$

Отримавши по одному (першому) числу цих величин, підставляють їх в формулу (6.1) і обчислюють перше значення λ_1 , що є результатом першої реалізації.

Далі ця операція повторюється, в результаті чого отримують n значень λ , де n – число запланованих операцій ($n = 100, 1000$ і т.д.).

Обробляючи статистично отриману сукупність випадкових чисел λ_i ($i = 1, 2, \dots, n$), наприклад, за методом викладеним при побудові функції розподілу амплітуд напружень, отримують функцію розподілу λ , яку можна зобразити на ймовірнісному папері. Це і є шукана функція розподілу довговічності (ФРД).

Таким чином, щоб вирішити поставлене завдання, необхідно знати функції розподілу величин $\sigma_{-1Д}$, m , N_G , $\sigma_{a\max}$, v_b , або хоча б їх середні значення і коефіцієнти варіації.

Лабораторне обладнання

Персональні ЕОМ, осцилограми навантаження.

Порядок виконання роботи

1. Розробити підпрограму, що дозволяє отримувати послідовності випадкових величин $\sigma_{-1Д}$, m , N_G , $\sigma_{a\max}$, v_b з їх законами розподілу (приймаємо нормальний закон).

2. Розробити підпрограму статистичної обробки отриманої сукупності випадкових чисел λ_i ($i = 1, 2, \dots, n$), де n – число запланованих операцій (прийняти $n = 100$).

3. Розробити підпрограму розрахунку довговічності L , виражену на працюванням в часі, з використанням формул (6.1) і (5.1).

4. На підставі перерахованих підпрограм розробити програму статистичних (імітаційних) випробувань (метод Монте-Карло).

5. З використанням розробленої програми виконати розрахунок при наступних вихідних даних. Межа витривалості деталі визначити за формулами:

$$\sigma_{-1Д} = \sigma_{-1} / K; \quad \sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B) \sigma_B,$$

де $\sigma_B = 700 \text{ Н/мм}^2$ – межа міцності;

$K = 5$ – коефіцієнт зниження межі витривалості з урахуванням всіх факторів.

Показник нахилу кривої втоми деталі визначити за формулою:

$$m = (5 + \sigma_B / 80) / K.$$

При розрахунках прийняти: $N_G = 2 \cdot 10^6$ циклів $a_p = 1$; . Значення $\sigma_{a \max}$, σ_{ai} , $\sigma_{ai} / \sigma_{a \max}$, $t_i = v_{i\bar{6}} / v_{\bar{6}}$ ($i=1,2,\dots,r$) вжити за результатами обробки осцилограмми випадкового процесу (див. лаб. роботу 5). Коефіцієнти варіації $v_{\sigma_{-1Д}}$, v_m , v_{N_G} , $v_{\sigma_{a \max}}$, $v_{v_{\bar{6}}}$ прийняти рівними: $v_{\sigma_{-1Д}} = 0,06$, $v_m = 0,03$, $v_{N_G} = 0,10$, $v_{\sigma_{a \max}} = 0,10$, $v_{v_{\bar{6}}} = 0,03$.

На підставі результатів чисельної реалізації програми побудувати ФРД деталі, відклавши по осі абсцис довговічність L (в годинах), по осі ординат – ймовірність появи тріщини P (у відсотках). Визначити медіанний ресурс деталі і ресурс, який відповідає ймовірності безвідмовної роботи $\gamma = 90\%$.

Зміст звіту

1. Найменування і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Текст програми статистичних випробувань.
4. Результати розрахунку.
5. Функція розподілу довговічності в координатах L , ч- P , %.

Контрольні питання

- 1 Що називають функцією розподілу довговічності (ФРД) деталі?
- 2 Що розуміють під медіанним і гамма-відсотковим ресурсом деталі?
- 3 У чому полягає емпіричний метод оцінки ФРД деталі?
- 4 Вкажіть переваги розрахунково-експериментальних методів оцінки ФРД деталі.
- 5 Поясніть ідею імовірнісного методу.
- 6 Які випадкові величини впливають на довговічність L ? Як враховується їх вплив?
- 7 Що являє собою програма статистичних випробувань (метод Монте-Карло)?

Перелік джерел посилань

1. Андреев В. П. Основы электропривода / В. П. Андреев, Ю. А. Сабинин. – М. : Госэнергоиздат, 1963. – 772 с.
2. Казак С. А. Усилия и нагрузки в действующих машинах / С. А. Казак. – М. : Машгиз, 1960. – 168 с.
3. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М. : Машиностроение, 1977. – 232 с.
4. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3 т. Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката : учебник для вузов / Целиков А. И. [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Металлургия, 1988. – 680 с.
5. Гребеник В. М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования / В. М. Гребеник. – М. : Машиностроение, 1969. – 256 с.
6. Соболев И. М. Численные методы Монте-Карло / И. М. Соболев. – М. : Наука, 1973. – 301 с.
7. Калиткин Н. Н. Численные методы / Н. Н. Калиткин. – М. : Наука, 1978. – 512 с.
8. Беленький Д. М. Теория надежности машин и металлоконструкций: учебное пособие / Д.М. Беленький, М.Г. Ханукаев. – Ростов н/Д: Феникс, 2004. – 608 с.
9. Грибков Э. П. Конспект лекций по дисциплине "Динамика и прочность металлургических машин" (для студентов спец. 7.05050311 "Металлургическое оборудование") .-Краматорск:ДГМА,2004 .-60 с.
10. Иванченко Ф. К. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів: навч. посібник / Ф. К. Иванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяев. - К.: Вища шк., 1995. - 455 с.
11. Лукашкин Н. Д. Конструкция и расчет машин и агрегатов металлургических заводов: учебное пособие / Н. Д. Лукашкин, Л. С. Кохан, А. М. Якушев. -М.: Академкнига, 2003. - 456 с.
12. Артюх В. Г., Грибков Э. П., Сорочан Е. Н. Долговечность привода кислородного конвертера //Металлургические процессы и оборудование. – 2014. – №. 2. – С. 31-36.